

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE UN CONGELADOR DE PLACAS  
PARA PESCADO DE CAPACIDAD 240 KG/H  
ANEXOS**

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

**MIGUEL ÁNGEL YÉPEZ SÁNCHEZ**

**ASESOR: ING. ENRIQUE BARRANTES PEÑA**

**Lima, Julio del 2016**



## ANEXO 1. Cálculo de las propiedades termofísicas de la caballa

El presente anexo tiene como finalidad calcular la densidad, calor específico, calor latente, entalpía y conductividad térmica de la caballa para luego ser utilizados en los cálculos térmicos del presente proyecto.

Para este cálculo es importante conocer la composición de la caballa con la finalidad de poder determinar las propiedades termofísicas que no estén definidas. Se considerará como una mezcla de proteínas, grasas, cenizas y humedad, de acuerdo a la siguiente tabla:

**Tabla 1.1.** Porcentaje másico de los componentes de la especie caballa (ASHRAE 2006)

Fracción másica de componentes para la caballa			
Humedad	Proteína	Grasa	Ceniza
63.55%	18.60%	13.89%	1.16%

- Densidad: esta propiedad de la caballa será calculada de acuerdo a la siguiente correlación (Choi y Okos 1986), tanto a la temperatura de entrada (4 °C) del producto, como a la temperatura de congelación total (-40 °C).

$$\rho = \frac{1}{\sum x_i / \rho_i} \quad (1.1)$$

Donde:

$x_i$ : Fracción másica del componente.

$\rho_i$ : Densidad del componente a la temperatura analizada [kg/m<sup>3</sup>]

Adicionalmente, se deben considerar que las densidades de cada componente son función de la temperatura analizada y pueden ser calculadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$\rho_{agua} = 997.18 + 3.14 \times 10^{-3} \cdot T - 3.76 \times 10^{-3} \cdot T^2 \quad (1.2)$$

$$\rho_{proteinas} = 1329.9 - 5.18 \times 10^{-1} \cdot T \quad (1.3)$$

$$\rho_{grasa} = 925.59 - 4.18 \times 10^{-1} \cdot T \quad (1.4)$$

$$\rho_{ceniza} = 2423.80 - 2.81 \times 10^{-1} \cdot T \quad (1.5)$$

$$\rho_{hielo} = 916.89 - 1.31 \times 10^{-1} \cdot T \quad (1.6)$$

Finalmente se calculó la densidad de cada componente a las temperaturas antes mencionadas, obteniendo lo siguiente:

**Tabla 1.2.** Densidad de la caballa a 4 y -40°C

Componente	Porcentaje másico	Densidad @ 4°C (kg/m <sup>3</sup> )	Densidad @ -40°C (kg/m <sup>3</sup> )
Agua / Hielo	63.55%	998.9	922.1
Proteína	18.60%	1327.8	1350.6
Grasa	13.89%	923.9	942.3
Ceniza	1.16%	2422.7	2435.0
<b>Densidad de la caballa (kg/m<sup>3</sup>)</b>		<b>1073.6</b>	<b>1021.4</b>

- Calor específico y latente: estas propiedades fueron tomada directamente de la Tabla 3 del Capítulo 8 del Manual de Refrigeración (ASHRAE 2006).

**Tabla 1.3.** Calor específico y latente de la caballa (ASHRAE 2006)

Especie	Temperatura de inicio de congelación (°C)	Calor específico antes de la congelación (kJ/kg°C)	Calor específico después de la congelación (kJ/kg°C)	Calor Latente (kJ/kg)
Caballa	-2.2	3.35	2.22	212

- Entalpías: esta propiedad deberá ser determinada tanto a la temperatura final del producto (-25 °C) y a la temperatura de inicio de congelación (-2.2 °C). En la Tabla 4 del Capítulo 8 del Manual de Refrigeración (ASHRAE 2006), se incluyen datos de entalpía en función de la temperatura como se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 1.4.** Extracto de la tabla de entalpías en función de la temperatura para el pescado.

<b>Temperatura (°C)</b>	-40	-30	-20	-18	-16	-14	-12	-10	-8	-6	-4	-2	0
<b>Entalpía (kJ/kg)</b>	0	19	42	47	53	59	66	74	84	96	118	177	323

Finalmente, se puede interpolar la entalpía a las temperaturas deseadas, los resultados se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 1.5.** Entalpías a las temperaturas deseadas

<b>Temperatura (°C)</b>	-25	-2.2
<b>Entalpía (kJ/kg)</b>	30.5	169.8

- Conductividad térmica: esta propiedad de la caballa será calculada de acuerdo a la siguiente correlación (Choi y Okos 1986) a la temperatura de congelación total (-40 °C). La conductividad térmica se ponderará según la siguiente ecuación:

$$k = \sum x_i^v \cdot k_i \quad (1.7)$$

$$x_i^v = \frac{x_i / \rho_i}{\sum x_i / \rho_i} \quad (1.8)$$

Adicionalmente, se deben considerar que las densidades de cada componente son función de la temperatura analizada y pueden ser calculadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$k_{hielo} = 2.22 + 6.25 \times 10^{-3} \cdot T - 1.02 \times 10^{-4} \cdot T^2 \quad (1.9)$$

$$k_{proteína} = 1.79 \times 10^{-1} + 1.20 \times 10^{-3} \cdot T - 2.72 \times 10^{-6} \cdot T^2 \quad (1.10)$$

$$k_{grasa} = 1.78 \times 10^{-1} - 2.76 \times 10^{-4} \cdot T - 1.77 \times 10^{-7} \cdot T^2 \quad (1.11)$$

$$k_{ceniza} = 3.30 \times 10^{-1} + 1.40 \times 10^{-3} \cdot T - 2.91 \times 10^{-6} \cdot T^2 \quad (1.12)$$

Finalmente se calculó la conductividad térmica de cada componente a la temperatura antes mencionada, obteniendo lo siguiente:

**Tabla 1.6.** Conductividad térmica de la caballa a -40°C

Componente	Porcentaje másico	Densidad @ - 40°C (kg/m <sup>3</sup> )	Porcentaje ponderado	Cond. térmica @ - 40°C (W/m <sup>2</sup> K)
Agua / Hielo	63.55%	922.1	70.39%	2.632
Proteína	18.60%	1350.6	14.07%	0.127
Grasa	13.89%	942.3	15.06%	0.291
Ceniza	1.16%	2435.0	0.49%	0.269
<b>Conductividad térmica de la caballa (W/m<sup>2</sup>K)</b>				<b>1.916</b>

Finalmente, todas las propiedades ya calculadas, fueron consolidadas en la Tabla 1.7, como se muestra a continuación:

**Tabla 1.7.** Cuadro consolidado de propiedades termofísicas de la caballa.

Propiedad	Unidades	Temperatura de congelación total - 40 °C	Temperatura final de congelación -28 °C	Temperatura de inicio de congelación -2.2 °C	Temperatura de entrada del producto 4 °C
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	1021.4	-	-	1073.6
Entalpía	kJ/kg	-	30.5	169.8	-
Calor específico	kJ/kg.°K	2.22	-	-	3.35
Conductividad térmica	W/m.°K	1.916	-	-	-

## ANEXO 2. Estructura de funciones

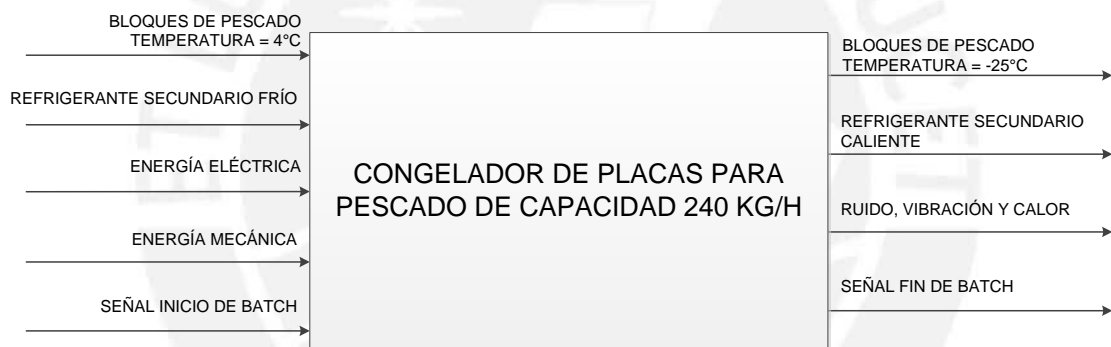
El presente anexo tiene como finalidad mostrar el proceso de abstracción y delimitación de funciones que se deberán considerar durante el diseño de la máquina con la finalidad de cumplir con su función principal.

- Caja negra

En este proceso se abstraerá la máquina como una “caja negra” con la finalidad de poder concentrar los esfuerzos en la conversión de los parámetros de entrada a los de salida utilizando la mayor cantidad de procesos tecnológicos, materiales, procesos constructivos.

Se considerarán tres tipos de datos para estos fines:

- Materia
- Energía
- Señales



**Figura 2.1.** Máquina modelada como una caja negra

A continuación, se explican los datos de entrada y de salida:

- Materia:
  - Bloques de pescado: Los bloques de pescado son el producto de entrada y salida de la máquina, sus temperaturas de entrada y salida se especifican en la Lista de Exigencias.
  - Refrigerante secundario: Este fluido servirá para que el ciclo de refrigeración, interno en el sistema según requerimiento de la Lista de Exigencias, pueda cumplir la etapa de condensación.
- Energía:

- Energía eléctrica: Se refiere a la energía de la red industrial 440 VAC para los elementos de fuerza (motores eléctricos). Para los elementos de control se respetará lo recomendado por los fabricantes y se adaptará en la medida de lo posible.
- Energía mecánica: Se refiere a la energía potencial y cinética tanto de los medios sólidos como de fluidos.
- Señales:
  - Señales de inicio y fin de batch: Son las señales que se tendrán tanto al inicio como al final del proceso de congelación de la materia prima.
- Secuencia de las operaciones

Este acápite tiene como finalidad establecer la secuencia lógica del proceso de congelación de la máquina. Esta se detalla a continuación:

- La máquina inicialmente en punto muerto, completamente desenergizada.
  - Señal de inicio de proceso para energizar la máquina
  - Iniciar el conteo de tiempo de la congelación.
  - Energizar máquina y abrir placas.
  - Alimentar de producto.
  - Posicionar el producto en las placas.
  - Compactar las placas.
  - Abrir válvulas y permitir flujo de refrigerante por dentro de placas.
  - Congelar hasta tiempo programado
  - Abrir placas.
  - Empujar bloques de pescado congelados.
  - Retirar bloques de pescado congelado.
  - Desenergizar y placas volver a punto muerto.
- Lista de funciones

Para cumplir con los requerimientos fijados en la Lista de Exigencias considerando las entradas y salidas determinadas en el proceso de Caja Negra, se definen las siguientes funciones principales:

- Alimentar: Se refiere a la acción de entregarle a la máquina el flujo requerido de los bloques de pescado.
- Posicionar: Se refiere a cómo se ubicarán los bloques de pescado a temperatura inicial del proceso entre las placas frigoríficas.

- Contar tiempo: Una vez que los bloques fueron posicionados dentro de la máquina, se deberá cronometrar el proceso con el tiempo determinado requerido para la congelación.
- Compactar: Se refiere a cómo se garantizará mecánicamente la adecuada presión entre placas y bloques de pescado.
- Congelar: Se refiere a la disposición física de las placas para garantizar la congelación de los bloques de pescado. Se deberá considerar que el medio de congelación provendrá de un circuito cerrado perteneciente a la misma máquina.
- Abrir: Se refiere a la acción de liberar las placas de la presión hidráulica y eliminar el contacto entre las placas y el producto, tanto al inicio del proceso como al momento que el tiempo de congelación ya haya transcurrido.
- Empujar: Se refiere a la acción de desprender el producto de las placas una vez que el proceso de congelación ha finalizado. Se incluye esta función debido a la generación de escarcha durante el proceso que pudiera generar un incremento en la fricción entre la placa y el bloque de pescado.
- Retirar: Se refiere a cómo se retirarán los bloques de pescado ya congelados.

La secuencia de funciones se muestra en la siguiente figura:



**Figura 2.2.** Secuencia de funciones

Adicional a las funciones propias del congelador, también se considerará que las funciones del ciclo de refrigeración deberán ser cumplidas por algún sistema interno diseñado para satisfacer las necesidades propias de frío. Estas funciones son:

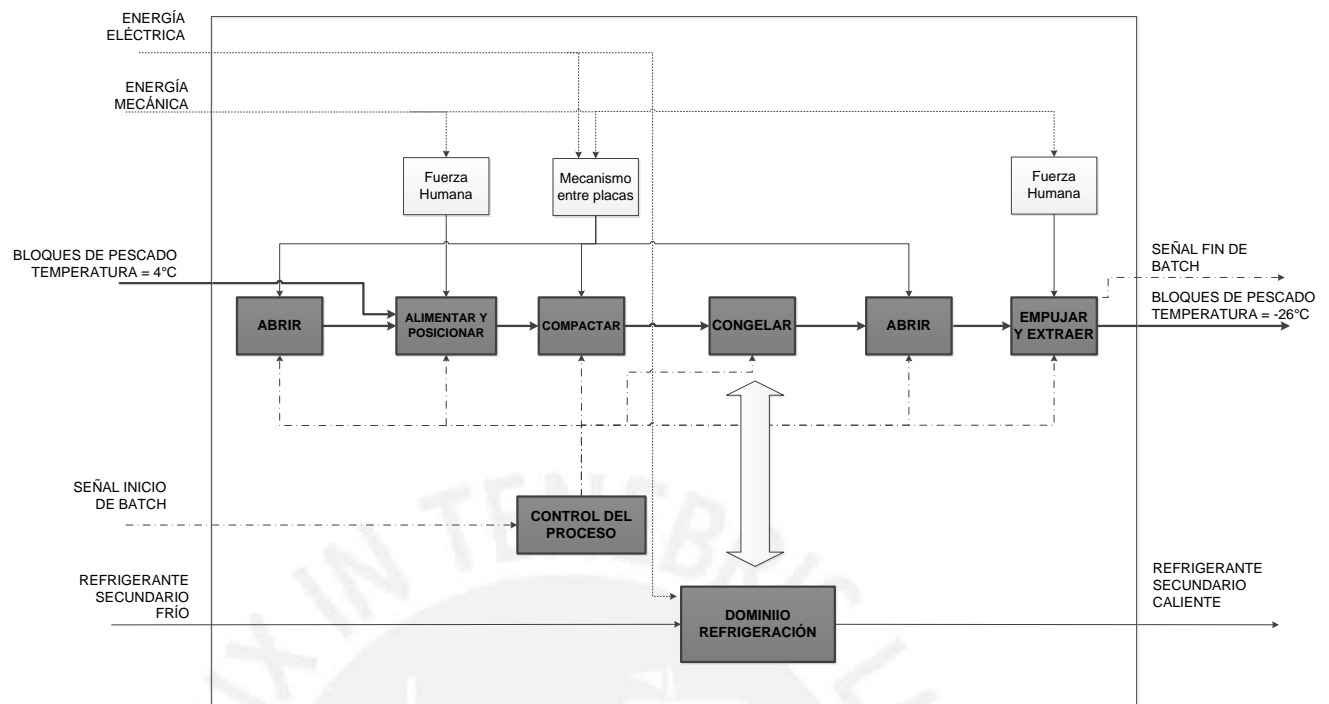
- Separar fases: Para garantizar que la temperatura del medio de congelación, se deberá tener un evaporador de tipo inundado. Esto quiere decir que a la salida del evaporador el refrigerante deberá estar en estado de vapor húmedo, por ello con la finalidad de garantizar la continuidad del ciclo se deberán separar las fases de vapor saturado y líquido saturado.
- Transportar: Una vez separadas las fases a la salida del evaporador (congelador), la presión de la fase de líquido deberá ser aumentada para ser transportada a su acumulación, previo a su retorno al congelador.
- Comprimir: Por otro lado, la fase de vapor saturado deberá ser comprimida para continuar con el ciclo de refrigeración interno. Se considerará que este proceso tendrá una eficiencia isoentrópica de 75%.

- Condensar: Una vez comprimido el fluido refrigerante, este deberá ser condensado hasta la fase de líquido saturado mediante un medio de refrigeración secundario.
  - Expandir: El líquido generado durante la condensación deberá ser expandido isoentálpicamente hasta la presión y temperatura fijadas para el proceso de congelación.
  - Evaporar: Luego de la expansión, el fluido refrigerante en estado de líquido saturado ingresa a las placas (evaporador) y empieza su cambio de estado hasta vapor.
  - Acumular: Una vez que se obtenga el fluido refrigerante a condiciones suficientes para la congelación, este se acumulará en un recipiente para ser dosificado hacia las placas del evaporador.
- Diagrama de funciones

Para la conceptualización de los diagramas, se tiene en cuenta tanto la interrelación de las funciones, las entradas y salidas definidas, así como las señales. Se definió estructuras de funciones tanto para el dominio mecánico así como para el dominio refrigeración.

- Dominio mecánico

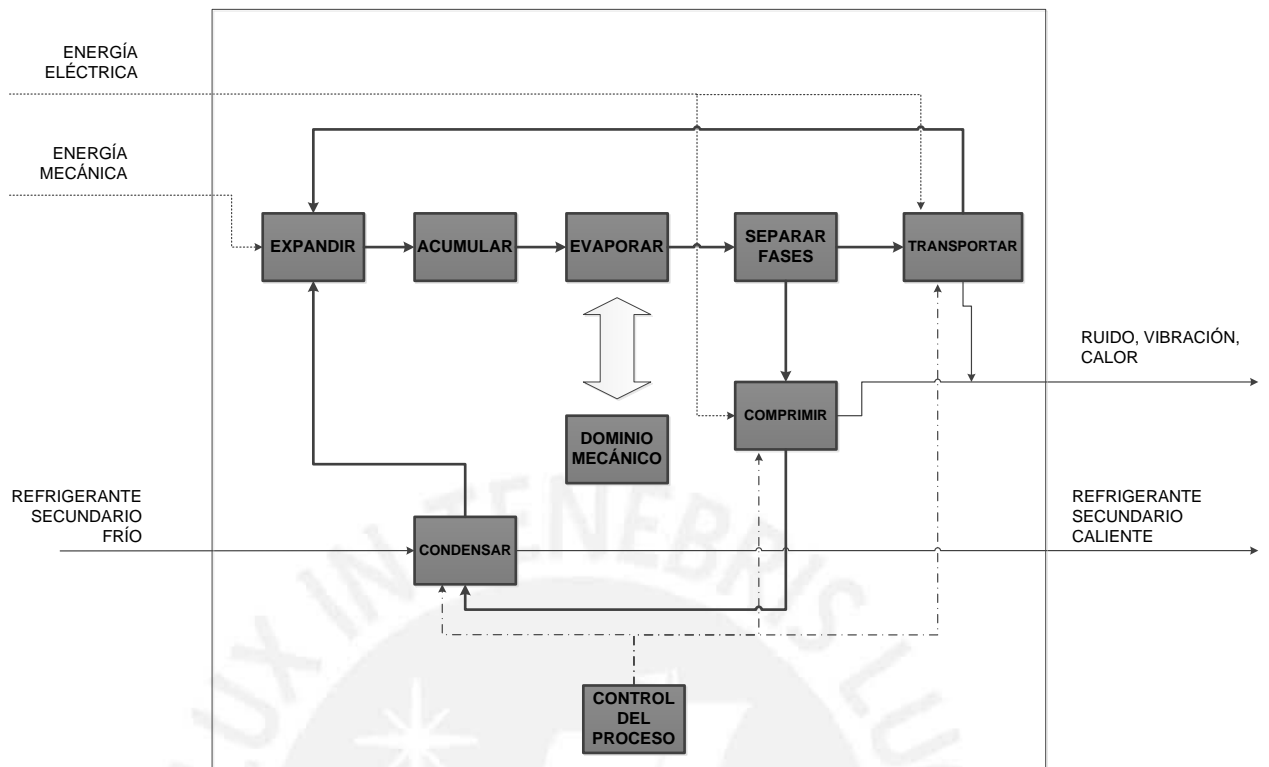
La entrada y salida de producto será manual. Se fusionan las funciones Alimentar y Posicionar en una sola acción ejecutada mediante un operador. En adición, también se juntaron las funciones empujar y extraer que serán ejecutadas mediante un operador.



**Figura 2.3.** Diagrama de funciones – Dominio mecánico

➤ Dominio refrigeración

Se consideran las funciones definidas para el ciclo de refrigeración, como entradas se definen energía eléctrica y mecánica, así como un refrigerante secundario para la condensación.



**Figura 2.4.** Diagrama de funciones – Dominio refrigeración

### ANEXO 3. Descripción de las alternativas para el concepto solución del dominio mecánico

El presente anexo tiene como finalidad mostrar las cuatro alternativas especificadas para determinar el concepto solución del dominio mecánico.

➤ Matriz morfológica

Se busca mostrar las diferentes combinatorias de portadores de funciones para la estructura de funciones definida en el dominio mecánico.

FUNCIONES	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1. Abrir y Compactar	Pistón neumático 	Pistón hidráulico 	Motorreductor 	
1.1. Mecanismo entre placas	Pasador + bocinas 	Pasador + guía 	Mesa de tijeras 	Cremallera 
2. Alimentar y Posicionar	Manguera 			
3. Congelar	Placas verticales 	Placas horizontales 		
4. Empujar y Extraer	Mando 			
	N° 01	N° 02	N° 03	N° 04

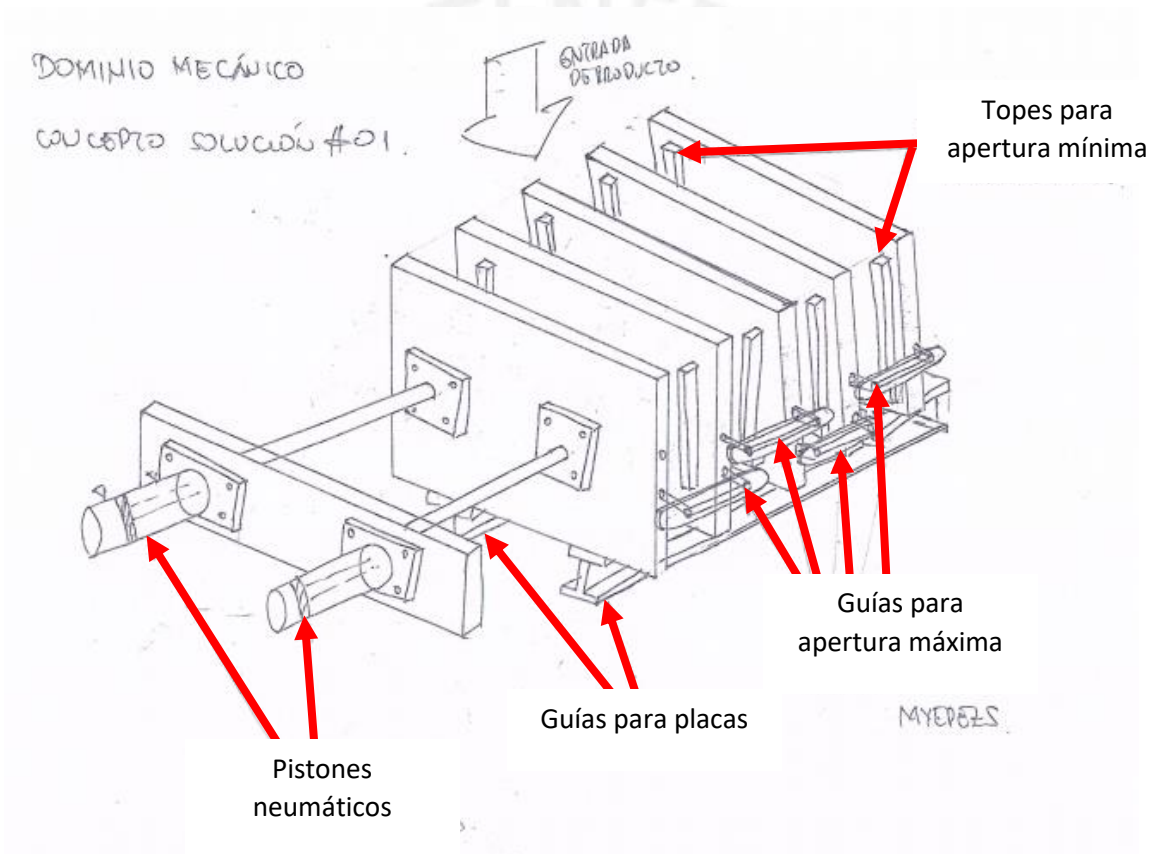
Figura 3.1. Matriz morfológica dominio mecánico

➤ Alternativa 1

En esta alternativa se propone una entrada de producto por la parte superior, al haber escogido una disposición de placas verticales.

El accionamiento del mecanismo entre placas será mediante pistones neumáticos al no tener mayor carga además de la fricción entre el conjunto de placas y alguna guía que se considere para su movimiento.

La regulación de la distancia entre placas será mediante guías y pasadores, las cuales limitarán la apertura máxima de las placas. La apertura mínima de esta será regulada mediante topes fijos en la misma placa.



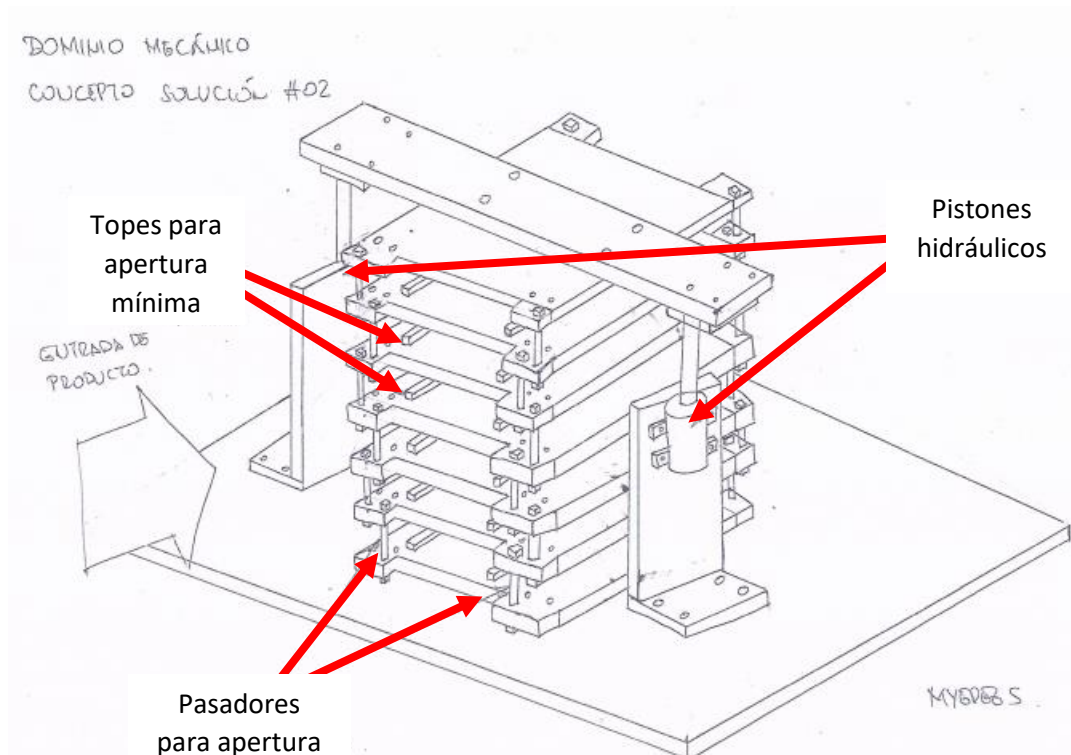
**Figura 3.2.** Esquema del Concepto Solución 1

➤ Alternativa 2

En esta alternativa se propone una entrada de producto lateral, al haber escogido una disposición de placas horizontales.

El accionamiento del mecanismo entre placas será mediante pistones hidráulicos al tener como carga el peso propio del mecanismo y del producto.

La regulación de la distancia entre placas será mediante bocinas y pasadores, las cuales limitarán la apertura máxima de las placas. La apertura mínima de esta será regulada mediante topes fijos en la misma placa.



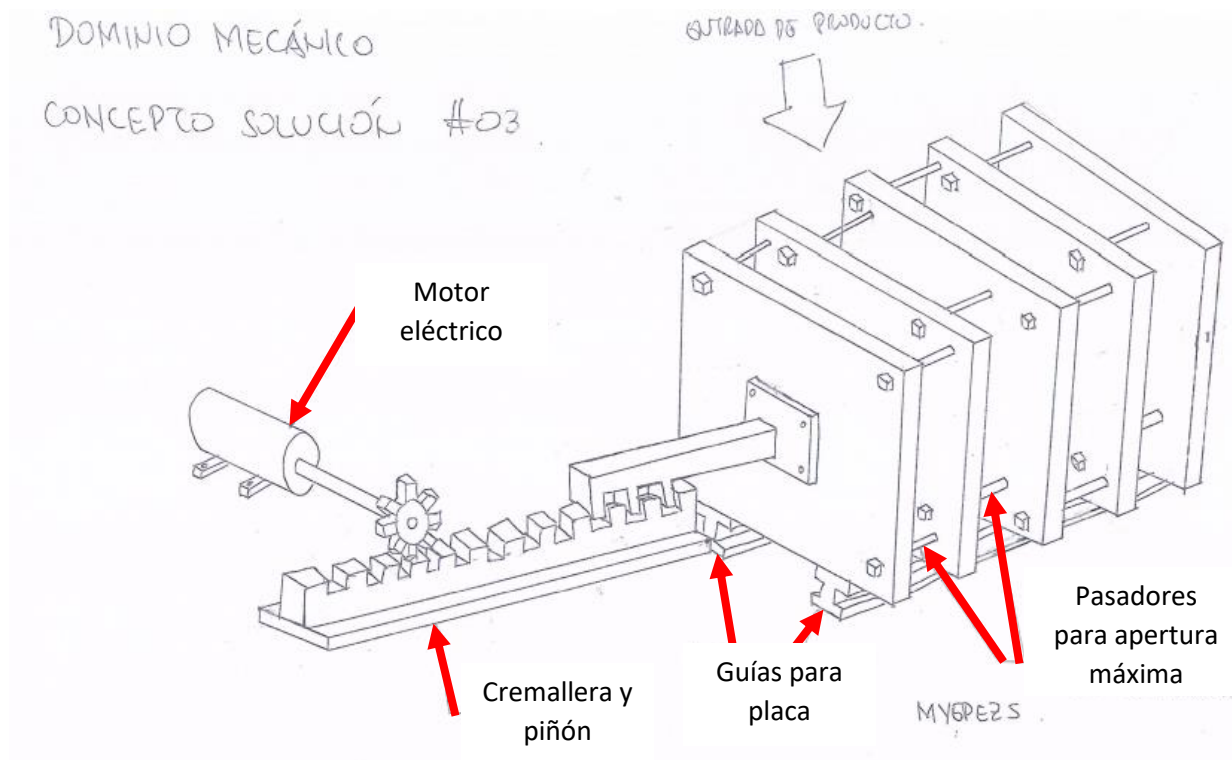
**Figura 3.3.** Esquema del Concepto Solución 2

➤ Alternativa 3

En esta alternativa se propone una entrada de producto por la parte superior, al haber escogido una disposición de placas verticales.

El accionamiento del mecanismo entre placas será mediante un mecanismo de cremallera movido por un motor eléctrico.

La regulación de la distancia entre placas será mediante bocinas y pasadores, las cuales limitarán la apertura máxima de las placas.



**Figura 3.4.** Esquema del Concepto Solución 3

➤ Alternativa 4

En esta alternativa se propone una entrada de producto lateral, al haber escogido una disposición de placas horizontales.

El accionamiento del mecanismo entre placas será mediante un mecanismo de tijeras accionado por un pistón hidráulico. A su vez, estas tijeras regularán la distancia máxima entre las placas, mientras que la distancia mínima será regulada por unos topes ubicados en la misma placa.

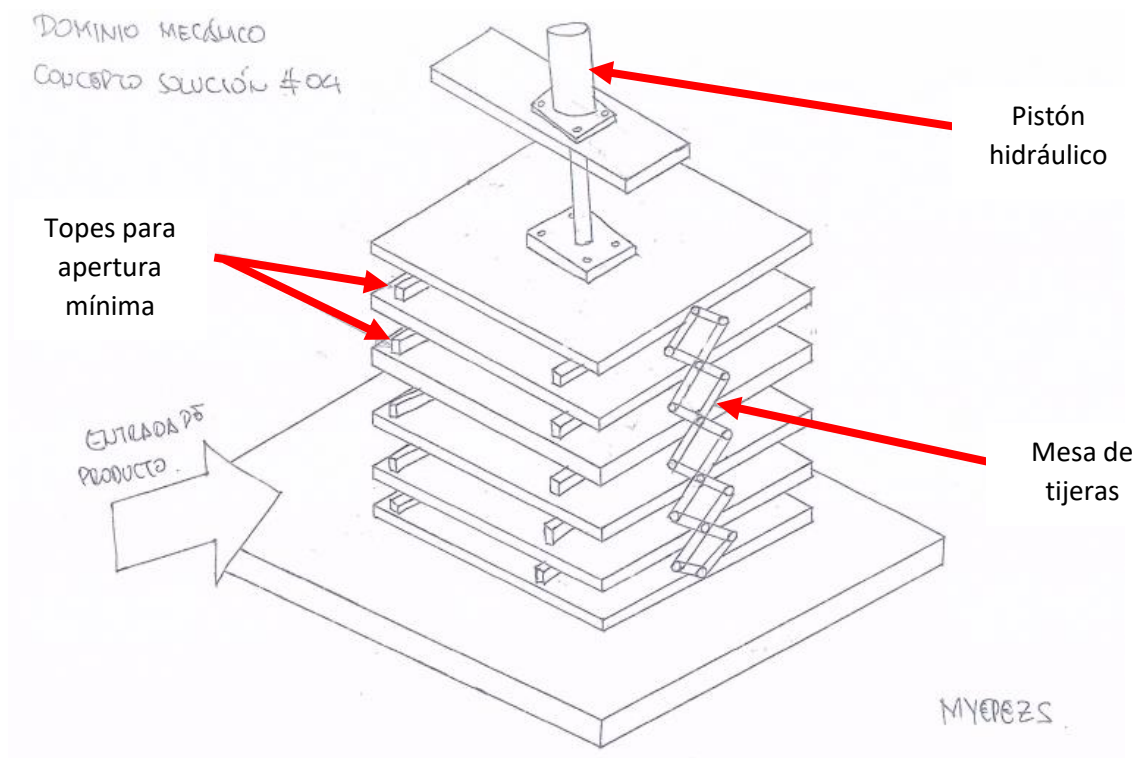
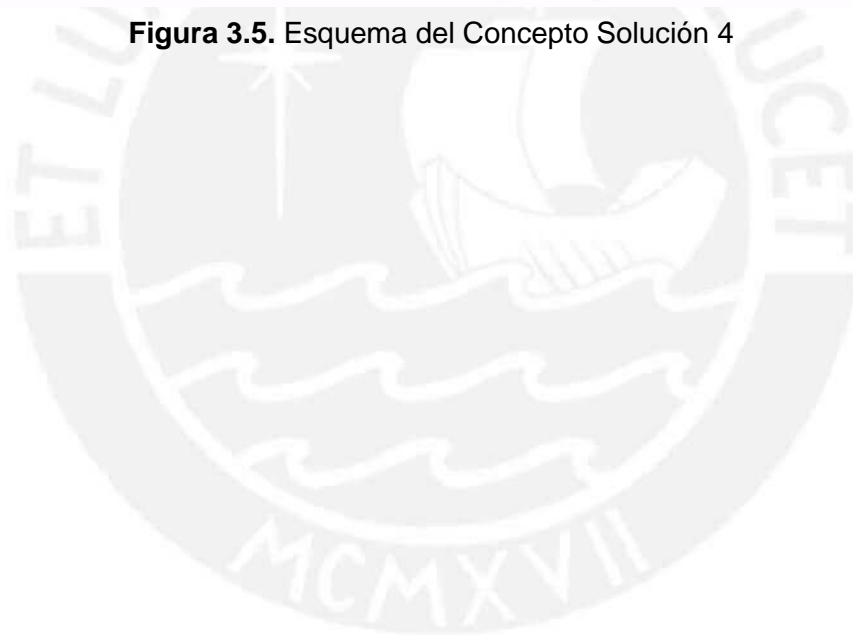


Figura 3.5. Esquema del Concepto Solución 4



#### ANEXO 4. Elección del material de las placas

El presente anexo tiene como finalidad determinar el material óptimo para la fabricación de las placas frigoríficas. Se considerarán los siguientes:

- Acero al carbono ASTM A-36
- Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304
- Aluminio EN AW 7022
- Cobre ASTM B-152

Se evaluarán los siguientes aspectos:

- Densidad: al ser las placas móviles, se requerirá un esfuerzo mecánico para lograr su desplazamiento. Este aumentará según varíe el peso de las placas, por ello se debe evaluar la densidad de cada alternativa.

**Tabla 4.1.** Densidad de las alternativas (Appold y Feiler, 2013)

Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
Acero al carbono ASTM A-36	7860
Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304	7750
Aluminio EN AW 7022	2700
Cobre ASTM B-152	8750

- Conductividad térmica: como se ha mencionado anteriormente, en los congeladores de placa el fenómeno de la conducción tiene una especial importancia, por ello se requiere evaluar la conductividad térmica de cada alternativa.

**Tabla 4.2.** Conductividad térmica de las alternativas (Appold y Feiler, 2013)

Material	Conductividad térmica (W/m °C)
Acero al carbono ASTM A-36	41 – 50
Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304	16.5
Aluminio EN AW 7022	121 – 167
Cobre ASTM B-152	339 – 394

- Resistencia mecánica: para una misma presión de trabajo, se requerirán mayores dimensiones y por ende más gasto en material mientras el esfuerzo admisible del material sea menor. No obstante, su relevancia no es trascendental pues al estar las placas ubicadas en el lado evaporativo del ciclo, su presión de trabajo será baja, reduciendo significativamente sus tensiones en la operación.

**Tabla 4.3.** Esfuerzo admisible de las alternativas (ASME 2010)

Material	Esfuerzo admisible (MPa)
Acero al carbono ASTM A-36	133
Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304	115
Aluminio EN AW 7022	29
Cobre ASTM B-152	46

- Costo del material: es necesario tener una referencia del costo de las alternativas con la finalidad de no incrementar el costo del proyecto. Se evaluará tanto el costo por peso y por volumen.

**Tabla 4.4.** Costo por peso y volumen de las alternativas (Fuente propia)

Material	Costo como placa (S/. por kg)	Costo como placa (S/. por dm <sup>3</sup> )
Acero al carbono ASTM A-36	3.5	27.5
Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304	32	248
Aluminio EN AW 7022	63	170
Cobre ASTM B-152	72	630

Las características antes mencionadas servirán para poder seleccionar a la mejor alternativa de material a utilizar, por ello cada alternativa será calificada en función a los criterios expuestos de la siguiente manera:

- Se calificará en la escala del 0 al 5 en cada criterio por cada alternativa.
- Se calificará como 5 únicamente a la mejor alternativa en el criterio analizado.
- Se calificará como 0 únicamente a las alternativas que no cumplan con los requisitos mínimos expuestos.
- Se ponderará la calificación de cada criterio según la siguiente tabla de pesos:

**Tabla 4.5.** Pesos por criterio para selección de material

Criterio	Peso
Densidad	30%
Conductividad térmica	30%
Resistencia mecánica	10%
Costo del material	30%

**Tabla 4.6.** Selección del material de la placa.

Criterio	Peso	Acero al carbono		Acero inoxidable		Aluminio		Cobre	
	C	C	P x C	C	P x C	C	P x C	C	P x C
Densidad	30%	3	0.9	3	0.9	5	1.5	2	0.6
Conductividad térmica	30%	2	0.6	1	0.3	4	1.2	5	1.5
Resistencia mecánica	10%	5	0.5	4	0.4	1	0.1	2	0.2
Costo del material	30%	5	1.5	2	0.6	3	0.9	1	0.3
<b>Calificación</b>	-	-	<b>3.5</b>	-	<b>2.2</b>	-	<b>3.7</b>	-	<b>2.6</b>

De acuerdo a la Tabla 4.6, se concluye que el material de placas a utilizar en el presente diseño será el Aluminio EN AW 7022.

## ANEXO 5. Cálculo del tiempo de congelación

El presente anexo tiene como finalidad calcular el tiempo de congelación requerido para la geometría y temperaturas definidas en el documento principal.

Para el cálculo del tiempo de congelación se utilizó una variante de la ecuación propuesta por Cleland y Earle (ASHRAE 2006). La primera diferencia entre lo propuesto por Cleland y Earle y la ecuación utilizada para este diseño radica en la no consideración del componente convectiva entre el medio de congelación y los bloques de pescado, pues para un congelador de placas el fenómeno de transferencia de calor se realiza únicamente mediante conducción. En adición, la ecuación original fue construida para el uso de las variables en unidades inglesas, por ello se agregó el factor 5/18 para, utilizando las unidades del sistema internacional, obtener el valor del tiempo de congelación en horas. Finalmente, se reemplazó el factor 1.65 que multiplicaba al número de Stefan el cuarto multiplicando de la ecuación por 2.86, con la finalidad de garantizar la consistencia dimensional de la ecuación.2

$$t_{cong} = \frac{5}{18} \cdot \frac{\Delta H_{14}}{T_f - T_m} \left[ \frac{P \cdot D}{U} + \frac{R \cdot D^2}{k_s} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{2.86 \cdot Ste}{k_s} \cdot \ln \left( \frac{T_c - T_m}{T_{ref} - T_m} \right) \right]$$

La diferencia de entalpías volumétrica se calculó con la siguiente ecuación:

$$\Delta H_{14} = \rho_l \cdot H_l - \rho_s \cdot H_s$$

$$\Delta H_{14} = 1073.6 \times 169.8 - 1021.4 \times 30.5$$

$$\Delta H_{14} = 151146.9 \text{ kJ/m}^3$$

Para el cálculo del número de Stefan, se asumió una temperatura del medio de congelación de -34.6 °C; esto se verificará en el punto 2.2.9:

$$Ste = \frac{\rho_s \cdot C_s \cdot (T_f - T_m)}{\Delta H_{14}}$$

$$Ste = \frac{1021.4 \cdot 2.219 \cdot (-2.2 - (-34.6))}{151146.9}$$

$$Ste = 0.485$$

El número de Biot se calculó con la siguiente ecuación:

$$Bi = \frac{U \cdot D}{k_s}$$

El coeficiente de convección utilizado para calcular el número de Biot fue igual a 662 W/m<sup>2</sup>°K. Este valor será verificado en el punto 2.2.9:

$$Bi = \frac{662 \cdot 0.0636}{1.916}$$

$$Bi = 22.0$$

El número de Plank se calculó con la siguiente ecuación:

$$Pk = \frac{\rho_l \cdot C_l \cdot (T_1 - T_f)}{\Delta H_{14}}$$

$$Pk = \frac{1073.6 \cdot 3.349 \cdot (4.0 - (-2.2))}{151146.9}$$

$$Pk = 0.148$$

Para el cálculo de los factores de forma convectivo (P) y conductivo (R), se considerará a cada bloque de pescado como un paralelepípedo homogéneo con las siguientes dimensiones:

- Largo (L) = 970 mm
- Ancho (W) = 1020 mm
- Espesor (D) = 63.6 mm

Para el caso del paralelepípedo homogéneo congelado entre placas frigoríficas, la dimensión representativa (D) es equivalente su espesor.

Adicional a esto, se deberán establecer las relaciones entre las dimensiones:

$$\beta_1 = \frac{L}{D}; \beta_2 = \frac{W}{D}$$

Se obtuvieron los siguientes resultados:

$$\beta_1 = 15.25$$

$$\beta_2 = 16.04$$

Es necesario calcular a los factores de forma que afectarán las componentes conductivas y convectivas de la expresión.

Para calcular el factor conductivo se utilizará la siguiente expresión (ASHRAE, 2006):

$$P = P_2 + P_1 \cdot [0.1136 + Ste \cdot (5.766P_1 - 1.242)]$$

Cada uno de los factores dentro de esta expresión será calculado con las siguientes ecuaciones:

$$P_1 = \frac{\beta_1 \cdot \beta_2}{2 \cdot (\beta_1 \cdot \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left[ 1.026 + 0.5808Pk + Ste \cdot \left( 0.2296Pk + \frac{0.0182}{Bi} + 0.1050 \right) \right]$$

Se obtuvo los siguientes resultados:

$$P_1 = \frac{15.25 \times 16.04}{2 \cdot (15.25 \times 16.04 + 15.25 + 16.04)}$$

$$P_1 = 0.443$$

$$P_2 = 0.443 \times \left[ 1.026 + 0.5808 \times 0.148 + 0.485 \times \left( 0.2296 \times 0.148 + \frac{0.0182}{22.0} + 0.1050 \right) \right]$$

$$P_2 = 0.523$$

Entonces el factor P se obtuvo reemplazando:

$$P = 0.523 + 0.443 \times [0.1136 + 0.485 \times (5.766 \times 0.443 - 1.242)]$$

$$P = 0.856$$

Para calcular el factor convectivo se utilizará la siguiente expresión:

$$R = R_2 + R_1 \cdot [0.7344 + Ste \cdot (49.89R_1 - 2.900)]$$

Cada uno de los factores dentro de esta expresión será calculado con las siguientes ecuaciones (ASHRAE, 2006):

$$R_1 = \frac{Q}{2} \cdot \left[ (r-1) \cdot (\beta_1 - r) \cdot (\beta_2 - r) \cdot \ln \frac{r}{r-1} - (s-1) \cdot (\beta_1 - s) \cdot (\beta_2 - s) \cdot \ln \frac{s}{s-1} \right] + \frac{1}{72} \cdot (2 \cdot \beta_1 + 2 \cdot \beta_2 - 1)$$

$$R_2 = R_1 \cdot [1.202 + Ste \cdot (3.410Pk + 0.7336)]$$

Para calcular el factor R<sub>1</sub>, a vez se tuvo que calcular las siguientes constantes:

- Constante Q (ASHRAE, 2006)

$$\frac{1}{Q} = 4 \cdot [(\beta_1 - \beta_2) \cdot (\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2}$$

$$\frac{1}{Q} = 4 \cdot [(15.25 - 16.04) \cdot (15.25 - 1) + (16.04 - 1)^2]^{1/2}$$

$$Q = 0.017$$

- Constante r (ASHRAE, 2006)

$$r = \frac{1}{3} \cdot [\beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2) \cdot (\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2}]$$

$$r = \frac{1}{3} \cdot [15.25 + 16.04 + 1 + [(15.25 - 16.04) \cdot (15.25 - 1) + (16.04 - 1)^2]^{1/2}]$$

$$r = 15.65$$

- Constante s (ASHRAE, 2006)

$$s = \frac{1}{3} \cdot [\beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2) \cdot (\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2}]$$

$$s = \frac{1}{3} \cdot [15.25 + 16.04 + 1 - [(15.25 - 16.04) \cdot (15.25 - 1) + (16.04 - 1)^2]^{1/2}]$$

$$s = 5.88$$

Una vez calculadas todas estas constantes, se calculará el factor  $R_1$ :

$$R_1 = \frac{0.017}{2} \cdot \left[ (15.65 - 1) \cdot (15.25 - 15.65) \cdot (16.04 - 15.65) \cdot \ln \frac{15.65}{15.65 - 1} - (5.88 - 1) \cdot (15.25 - 5.88) \cdot (16.04 - 5.88) \cdot \ln \frac{5.88}{5.88 - 1} \right] + \frac{1}{72} \cdot (2 \times 15.25 + 2 \times 16.04 - 1)$$

$$R_1 = 0.115$$

Para el factor  $R_2$  se reemplazaron los siguientes valores:

$$R_2 = 0.115 \times [1.202 + 0.485 \times (3.410 \times 0.148 + 0.7336)]$$

$$R_2 = 0.207$$

Entonces el factor R se obtuvo reemplazando:

$$R = 0.207 + 0.115 \times [0.7344 + 0.485 \times (49.89 \times 0.115 - 2.900)]$$

$$R = 0.451$$

Reemplazando todos los valores obtenidos en la ecuación de Cleland y Earle (1977):

$$t_{cong} = \frac{5}{18} \cdot \frac{\Delta H_{14}}{T_f - T_m} \left[ \frac{P \cdot D}{U} + \frac{R \cdot D^2}{k_s} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{2.86 \cdot Ste}{k_s} \cdot \ln \left( \frac{T_c - T_m}{T_{ref} - T_m} \right) \right]$$

$$t_{cong} = \frac{5}{18} \cdot \frac{151146.9}{-2.2 - (-34.6)} \cdot \left[ \frac{0.856 \cdot 0.0636}{662} + \frac{0.451 \cdot 0.0636^2}{1.916} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{2.86 \cdot 0.485}{1.916} \cdot \ln \left( \frac{-26 - (-34.6)}{-10 - (-34.6)} \right) \right]$$

$$t_{cong} = 2.36 \quad \text{h}$$



## ANEXO 6. Cálculo de la carga térmica

El presente anexo tiene como finalidad calcular la carga térmica requerida para poder congelar 600 kg de bloques de pescado hasta -26 °C en un tiempo de 2.36 horas.

Una vez obtenidos los valores de la masa total para la congelación y el tiempo de congelación, se pudo hallar la carga térmica requerida para el congelador. Para este cálculo, se tuvo en cuenta el calor cedido antes de la congelación, durante la congelación y hasta alcanzar la temperatura final deseada.

- Ratio de congelación

El ratio de congelación se refiere al cociente entre la masa total para la congelación y el tiempo de congelación.

$$\overset{\circ}{m}_{real} = \frac{m_{cong}}{t_{cong}}$$

$$\overset{\circ}{m}_{real} = \frac{600}{2.36}$$

$$\overset{\circ}{m}_{real} = 254.3 \text{ kg/h}$$

Como se puede apreciar, existe un tiempo muerto entre el ratio de congelación y la capacidad de diseño de la máquina de 0.14 horas (8.4 minutos), este será utilizado para las demás etapas del proceso.

- Calor cedido antes de la congelación

Se refiere al calor cedido por los bloques de pescado, desde la temperatura de entrada del producto hasta la temperatura inicial de congelación. Se consideró el calor específico sobre la congelación igual a 3.35 kJ/kg°K (ASHRAE 2006) y un flujo másico equivalente al calculado en 2.1.1.

$$\overset{\circ}{Q}_1 = \overset{\circ}{m}_{real} \times C_{p1} \times (T_1 - T_f)$$

$$\overset{\circ}{Q}_1 = \frac{254.3}{3600} \times 3.35 \times (4 - (-2.2))$$

$$\overset{\circ}{Q}_1 = 1.5 \text{ kW}$$

- Calor cedido durante la congelación

Se refiere al calor cedido por los bloques de pescado, durante de congelación. Se consideró el calor latente de congelación igual a 211.7 kJ/kg (ASHRAE 2006) y un flujo másico equivalente al calculado en 2.1.1.

$$\dot{Q}_2 = m_{real} \times h_{sf}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{254.3}{3600} \times 211.7$$

$$\dot{Q}_2 = 15.0 \text{ kW}$$

- Calor cedido después de la congelación

Se refiere al calor cedido por los bloques de pescado, desde la temperatura de congelación del producto hasta la temperatura final de congelación. Se consideró el calor específico bajo la congelación igual a 2.22 kJ/kg°K (ASHRAE 2006) y un flujo másico equivalente al calculado en 2.1.1.

$$\dot{Q}_3 = m_{real} \times C_{p2} \times (T_1 - T_f)$$

$$\dot{Q}_3 = \frac{254.3}{3600} \times 2.22 \times (-2.2 - (-26))$$

$$\dot{Q}_3 = 3.7 \text{ kW}$$

- Carga térmica total

La carga térmica total se calculó sumando los calores obtenidos y considerando un factor de seguridad igual a 1.2.

$$\dot{Q}_T = 1.2 \times (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3)$$

$$\dot{Q}_T = 1.2 \times (1.5 + 15.0 + 3.7)$$

$$\dot{Q}_T = 24.2 \text{ kW}$$

## ANEXO 7. Elección del refrigerante

El presente anexo tiene como finalidad evaluar los fluidos refrigerantes considerados en el documento principal y selección el más adecuado para el presente proyecto.

Dentro de los refrigerantes se consideraron los siguientes:

- R-12
- R-134a
- R-22
- R-404a
- R-507
- R-717

Se evaluará el desempeño de estos refrigerantes en los siguientes criterios:

- Seguridad: Existe una clasificación que pondera la toxicidad e inflamabilidad de los refrigerantes (ASHRAE 2007), su clasificación es acorde a la siguiente tabla:

		Toxicidad →	
		Baja Toxicidad (TLV 400 ppm)	Alta Toxicidad (TLV 399 ppm)
↑ Inflamabilidad	Inflamabilidad Alta	A3 R-290 R-600a	B3 Cloruro de Vinilo
	Inflamabilidad Media	A2 R-412b R-152a	B2 Amoniaco
	Inflamabilidad Baja	A1 R-22 R-134a	B1 R-123

**Figura 7.1.** Clasificación de seguridad de los refrigerantes (ASHRAE, 2007)

De acuerdo a esta clasificación, los refrigerantes considerados tienen la siguiente categorización:

**Tabla 7.1.** Evaluación de seguridad de los refrigerantes según ASHRAE 34

<b>Refrigerante</b>	<b>Clasificación según ASHRAE 34</b>
R-12	A1
R-134 A	A1
R-22	A1
R-404 A	A1
R-507	A1
R-717	B2

- Costo del refrigerante: Se evaluará el precio unitario del refrigerante.

**Tabla 7.2.** Análisis de costo por kg de los refrigerantes (Fuente Propia)

<b>Refrigerante</b>	<b>Costo por kg</b>
R-12	S/.103.0
R-134 A	S/.28.2
R-22	S/.86.8
R-404 A	S/.39.8
R-507	S/.70.9
R-717	S/.8.1

- Factores de impacto medioambiental: Se analizarán los siguientes factores:
  - ODP: Potencial de deterioro a la capa de ozono.
  - GWP: Potencial que mide la capacidad de una sustancia para producir efecto invernadero o calentamiento global.

**Tabla 7.3.** Factores de impacto medioambiental por refrigerante (Sik Ham y Jung, 2004)

<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
R-12	0.9	8500
R-134 A	0	1300
R-22	0.05	1700
R-404 A	0.04	3850
R-507	0	3300
R-717	0	0

- Propiedades termofísicas: Se compararán las siguientes propiedades a la temperatura de evaporación: presión de saturación, calor latente y volumen específico del vapor. Se considerará una temperatura evaporación de  $-38\text{ }^{\circ}\text{C}$ , más adelante se justificará este valor.
  - Presión de saturación a la temperatura de evaporación: Se desea evitar la instalación una unidad de vacío que implique mayor espacio y peso para la máquina, por lo tanto se buscará que la presión esté por encima de 101.3 kPa absolutos.
  - Calor latente a la temperatura de evaporación: A mayor calor latente de vaporización en las condiciones de saturación, se requerirá menor flujo del refrigerante lo que impactará directamente en el costo, así como dimensiones de tuberías y accesorios.
  - Volumen específico del vapor: Para un volumen específico del refrigerante en estado gaseoso, se requerirá un compresor de menor tamaño y tuberías y accesorios más livianos.

**Tabla 7.4.** Propiedades termofísicas por refrigerante (ASHRAE, 2006)

Refrigerante	Presión de saturación @ -38°C	Calor latente @ -38°C	Volumen específico del vapor saturado @ -38°C
	(kPa)	(kJ/kg)	(m <sup>3</sup> /kg)
R-12	70.3	169.5	0.2233
R-134 A	56.7	224.7	0.3279
R-22	115.4	232.0	0.1883
R-404 A	144.9	197.0	0.1317
R-507	151.6	191.2	0.1224
R-717	79.7	1383.0	1.4068

Las características antes mencionadas servirán para poder seleccionar a la mejor alternativa de refrigerante a utilizar, por ello cada alternativa será calificada en función a los criterios expuestos de la siguiente manera:

- Se calificará en la escala del 0 al 5 en cada criterio por cada alternativa.
- Se calificará como 5 únicamente a la mejor alternativa en el criterio analizado.
- Se calificará como 0 únicamente a las alternativas que no cumplan con los requisitos mínimos expuestos.
- La calificación será congruente al nivel de cumplimiento objetivo del criterio analizado, de acuerdo a los valores mencionados anteriormente.

Finalmente, se obtiene la siguiente tabla de calificación:

**Tabla 7.5.** Selección del fluido refrigerante

<b>Criterio</b>	<b>R-12</b>	<b>R-134 A</b>	<b>R-22</b>	<b>R-404 A</b>	<b>R-507</b>	<b>R-717</b>
Seguridad	5	5	5	5	5	1
Costo del refrigerante	1	4	2	3	2	5
Factores de impacto medioambiental	1	4	3	2	3	5
Presión de saturación	0	0	2	4	4	0
Calor latente	1	4	4	3	2	5
Volumen específico del vapor saturado	3	2	3	5	5	1
<b>Calificación</b>	<b>11</b>	<b>19</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>21</b>	<b>17</b>

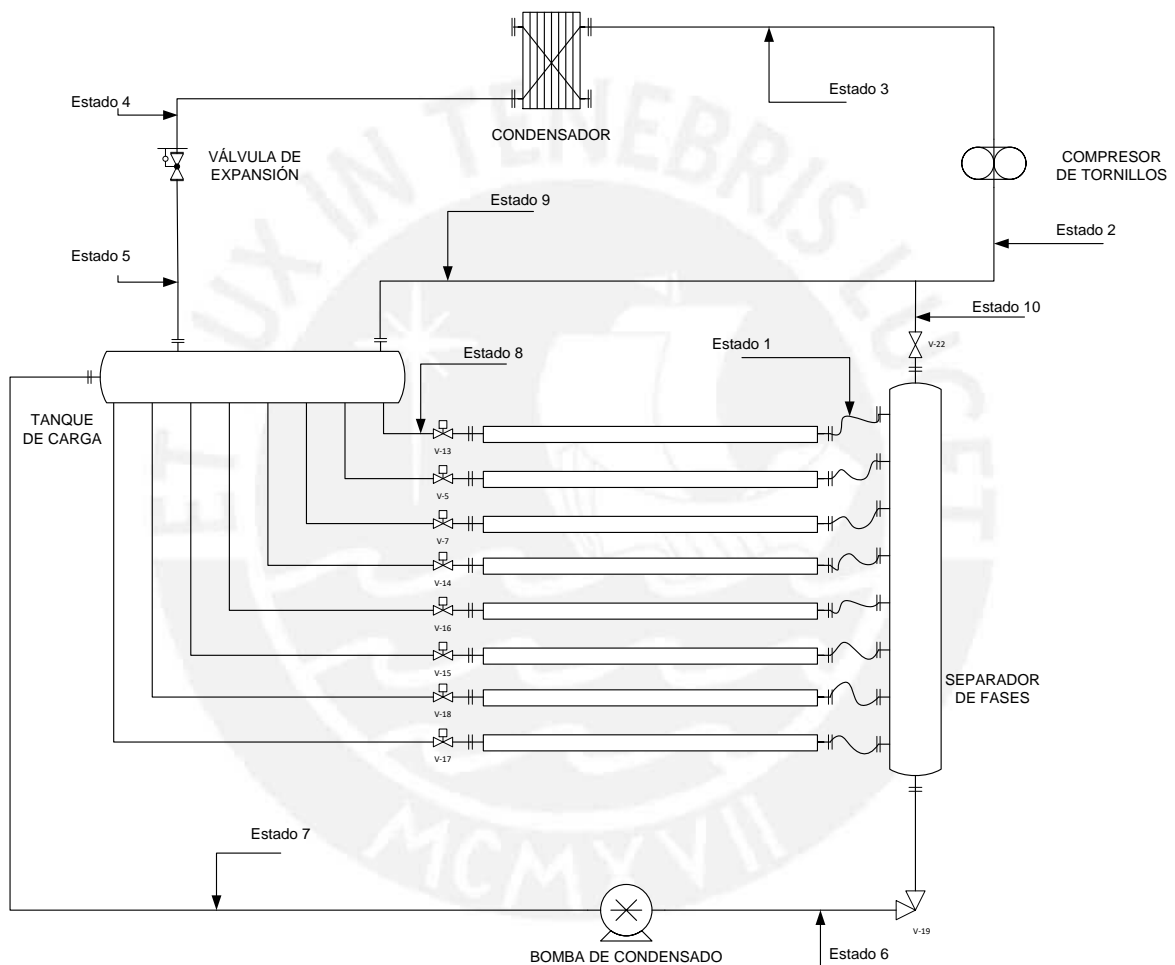
De acuerdo a la Tabla 7.5, se concluye que el refrigerante a utilizar en el presente diseño será el R-404a.

## ANEXO 8. Cálculo del ciclo termodinámico

Para poder especificar adecuadamente los equipos que comprenden el ciclo de refrigeración, es necesario calcular precisa y adecuadamente las propiedades termodinámicas en cada uno de los cambios de estado del fluido refrigerante.

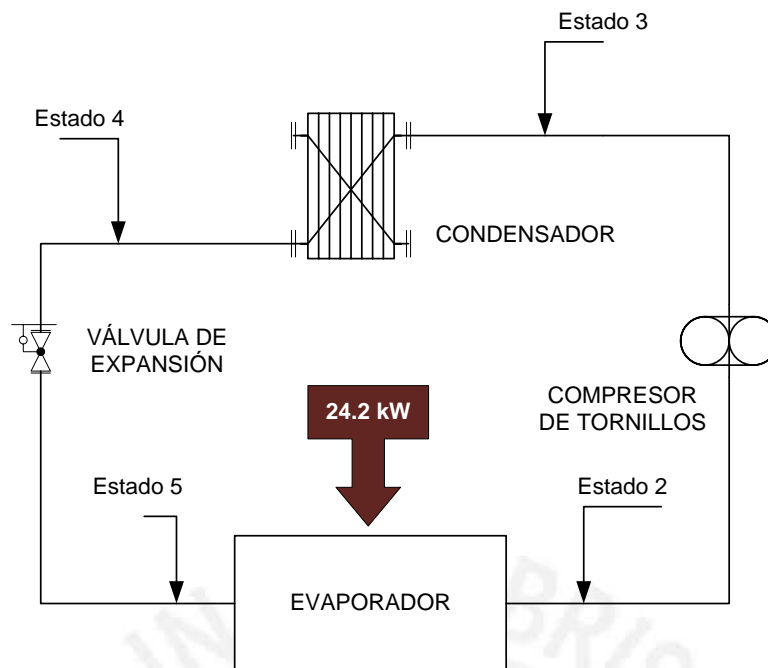
El presente cálculo se ejecutará para condiciones de régimen estable del ciclo termodinámico sin pensar en situaciones tales como arranque o parada del mismo.

A continuación, se muestra una esquematización del ciclo termodinámico:



**Figura 8.1.** Diagrama de las etapas del sistema de congelación propuesto

Como se definió en el documento principal, la carga térmica requerida para el proyecto será de 24.9 kW. Por lo tanto, se puede resumir el esquema termodinámico del ciclo mediante el siguiente gráfico:



**Figura 8.2.** Esquema resumido del sistema de congelación propuesto

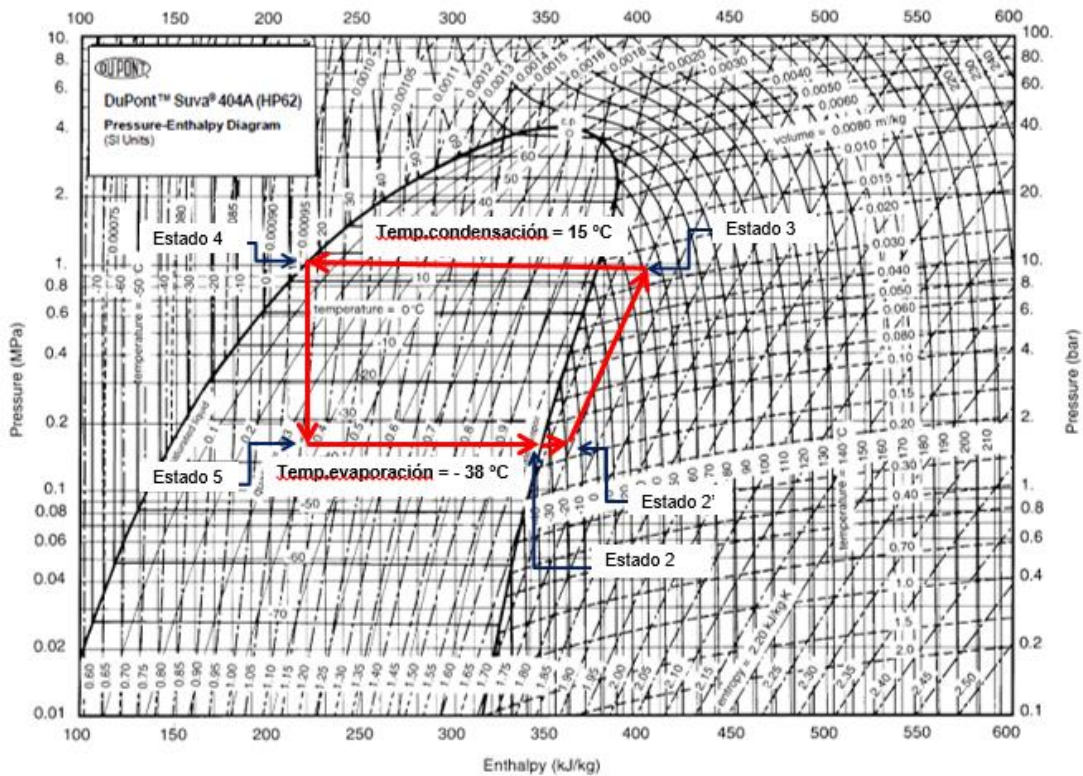
En este esquema resumido, se tiene claro que el flujo másico que circula por los equipos es el mismo; aunque dentro de la zona del evaporador haya bifurcaciones y separaciones líquido vapor, pero estas son internas.

Por lo tanto se puede plantear las siguientes afirmaciones respecto a los estados termodinámicos:

**Tabla 8.1.** Resumen de estados termodinámicos

<b>ESTADO</b>	<b>Observación</b>
<b>2</b>	Es la salida del evaporador, por el arreglo del mismo este deberá ser considerado como vapor saturado a la temperatura de evaporación (ideal). Del mismo modo, a la entrada del compresor se considerará un recalentamiento de 8 °C respecto a la salida del evaporador originado por el calor transmitido por el medio ambiente.
<b>3</b>	Es la salida del compresor, cuya temperatura de descarga es de 66 °C, está en estado de vapor sobrecalentado.
<b>4</b>	Salida del condensador, se considerará como líquido comprimido 1 °C por debajo de la temperatura de saturación. Se aproximó la entalpía y entropía a la del líquido saturado a 14 °C (error menor al 1%).
<b>5</b>	Entrada al evaporador luego de la expansión isoentálpica desde el estado 4.

De lo descrito anteriormente, se puede diagramar el ciclo termodinámico de acuerdo a la siguiente figura y considerando las temperaturas de evaporación y condensación ya definidas en el documento principal.



**Figura 8.3.** Diagrama p-h del ciclo termodinámico (DuPont, 2005)

Con el gráfico anterior se pueden definir algunos estados termodinámicos como:

- Estado 2 definido como vapor saturado a  $-38\text{ }^{\circ}\text{C}$ , entonces sus propiedades son:

Estado	Estado termodinámico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kPa (abs)	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/kg $^{\circ}\text{K}$
2	V.S.	144.9	-38	345.1	1.6362

- Estado 2' definido como vapor sobrecalentado a  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y 144.9 kPa, entonces sus propiedades son:

Estado	Estado termodinámico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kPa (abs)	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/kg $^{\circ}\text{K}$
2'	V. Sc.	144.9	-30	351.3	1.6622

- Estado 4 definido como líquido saturado a  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , entonces sus propiedades son:

Estado	Estado termodinámico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kPa (abs)	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/kg $^{\circ}\text{K}$
4	L.C.	955.6	14	220.6	1.0723

Luego, se pueden definir ecuaciones para cada uno de los procesos:

- Proceso 2' → 3: Compresión desde la presión de 144.9 kPa hasta 955.6 kPa con una temperatura de descarga de 66 °C

Las propiedades se obtuvieron interpolando datos a las condiciones de presión y temperatura ya indicados:

Estado	Estado termodinámico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kPa (abs)	°C	kJ/kg	kJ/kg °K
3	V.Sc.	955.6	66	425.8	1.7704

- Proceso 4 → 5: Expansión isoentálpica desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación:

Por lo tanto se plantea:

$$h_5 = h_4 = 220.6 \text{ kJ/kg}$$

Al conocer la presión y entalpía del estado 5, se pueden definir sus demás propiedades:

Estado	Estado termodinámico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kPa (abs)	°C	kJ/kg	kJ/kg °K
5	V.H.	149.4	-38	220.6	1.1058

Finalmente, se plantea la ecuación de balance energético en el evaporador con la finalidad de calcular el flujo másico que pasa por él:

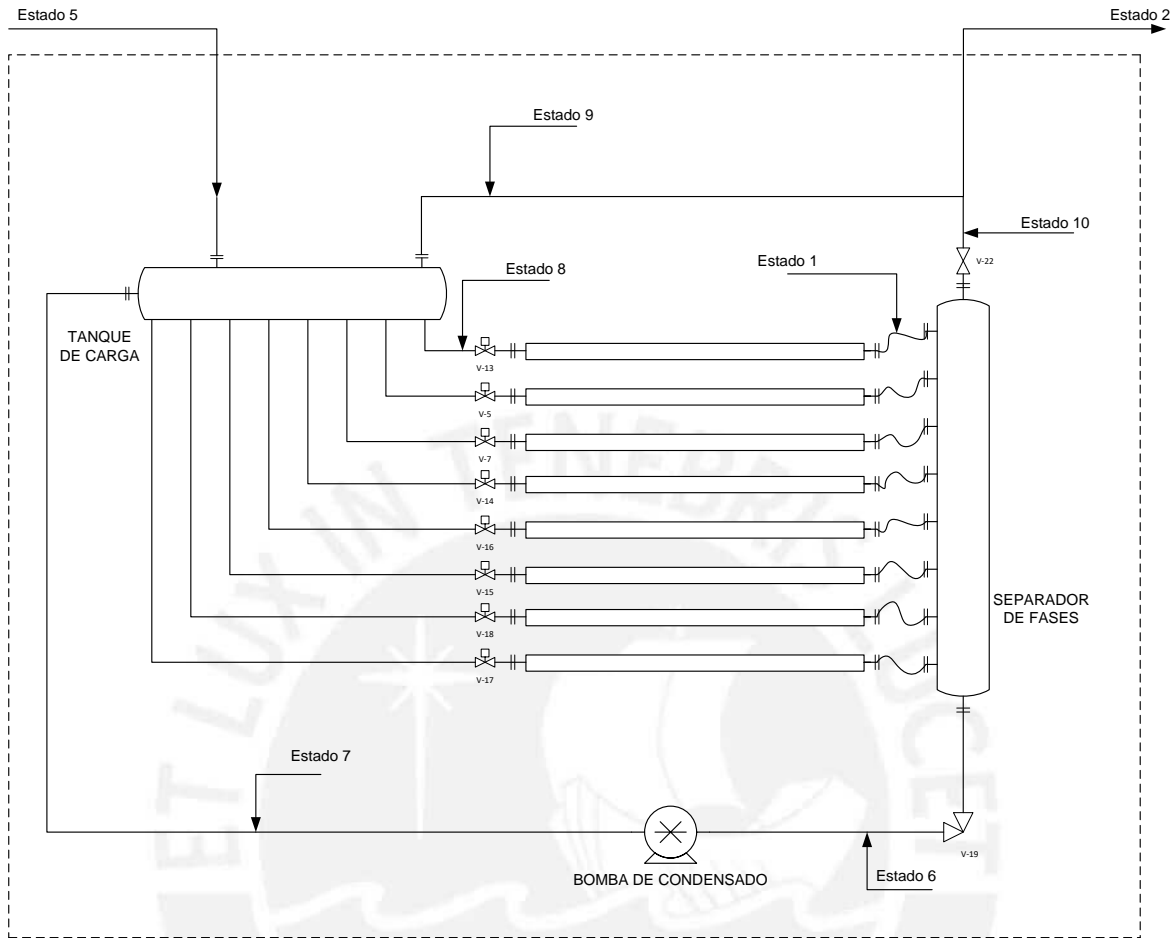
$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{2i} - h_5)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_T}{(h_{2i} - h_5)}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0.194 \text{ kg/s}$$

A continuación, se muestra el esquema del evaporador, este cuenta con un tanque de carga en el que entra el fluido refrigerante en forma de vapor húmedo (Estado 5), luego se expande y se separa el vapor saturado (Estado 9) del líquido saturado (Estado 8). El líquido saturado ingresa al evaporador, saliendo en forma de vapor húmedo (Estado 1) e ingresando a un separador de fases, en el que se separa el líquido saturado (Estado 6) del vapor saturado (Estado 10). El líquido saturado que sale del separador de fases es bombeado hacia el tanque de carga (Estado 7). Los vapor separados del tanque de

carga y separador de fases son recolectados en una sola tubería y transportados hacia el compresor (Estado 5).



**Figura 8.4.** Esquema termodinámico del evaporador

Al ser un evaporador inundado, se tendrá que definir los flujos internos de recirculación de líquido y vapor dentro de este. Como el refrigerante a utilizar es el R-404a, considero un ratio de circulación dentro del evaporador de 2.5 (ASHRAE 2006), por lo que se puede definir que:

$$\frac{m_l}{m_{v1}} = 2.5$$

O en forma inversa, para dejarlo en función a la calidad:

$$\frac{m_{v1}}{m_v} = x_1 = \frac{1}{2.5} = 0.4$$

Asumiendo que todo el calor se transfiere en las placas y que los demás elementos son adiabáticos, se puede calcular el flujo de refrigerante necesario en el evaporador:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{eva} \cdot (x_1 - x_8) \cdot h_{fg}$$

Despejando:

$$\dot{m}_{eva} = \frac{\dot{Q}_T}{(x_1 - x_8) \cdot h_{fg}}$$

$$\dot{m}_{eva} = \frac{24.9}{(0.4 - 0.0) \cdot 197}$$

$$\dot{m}_{eva} = 0.307 \text{ kg/s}$$

Luego, realizando un balance de masa en el separador de fases, considerando una calidad de 0.4:

$$\dot{m}_{10} = x_1 \cdot \dot{m}_{ev}$$

$$\dot{m}_{10} = 0.4 \times 0.307$$

$$\dot{m}_{10} = 0.123 \text{ kg/s}$$

Adicionalmente:

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_{ev}$$

$$\dot{m}_6 = 0.184 \text{ kg/s}$$

Finalmente, haciendo el balance de masa en el tanque de carga:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_5 = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_9$$

$$\dot{m}_9 = 0.071 \text{ kg/s}$$

Comprobando:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0.071 + 0.123 = 0.194 \text{ kg/s}$$

Entonces, el cálculo es válido.

## ANEXO 9. Cálculo de la caída de presión en el evaporador

El cálculo de la caída de presión debe tener en cuenta los tres factores que afectan directamente a la pérdida de presión durante el cambio de fase, estos son: pérdidas de presión estáticas, aceleracionales y las ocasionadas por la fricción:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{est} + \Delta p_{acel} + \Delta p_{fricc}$$

En el caso de estudio, al ser el arreglo de las placas horizontal, la caída de presión estática es cero.

Para el cálculo de la caída de presión aceleracional, se calculará previamente el “void fraction” de acuerdo a la ecuación de Zivi (1964) tanto para el estado de entrada a la placa como para la salida:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.67}}$$

Los resultados del cálculo del “void fraction” se muestran a continuación:

	Símbolo	Entrada (8)	Salida (1)
Calidad	x	0.001	0.401
Void Factor	$\varepsilon$	0.030	0.953

**Tabla 9.1.** Resultados del cálculo del “void fraction”

La caída de presión aceleracional puede ser obtenida con la expresión de Martinelli-Nelson (1948):

$$\Delta p_{acc} = G^2 \left\{ \left[ \frac{(1-x_1)^2}{\rho_l \cdot (1-\varepsilon_1)} + \frac{x_1^2}{\rho_v \cdot \varepsilon_1} \right] - \left[ \frac{(1-x_8)^2}{\rho_l \cdot (1-\varepsilon_8)} + \frac{x_8^2}{\rho_v \cdot \varepsilon_8} \right] \right\}$$

La velocidad de masa (G) es el cociente del flujo másico por ducto entre su área transversal, se calcula con la siguiente expresión (Barrantes, 2010):

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \phi^2}$$

$$G = \frac{4 \times 1.40 \times 10^{-2}}{\pi \times (10.92 \times 10^{-3})^2}$$

$$G = 149.00 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Resolviendo esta ecuación:

$$\Delta p_{acc} = 149^2 \left\{ \left[ \frac{(1-0.401)^2}{1277 \times (1-0.953)} + \frac{0.401^2}{7.59 \cdot 0.953} \right] - \left[ \frac{(1-0.01)^2}{1277 \cdot (1-0.030)} + \frac{0.001^2}{7.59 \cdot 0.030} \right] \right\}$$

$$\Delta p_{acc} = 609 \text{ Pa}$$

Para calcular la caída de presión por fricción se utilizará la siguiente expresión (Souza y Chato, 1992):

$$\Delta p_f = \Delta p_{LO} \cdot \left( \frac{1}{\Delta x} \cdot \int \Phi_{LO}^2 dx \right)$$

Por lo tanto, primero se calculará la caída de presión como si todo lo que fluye por el conducto fuera líquido saturado, con la siguiente fórmula (Souza y Chato, 1992):

$$\Delta p_{LO} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot L}{\rho_L \cdot \phi}$$

El factor de fricción se calculará con la siguiente expresión:

$$f = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}}$$

El número de Reynolds para el líquido es de 5234:

$$f = \frac{0.079}{5234^{0.25}}$$

$$f = 0.0093$$

La longitud equivalente de cada paso de la placa se calculó considerando la siguiente tabla:

**Tabla 9.2.** Longitudes equivalentes para tuberías de refrigerante

Equivalent Length in Feet of Straight Pipe for Valves and Fittings						
Line Size O.D. in.	Solenoid/Globe Valve	Angle Valve	90° Long* Radius Elbow	45° Long* Radius Elbow	Tee Line	Tee Branch
3/8	7	4	0.8	0.3	0.5	1.5
1/2	9	5	0.9	0.4	0.6	2.0
5/8	12	6	1.0	0.5	0.8	2.5
3/4	14	7	1.3	0.6	0.9	3.0
7/8	15	8	1.5	0.7	1.0	3.5
1-1/8	22	12	1.8	0.9	1.5	4.5
1-3/8	28	15	2.4	1.2	1.8	6.0
1-5/8	35	17	2.8	1.4	2.0	7.0
2-1/8	45	22	3.9	1.8	3.0	10
2-5/8	51	26	4.6	2.2	3.5	12

*Long radius elbow. Multiply factor by 1.5 for short radius elbow equivalent length.*

La longitud equivalente de casa paso sería la suma de las longitudes rectas más las longitudes equivalentes de los codos de 90°.

$$L = L_{tub} + L_{acc}$$

Según datos de tabla, se tiene que un paso tendría una longitud equivalente de 12.1 metros.

Con estos datos se calcula la caída de presión solo del líquido (Souza y Chato, 1992):

$$\Delta p_{LO} = \frac{2 \times 0.0093 \times 149^2 \cdot 12.1}{1277 \times 10.92 \times 10^{-3}}$$

$$\Delta p_{LO} = 356.5 \text{ [Pa]}$$

Se debe de tener en cuenta que para el cálculo final, la caída de presión por fricción solo considerando el líquido será afectado por un factor que es el valor medio de la función flujo bifásico que depende de la calidad en la que se está analizando.

Este factor de flujo bifásico se calculará según la siguiente expresión (Souza y Chato, 1992):

$$\Phi_{LO}^2 = (1.376 + C_1 \cdot X_{tt}^{-C_2}) (1-x)^{1.75}$$

Donde, el flujo bifásico depende del parámetro  $X_{tt}$  y dos coeficientes que dependen del número de Froude.

El parámetro  $X_{tt}$ , será calculado con la siguiente fórmula:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.125}$$

Los factores  $C_1$  y  $C_2$  que depende del número de Froude del líquido ( $Fr_l$ ) serán calculados con las siguientes expresiones:

$$C_1 = 4.172 + 5.480 \cdot Fr - 1.564 \cdot Fr^2$$

$$C_2 = 1.773 - 0.169 \cdot Fr$$

El número de Froude, a su vez, depende de la densidad del refrigerante en la calidad analizada, ambos serán calculados con las siguientes expresiones:

$$Fr_h = \frac{G^2}{g \cdot \phi \cdot \rho_l^2}$$

Para simplificar el cálculo del valor promedio del factor de flujo bifásico, se emplearán métodos numéricos en vez de resolver la integral. Se partirá el dominio (calidad del refrigerante) en tramos iguales de 0.05 y se tomará como variable  $x$  del cálculo al valor promedio en ese intervalo, así calculando para cada uno de ellos el valor del flujo bifásico y multiplicándolo por la variación de calidad (0.05), finalmente se sumarán todos los valores obtenidos en el intervalo de análisis y se dividirá entre la variación de calidad desde la entrada hasta la salida del evaporador. Los resultados se muestran en la tabla:

**Tabla 9.3.** Cálculo del factor de flujo bifásico

Tramo	Calidad inicial	Calidad final	Calidad promedio	Parámetro $X_{tt}$	Froude	Coef.1	Coef.2	Factor bifásico	$\Phi^2_{Lo} dx$
	$x_1$	$x_2$	$\bar{x}$	$X_{tt}$	Fr	$C_1$	$C_2$	$\Phi^2_{Lo}$	
1	0.001	0.051	0.026	2.830	0.1	4.84	1.75	2.06	0.10
2	0.051	0.101	0.076	1.057	0.1	4.84	1.75	5.02	0.25
3	0.101	0.151	0.126	0.647	0.1	4.84	1.75	9.29	0.46
4	0.151	0.201	0.176	0.459	0.1	4.84	1.75	14.49	0.72
5	0.201	0.251	0.226	0.349	0.1	4.84	1.75	20.43	1.02
6	0.251	0.301	0.276	0.276	0.1	4.84	1.75	26.96	1.35
7	0.301	0.351	0.326	0.224	0.1	4.84	1.75	33.96	1.70
8	0.351	0.401	0.376	0.185	0.1	4.84	1.75	41.32	2.07
Sumatoria ( $\Sigma \Phi^2_{Lo} dx$ )									<b>7.68</b>

Con este resultado, se calcula la caída de presión por fricción:

$$\Delta p_f = \Delta p_{Lo} \cdot \left( \frac{1}{\Delta x} \cdot \sum \Phi^2_{Lo} dx \right)$$

$$\Delta p_f = 356.5 \cdot \left( \frac{1}{0.4} \cdot 7.68 \right)$$

$$\Delta p_f = 6842 \text{ Pa}$$

Por lo tanto, la caída de presión total en la placa será la sumatoria de las caídas de presión antes calculadas:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{est} + \Delta p_{acel} + \Delta p_{fricc}$$

$$\Delta p_{total} = 0 + 609 + 6842$$

$$\Delta p_{total} = 7.45 \text{ kPa}$$

## ANEXO 10. Cálculo del separador de fases

El presente anexo tiene como finalidad mostrar el cálculo del separador de fases para que este pueda cumplir la función de separar el gas del líquido de una mezcla de vapor húmedo al 40% que es la salida del evaporador. Asimismo, se verificó las presiones admisibles para su operación.

Por el diseño del evaporador (placas del congelador) el estado del refrigerante a su salida es un vapor húmedo de calidad 40%, es decir una mezcla de líquido y vapor saturado. Por lo tanto, es necesario dimensionar un equipo que permita la separación de estas dos fases con la finalidad de direccionar el vapor saturado al compresor y el líquido saturado hacia una bomba de condensado.

Inicialmente, se debe calcular la velocidad de salida del vapor dentro del recipiente, esta se calculará con la siguiente expresión (Svrcek y Monnery, 1993):

$$v_v = K \cdot \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}}$$

El factor K depende de la configuración del recipiente y de la presión de trabajo del mismo. Es conocido que el recipiente será vertical y la presión de trabajo será de 144.9 kPa (abs); por lo tanto el factor K será igual a 0.054 m/s (Svrcek y Monnery, 1993).

Reemplazando los valores en la expresión, se obtiene:

$$v_v = 0.054 \cdot \sqrt{\frac{1277 - 7.59}{7.59}}$$

$$v_v = 0.69 \text{ [m/s]}$$

Una vez calculada la velocidad de salida de vapor, se calculará el flujo volumétrico de vapor y con la ecuación de continuidad se podrá dimensionar el diámetro del recipiente (Svrcek y Monnery, 1993).

$$Q_v = \frac{x_1 \cdot \overset{o}{m}_{eva}}{\rho_v}$$

$$Q_v = \frac{0.4 \times 0.307}{7.59}$$

$$Q_v = 1.62 \times 10^{-2} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Aplicando la ecuación de continuidad se obtiene:

$$\phi_{rec} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot v_v}}$$

$$\phi_{rec} = \sqrt{\frac{4 \times 1.62 \times 10^{-2}}{\pi \times 0.69}}$$

$$\phi_{rec} = 0.17 \text{ [m]}$$

Para el requerimiento de presión, se selecciona utilizar como material para el recipiente tubería  $\phi 10''$  Sch 20 de acero al carbono ASTM A106. Este tiene las siguientes características (ASME, 2004):

**Tabla 10.1.** Dimensiones de tubería  $\phi 10''$  Sch 20

Diámetro externo		Espesor		Diámetro interno		Peso lineal
Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	kg/m
10.75	273.05	0.25"	6.35	10.25"	260.35	41.7

El dimensionamiento de los componentes del recipiente se realizará según la sección VIII de la norma ASME (ASME, 2007). Para estos fines se tendrán en cuenta los siguientes datos:

- Esfuerzo admisible del acero A106 (S): 117.9 MPa (ASME 2010)
- Eficiencia de las uniones soldadas (E): 0.8
- Sobre espesor por corrosión ( $t_c$ ): 3 mm

Para el cálculo de la presión admisible en el cuerpo cilíndrico se utilizará la siguiente expresión (ASME, 2007):

$$P_{adm} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t - t_c)}{\phi_{rec} + 1.2 \cdot (t - t_c)}$$

$$P_{adm} = \frac{2 \times 117.9 \times 0.8 \times (6.35 - 3)}{260.35 + 1.2 \times (6.35 - 3)}$$

$$P_{adm} = 2.39 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de la presión admisible en las tapas hemiesféricas se utilizará la siguiente expresión (ASME, 2007):

$$p_{adm} = \frac{4 \cdot S \cdot E \cdot (t - t_c)}{\phi_{rec} + 0.4 \cdot (t - t_c)}$$

$$p_{adm} = \frac{4 \times 117.9 \times 0.8 \times (6.35 - 3)}{260.35 + 0.4 \times (6.35 - 3)}$$

$$p_{adm} = 4.83 \text{ MPa}$$

Se sabe que la presión de operación del refrigerante será 43.6 kPa, por lo que tanto el cuerpo cilíndrico como las tapas podrán soportar holgadamente esta sollicitación mecánica.



## ANEXO 11. Cálculo de los parámetros de transferencia de calor en el condensador

Para el cálculo del lado agua del intercambiador, se considerará que el flujo de entrada será igual al 40% del flujo máximo permitido en el intercambiador, con la finalidad de tener una caída de presión tolerable, esto se comprobará con el cálculo de caída de presión en el intercambiador. Por lo tanto para este cálculo se considerará un flujo de 13.6 m<sup>3</sup>/h de agua a una temperatura de 5°C en la entrada.

Adicionalmente para este dimensionamiento, se deberá calcular las propiedades termofísicas del agua a la temperatura de masa, con las propiedades en este punto se realizarán los demás cálculos térmicos para este fluido. La temperatura de masa será el promedio aritmético de las temperaturas de entrada y de salida y se calculará con la siguiente expresión:

$$T_m = \frac{T_{1A} + T_{2A}}{2}$$

La temperatura de salida del agua en el intercambiador se calculará con la expresión del cálculo de calor de este fluido:

$$T_{2A} = T_{1A} + \frac{\overset{o}{Q}_c}{m_A \cdot C_{p@T_m}}$$

El flujo másico del agua se calculará con la siguiente expresión:

$$m_A = \rho_{@T_m} \cdot Q_A$$

Es conocido que ambas propiedades, densidad y calor específico, no tienen variaciones significativas a bajas temperaturas, como se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 11.1.** Variación de la densidad y calor específico del agua entre 5 y 10 °C

Temperatura °C	Densidad kg/m <sup>3</sup>	Calor específico kJ/kg°C
5.0	999.99	4.202541
6.0	999.97	4.200238
7.0	999.93	4.197935
8.0	999.88	4.195884
9.0	999.81	4.193958
10.0	999.73	4.192283

Entonces, se podrá asumir un valor de temperatura de masa que permitirá obtener valores de densidad y calor específico con un bajo error; con esto, se podrá calcular la temperatura de salida del agua y finalmente corregir el valor asignado a la temperatura de masa, hasta obtener un error mínimo. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 11.2.** Cálculo de la temperatura de salida del agua.

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura de entrada	$T_{1A}$	5.00	°C
Temperatura de masa asumida	$T'_m$	6.31	°C
Densidad a la temperatura de masa	$\rho_k$	999.96	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico a la temperatura de masa	$C_{pk}$	4.199524	kJ/kg°C
Flujo másico calculado	$m_A$	3.778	kg/s
Temperatura de salida del agua calculada	$T_{2A}$	7.62	°C
Temperatura de masa calculada	$T_m$	6.31	°C

Con la temperatura de masa, se calculará la viscosidad y la conductividad térmica del agua a esta temperatura.

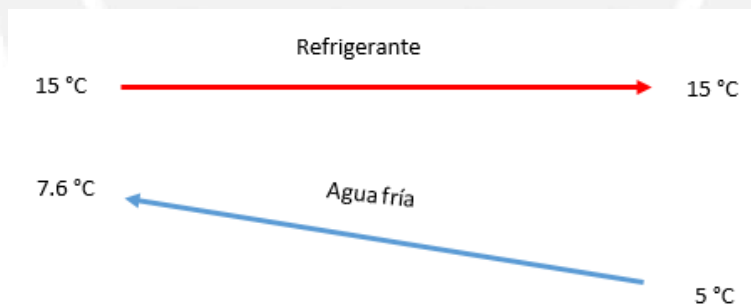
**Tabla 11.3.** Propiedades viscosidad y conductividad térmica a la temperatura de masa.

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Viscosidad a la temperatura de masa	$\mu_r$	$1.46 \times 10^{-3}$	Pa.s
Conductividad térmica a la temperatura de masa	$k_r$	$5.69 \times 10^{-4}$	kW/m.°C

Con las temperaturas de entrada y salida tanto del lado agua como del refrigerante, definidas se podrá calcular el DMLT, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- La transferencia de calor en el lado refrigerante del intercambiador es predominantemente por su calor latente (alrededor del 85% del calor total), por lo tanto se considerará una temperatura constante de 15°C en ese lado, para efectos del DMLT.
- Para efectos del cálculo del coeficiente de transferencia del lado refrigerante se ponderará el efecto de la transferencia del calor sensible y latente de acuerdo a expresión explicada más adelante.

Con estas premisas, se puede esquematizar la entrada y salida de fluidos en la siguiente figura:



**Figura 11.1.** Esquematización de la entrada y salida de fluidos en el intercambiador

Entonces el DMLT se puede calcular con la siguiente expresión:

$$DMLT = \frac{T_{2A} - T_{1A}}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{2A}}{T_{cond} - T_{1A}}\right)}$$

$$DMLT = \frac{7.6 - 5.0}{\ln\left(\frac{15 - 7.6}{15 - 5.0}\right)}$$

$$DMLT = 8.6 [^{\circ}\text{C}]$$

El factor F dentro de la metodología DMLT se considerará igual a 1, puesto que en el lado del refrigerante se está considerando predominantemente latente.

Para el cálculo del intercambiador se seguirá la siguiente secuencia de pasos:

- Inicialmente se asumirá un valor para el coeficiente global de transferencia del intercambiador ( $U_{cond}$ ).
- Se calculará el área de transferencia con la expresión:

$$A_{INT} = \frac{\dot{Q}_c}{U_{cond} \cdot F \cdot DMLT}$$

- Se calculará el número de placas requeridas con la siguiente expresión:

$$N_{PL} = \text{redondea.par}\left(\frac{A_{INT}}{A_{PL}}\right) + 1$$

- Se calculará el número de secciones de flujo por fluido con la siguiente expresión:

$$N_{CA} = \frac{N_{PL} - 1}{2}$$

- Se calculará los coeficientes convectivos con la geometría definida en los pasos anteriores tanto del lado agua como del lado refrigerante.
- Se recalculará el coeficiente global de transferencia del intercambiador, considerando los coeficientes convectivos calculados en el paso anterior, la conductividad de la placa y los factores de ensuciamiento estándar para ambos fluidos.

En la siguiente tabla resumen, se muestra el valor del coeficiente global de transferencia del intercambiador asumido y los valores de áreas de transferencias calculados a partir de esta suposición:

**Tabla 11.4.** Coeficiente global asumido y definición geométrica del intercambiador

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Coeficiente global asumido	$U_{\text{cond}}$	0.909	kW/m <sup>2</sup> K
Número de placas	$N_{\text{PL}}$	45	-
Número de canales por flujo	$N_{\text{CA}}$	22	-

Para calcular el coeficiente de transferencia del lado agua, se utilizará la siguiente correlación:

$$\alpha_{\text{AGUA}} = Nu_f \cdot \frac{k_f}{D_e}$$

Donde el número de Nusselt es calculado con la siguiente expresión (Longo, 2009):

$$Nu_f = 0.2536 \cdot Re_f^{0.65} \cdot Pr_f^{0.4}$$

A su vez, los números de Reynolds y Prandtl son calculados con las siguientes ecuaciones (Longo, 2009):

$$Re_f = \frac{\rho \cdot m_A \cdot D_e}{N_{\text{CA}} \cdot S \cdot \mu_f}$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot C_{p_f}}{k_f}$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos al hacer estos cálculos:

**Tabla 11.5.** Cálculo del coeficiente de convección del lado agua

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Número de Reynolds	$Re_f$	2493.12	-
Número de Prandtl	$Pr_f$	10.77	-
Número de Nusselt	$Nu_f$	105.89	-
Coeficiente de convección	$\alpha_{AGUA}$	13.16	$kW/m^2 K$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia del lado del refrigerante, como se comentó anteriormente, se desglosará en dos componentes: el coeficiente durante el cambio de fase y el que ocurre cuando la transferencia es de calor sensible.

Para el cálculo del coeficiente durante el cambio de fase se tendrá que obtener algunas propiedades en los estados líquido y vapor de saturación. Estas están resumidas en la siguiente tabla:

**Tabla 11.6.** Propiedades termofísicas de los estados de saturación

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura de condensación	$T_{cond}$	15.0	$^{\circ}C$
<b>Propiedades del Líquido Saturado @ 15 <math>^{\circ}C</math></b>			
Densidad	$\rho_l$	1093.4	$kg/m^3$
Viscosidad	$\mu_l$	$1.48 \times 10^{-4}$	Pa.s
Calor específico	$C_{p_l}$	1.434	$kJ/kg^{\circ}K$
Conductividad térmica	$k_l$	$7.17 \times 10^{-5}$	$kW/m^{\circ}K$
<b>Propiedades del Vapor Saturado @ 15 <math>^{\circ}C</math></b>			
Densidad	$\rho_v$	47.61	$kg/m^3$
Calor específico	$C_{p_v}$	1.100	$kJ/kg^{\circ}K$

Para calcular el coeficiente durante el cambio de fase se utilizará la correlación de Longo, considerando que el coeficiente se mantiene constante en toda el área de transferencia (Longo, 2009):

$$\alpha_{lv} = 6.24 \cdot \left( \frac{k_l}{D_e} \right) \cdot \text{Re}_{lv}^{1/3} \cdot \text{Pr}_l^{1/3}$$

A su vez, los números de Reynolds y Prandtl son calculados con las siguientes ecuaciones (Barrantes, 2010):

$$\text{Pr}_l = \frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l}$$

$$\text{Re}_{lv} = G \left[ (1-X) + X \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{1/2} \right] \cdot \frac{D_e}{\mu_L}$$

Para calcular el número de Reynolds del flujo bifásico se considerará una calidad promedio de 0.5, al ser el cambio de fase total desde vapor saturado hasta líquido saturado. Adicionalmente se calculará la velocidad de masa (G) con la siguiente expresión (Longo, 2009):

$$G = \frac{m_{ref}}{N_{CA} \cdot S}$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos al hacer estos cálculos:

**Tabla 11.7.** Cálculo del coeficiente de convección durante el cambio de fase del refrigerante

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Velocidad de masa	G	40.79	kg/m <sup>2</sup> .s
Calidad promedio	X	0.50	-
Número de Reynolds	Re <sub>lv</sub>	3661.0	-
Número de Prandtl	Pr <sub>l</sub>	2.96	-
Coeficiente de convección promedio	α <sub>lv</sub>	2.16	kW/m <sup>2</sup> °K

Para el cálculo del coeficiente de convección por calor sensible, se establecerán las propiedades termofísicas a la temperatura de masa del lado sensible, que es la media aritmética de la temperatura de entrada al intercambiador y la temperatura de

condensación. Estos datos se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 11.8.** Propiedades termofísicas a la temperatura de masa

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura de entrada	$T_{sup}$	66.0	°C
Temperatura de salida	$T_{sat}$	15.0	°C
Temperatura de masa	$T_b$	40.5	°C
<b>Propiedades termofísicas a la temperatura de masa</b>			
Densidad	$\rho_G$	100.60	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad	$\mu_G$	$1.33 \times 10^{-5}$	Pa.s
Capacidad calorífica	$C_{pG}$	1.481	kJ/kg°K
Conductividad térmica	$k_G$	$1.88 \times 10^{-5}$	kW/m°K

El coeficiente de transferencia se calculará con la siguiente expresión (Longo, 2009):

$$\alpha_G = Nu_G \cdot \frac{k_G}{D_e}$$

El número de Nusselt se calculará con la siguiente fórmula (Longo, 2009):

$$Nu_G = 0.2267 \cdot Re_G^{0.631} \cdot Pr_G^{1/3}$$

A su vez, los números de Reynolds y Prandtl son calculados con las siguientes ecuaciones (Longo, 2009):

$$Re_G = \frac{m_v^p \cdot D_e}{N_{CA} \cdot S \cdot \mu_G}$$

$$Pr_G = \frac{\mu_G \cdot C_{pG}}{k_G}$$

En la siguiente tabla, se muestran los resultados obtenidos:

**Tabla 11.9.** Cálculo del coeficiente de convección por calor sensible del refrigerante

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Número de Reynolds	Re <sub>G</sub>	14108	-
Número de Prandtl	Pr <sub>G</sub>	1.04	-
Número de Nusselt	Nu <sub>G</sub>	95.5	-
Coeficiente de convección	α <sub>G</sub>	0.39	kW/m <sup>2</sup> °K

Para el cálculo del coeficiente de convección total del refrigerante, se deberá calcular la temperatura de superficie de la placa; para estos fines, se despreciará el calor por conducción de la misma y se utilizará lo predeterminado en el cálculo del coeficiente de convección del lado agua. Se utilizará la siguiente expresión:

$$T_w = T_m + \frac{\dot{Q}_c}{\alpha_{AGUA} \cdot N_{PL} \cdot A_{PL}}$$

$$T_w = 6.1 + \frac{41.1}{12.78 \times 47 \times 0.118}$$

$$T_w = 6.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para calcular el coeficiente global, será necesario ponderar los coeficientes de convección por calor sensible y por cambio de fase de acuerdo a la correlación de Longo (2009):

$$\alpha_{REF} = \alpha_{lv} + F \cdot \left( \alpha_G + Cp_G \cdot \frac{q_{lat}}{h_{lv}} \right)$$

Donde los factores F y q<sub>lat</sub>, son calculados con las siguientes expresiones (Longo, 2009):

$$F = \frac{T_{sup} - T_{sat}}{T_{sup} - T_w}$$

$$q_{lat} = \frac{\dot{Q}_{2c}}{A_{INT}}$$

En la siguiente tabla, se muestran los resultados obtenidos:

**Tabla 11.10.** Cálculo del coeficiente de convección del lado refrigerante

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Factor F	F	0.863	-
Flujo de calor latente	q <sub>lat</sub>	5.62	kW/m <sup>2</sup>
Entalpía de vaporización	h <sub>lv</sub>	153.9	kJ/kg
Coeficiente global del refrigerante	α <sub>REF</sub>	2.54	kW/m <sup>2</sup> °K

Finalmente, con los coeficientes de convección del refrigerante y del agua se calculará el coeficiente de transferencia global, de acuerdo a la siguiente expresión (Barrantes, 2010):

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{AGUA}} + \frac{1}{\alpha_{REF}} + \frac{t}{k_{INOX}} + R_{AGUA} + R_{REF}}$$

**Tabla 11.11.** Comprobación del coeficiente global asumido para el condensador

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Coeficiente global del agua	α <sub>AGUA</sub>	13.16	kW/m <sup>2</sup> °K
Coeficiente global del refrigerante	α <sub>REF</sub>	2.54	kW/m <sup>2</sup> °K
Espesor de la placa	t	5x10 <sup>-4</sup>	m
Conductividad de la placa	k <sub>INOX</sub>	0.016	kW/m°K
Factor de ensuciamiento del agua	R <sub>AGUA</sub>	0.2	m <sup>2</sup> °K/kW
Factor de ensuciamiento del refrigerante	R <sub>REF</sub>	0.4	m <sup>2</sup> °K/kW
Coeficiente global del condensador	U <sub>cond</sub>	0.909	kW/m <sup>2</sup> °K

Con el último cálculo, se comprueba que el coeficiente asumido es igual al coeficiente calculado, por lo tanto el intercambiador que cumplirá con las funciones del condensador será un AlfaNova 76 con 45 placas.

## ANEXO 12. Selección de la bomba de condensado

Se sabe que el flujo volumétrico que deberá manejar la bomba será de  $1.52 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  a una velocidad de 3500 RPM, para poder calcular su punto afín en la curva de 2800 RPM, se deberá emplear la siguiente expresión (Sashi Menon, 2004):

$$Q_{2800} = Q_{3500} \cdot \frac{2800}{3500}$$

$$Q_{2800} = 1.22 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{2800} = 0.44 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con este caudal, se obtuvo datos tales como: presión de descarga, potencia requerida y  $NPSH_{req}$  de las curvas del fabricante (Lederle Hermetic, 2012), de acuerdo a las siguientes gráficas:

Las curvas mostradas son las indicadas en el catálogo de Lederle para el modelo CAM 1/3.

De acuerdo a lo especificado en el documento principal, se tiene que el caudal afín al trabajo esperado en la curva de 2800 RPM es de:

$$Q_{2800} = 0.44 \text{ m}^3/\text{h}$$

En la curva de presión vs caudal se tiene:

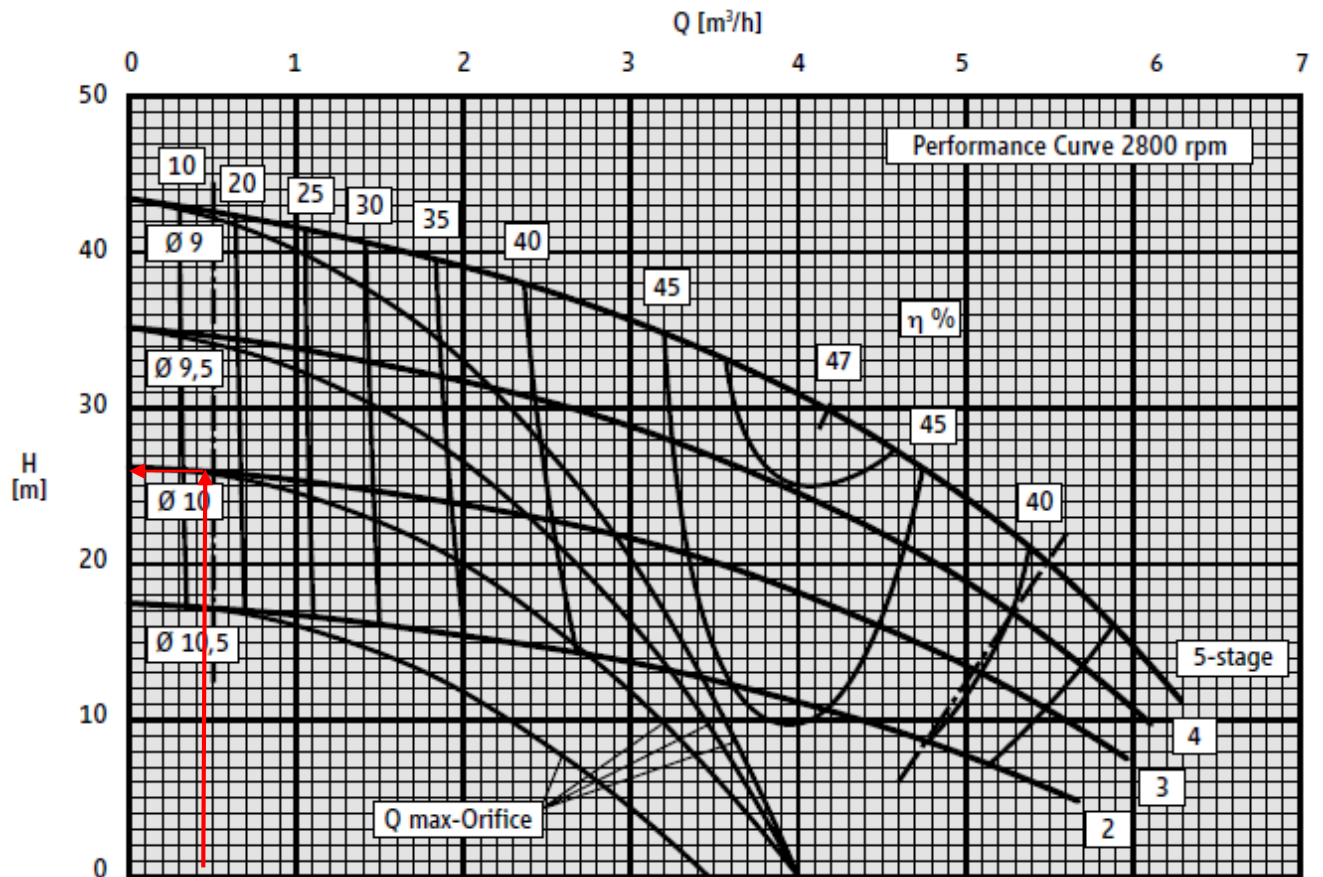


Figura 12.1. Curva H-Q de la bomba a 2800 RPM (Lederle Hermetic, 2012)

De acuerdo a la gráfica, se tiene una presión de **25.5 m**.

En la curva de potencia vs caudal se tiene:

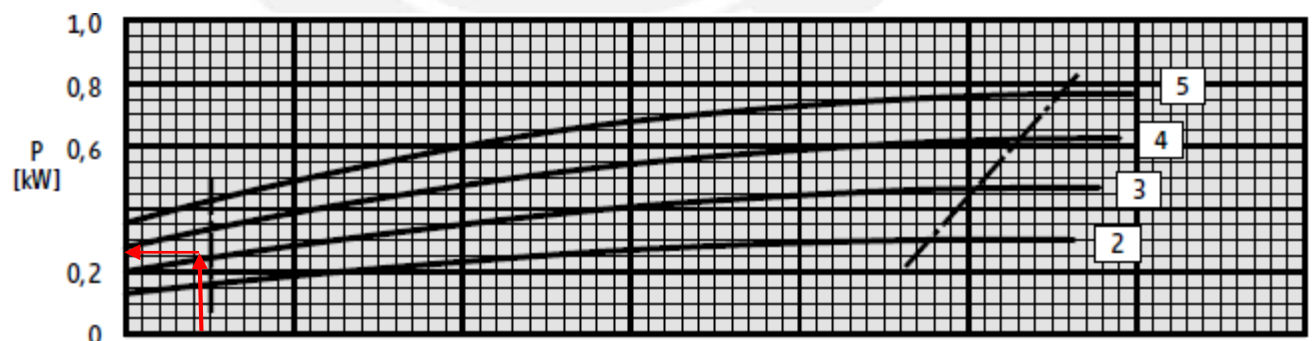
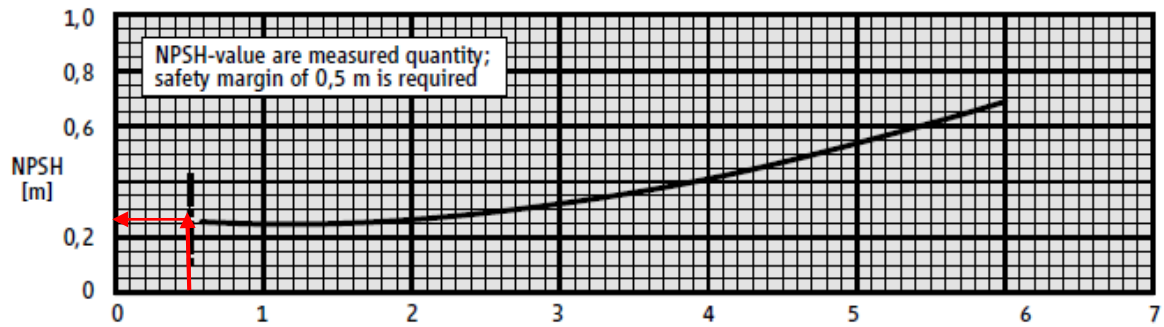


Figura 12.2. Curva P-Q de la bomba a 2800 RPM (Lederle Hermetic, 2012)

De acuerdo a la gráfica, se tiene una potencia de **0.25 kW**.

Finalmente, en la curva de  $NPSH_{req}$  vs caudal se tiene:



**Figura 12.3.** Curva NPSH-Q de la bomba a 2800 RPM (Lederle Hermetic, 2012)

De acuerdo a la gráfica, se tiene una potencia de **0.25 m**.

Luego estos datos pueden ser calculados a la velocidad de 3500 RPM según las siguientes expresiones (Sashi Menon 2004: 135):

$$H_{3500} = H_{2800} \cdot \left(\frac{3500}{2800}\right)^2$$

$$P_{3500} = P_{2800} \cdot \left(\frac{3500}{2800}\right)^3$$

$$NPSH_{3500} = NPSH_{2800} \cdot \left(\frac{3500}{2800}\right)^2$$

En la siguiente tabla, se muestran los datos obtenidos de las curvas a 2800 RPM y los datos calculados par 3500 RPM.

**Tabla 12.1.** Datos de la bomba de condensado a 2800 y 3500 RPM (Lederle Hermetic, 2012)

Dato	Velocidad 2800 RPM	Velocidad 3500 RPM
Presión de descarga	25.5 m	39.8 m
Potencia	0.25 kW	0.49 kW
NPSH requerido	0.25 m	0.39 m

Como se ha definido, el punto en el que debe trabajar la bomba es con un caudal de  $1.50 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  a una presión de 39.8 m; no obstante, no es posible garantizar este punto de trabajo solo con la caída de presión en la tubería y accesorios, por lo tanto debe existir un elemento que genere la caída de presión adicional para lograr un retorno de condensado a un caudal constante.

Para estos fines, se calculará la caída de presión en la tubería y accesorios y la caída de presión adicional deberá ser dada por una válvula REG similar a la calculada para la válvula de expansión.

Para calcular la caída de presión en la línea y accesorios se deberá tener en cuenta lo recomendado por la ASHRAE en su sección de Refrigeración en donde se establecen longitudes equivalentes para cada accesorio (ASHRAE, 2006) y la Tabla 12.2. donde se muestra los accesorios con los que se cuenta:

**Tabla 12.2.** Cálculo de longitud equivalente del tramo de descarga

Descripción	Cantidad	Longitud equivalente (m)
Tramo vertical 1" Sch 40	1.92 m	1.92
Tramo horizontal 1" Sch 40	1.18 m	1.18
Codo x 90° 1" Sch 40	2 UND	1.04
Válvula check 1" x 150 lb	1 UND	8.84
Válvula compuerta 1" x 150 lb	1 UND	0.30
Longitud equivalente total (m)		13.28

Para el cálculo de la caída de presión, se considerará la componente estática y dinámica. La componente estática, se refiere a la diferencia de cotas entre la bomba y su punto de descarga (1.92 m) y la dinámica se puede calcular mediante la siguiente expresión (Assureira, 2008):

$$H_{din} = \xi \cdot \frac{L_{eq}}{\phi} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Contamos con casi todos los datos para realizar este cálculo, excepto con el factor de caída de presión ( $\xi$ ), este puede ser calculado con la ecuación iterativa de Colebrook – White (Colebrook, 1939):

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k/\phi}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}} \right)$$

En la siguiente tabla, se muestran los resultados obtenidos al aplicar esta ecuación:

**Tabla 12.3.** Resultados de la ecuación de Colebrook-White

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Rugosidad de la tubería	k	0.04	mm
Diámetro	$\Phi$	26.6	mm
Número de Reynolds	$Re = \frac{4 \cdot \overset{\circ}{m}}{\pi \cdot \phi \cdot \mu_L}$	28319	-
Factor de fricción	$\xi$	0.0284	-

Con el factor de fricción calculado, se puede obtener la componente dinámica de la caída de presión:

$$H_{din} = 0.0284 \cdot \frac{13.28}{26.6 \times 10^{-3}} \cdot \frac{0.3^2}{2 \times 9.8}$$

$$H_{din} = 0.07 \text{ m}$$

Por lo tanto la caída de presión total en la línea será de:

$$H = 1.92 + 0.07 = 1.99 \approx 2.0 \text{ m}$$

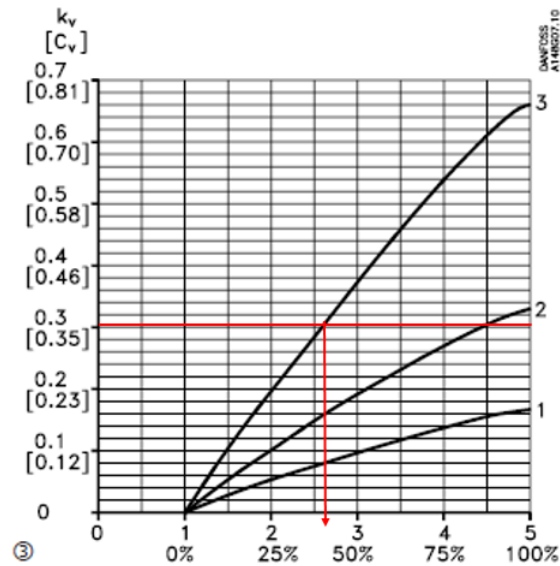
De lo calculado, se conoce que la presión que da la bomba al caudal requerido es de 39.8 m, y se sabe que en la línea solo cae 2.0 m, por lo que existen 37.8 m (3.8 bar) que deberán ser reducidos en la válvula tipo REG contemplada para esta línea. El coeficiente de flujo será calculado con la siguiente expresión (Danfoss, 2003):

$$k_v = \frac{\overset{\circ}{m}_7}{\sqrt{\rho_7 \cdot \Delta p \cdot 1000}}$$

Con los datos anteriormente obtenidos, se tiene:

$$k_v = 0.301 \text{ m}^3/\text{h}$$

Utilizando la gráfica de la válvula REG:



**Figura 12.4.** Selección del cono y apertura de la válvula reguladora (Danfoss, 2003).

Por lo tanto, se tiene que el sistema de retorno de condensado estará compuesto por una bomba hermética tipo CAM 1/3 con una tubería de descarga de 1" Sch 40 y con una válvula reguladora REG pequeña con un cono tipo 3 a una apertura de 40%.

Finalmente, se calculará cuánto debe ser la altura mínima de nivel de líquido para que la bomba no cavite. Como se sabe el NPSH requerido a las condiciones de trabajo es de 0.39 m, por lo que el NPSH disponible puede ser calculado con la siguiente expresión (Assureira, 2008):

$$NPSH_{dis} = \frac{p_{sep} - p_{sat}}{\rho \cdot g} + H_{suc} \geq NPSH_{req} = 0.39 \text{ [m]}$$

Como se sabe, la diferencia entre la presión en el separador de fases y la presión de saturación es equivalente a la caída de presión en el evaporador (7.45 kPa), por lo que se puede despejar la altura de succión de la bomba de la siguiente manera:

$$H_{suc} \geq 0.39 + \frac{7450}{1277 \times 9.8} = 0.99 \text{ [m]}$$

Para evitar la cavitación de la bomba de condensado, se deberá colocar un sensor de bajo nivel por lo menos a 0.99 m de altura respecto a su toma de succión.

## ANEXO 13. Especificaciones técnicas de los equipos principales del dominio refrigeración

El presente anexo tiene la finalidad de mostrar las especificaciones técnicas de los equipos principales del dominio refrigeración referidos en el documento principal:

**Tabla 13.1.** Listado de equipos del dominio refrigeración

Item	Descripción del equipo	Marca	Modelo
1	Compresor de refrigerante	Bitzer	HSN5353-25-40P
2	Condensador de refrigerante	Alfa Laval	AlfaNova 76
3	Válvula de expansión	Danfoss	REG
4	Bomba de condensado	Lederle	CAM 1/3
5	Válvula reductora de presión	Danfoss	REG
6	Separador de aceite	Bitzer	OA 1954

- Compresor de refrigerante

<b>Tipo</b>	Tornillo semi-hermético	
<b>Fabricante</b>	Bitzer	
<b>Modelo</b>	HSN5353-25-40P	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Refrigerante</b>	R-404 A	
<b>Capacidad de enfriamiento</b>	26.7 kW	
<b>Voltaje de alimentación</b>	440 VAC	
<b>Potencia eléctrica</b>	18.7 kW	
<b>Flujo de refrigerante</b>	735 kg/h	
<b>Flujo de aceite</b>	0.7 m <sup>3</sup> /h	
<b>Temperatura de descarga</b>	66.2 °C	

- Condensador de refrigerante

<b>Tipo</b>	Placas electrosoldadas	
<b>Fabricante</b>	Alfa Laval	
<b>Modelo</b>	AlfaNova 76	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Cantidad de placas</b>	45	
<b>Largo (a)</b>	618 mm	
<b>Ancho (b)</b>	191 mm	
<b>Dist. vertical (c)</b>	519 mm	
<b>Dist. horizontal (d)</b>	92 mm	
<b>Espesor (A)</b>	140 mm	
<b>Diámetro de las conexiones</b>	2"	

- Válvula de expansión tipo aguja

<b>Tipo</b>	Válvula de aguja	
<b>Fabricante</b>	Danfoss	
<b>Modelo</b>	REG-25	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Cono</b>	N° 2	
<b>Largo (B)</b>	155 mm	
<b>Altura (C)</b>	145 mm	
<b>Ancho (H)</b>	60 mm	
<b>Peso (kg)</b>	2 kg	

- Bomba de condensado

<b>Tipo</b>	Centrífuga	<p>Figure 7</p>
<b>Fabricante</b>	Lederle Hermetic	
<b>Modelo</b>	CAM 1/3	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Longitud (L<sub>1</sub> + L<sub>2</sub>)</b>	493 mm	
<b>Altura (H<sub>1</sub> + H<sub>2</sub>)</b>	208 mm	
<b>Ancho (C)</b>	180 mm	
<b>Potencia eléctrica</b>	1 HP	
<b>Conexión de entrada</b>	1"	
<b>Conexión de salida</b>	3/4"	

- Válvula reductora de presión de líquido

<b>Tipo</b>	Válvula de aguja	<p>Mediana/Grande, REG 10 - 40</p>
<b>Fabricante</b>	Danfoss	
<b>Modelo</b>	REG-25	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Cono</b>	N° 3	
<b>Largo (B)</b>	155 mm	
<b>Altura (C)</b>	145 mm	
<b>Ancho (H)</b>	60 mm	
<b>Peso (kg)</b>	2 kg	

- Separador de aceite

<b>Fabricante</b>	Bitzer	<p>OA1954</p>
<b>Modelo</b>	OA 1954	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Diámetro</b>	320 mm	
<b>Altura</b>	764 mm	
<b>Conexión de entrada</b>	2"	
<b>Conexión de salida de refrigerante</b>	1 ½"	
<b>Conexión de salida de aceite</b>	¾"	



## ANEXO 14. Cálculo del peso de la placa de aluminio

El presente anexo tiene como finalidad calcular el peso de una placa de aluminio dimensionada térmicamente para transferir la capacidad necesaria para congelar pescado tipo caballa de 4 °C hasta -26 °C.

La placa en términos genéricos tiene las siguientes características:

- Estará formada por dos placas de dimensiones externas de 1200 x 1200 x 12 mm, que formarán un solo conjunto. Estas serán de aluminio con una densidad de 2780 kg/m<sup>3</sup>.
- Internamente cuenta con 14 canales fresados para alojar dos serpentines de tubería de aluminio  $\Phi$  ½" BWG 20.
- Cada uno de estos serpentines contará con 6 codos x 180°. Los codos tienen una distancia entre centros de 3" (76.2 mm).
- Se considerará como caso extremo que los dos serpentines estarán llenos de R-404a en líquido saturado a -38 °C (densidad igual a 1277 kg/m<sup>3</sup>).

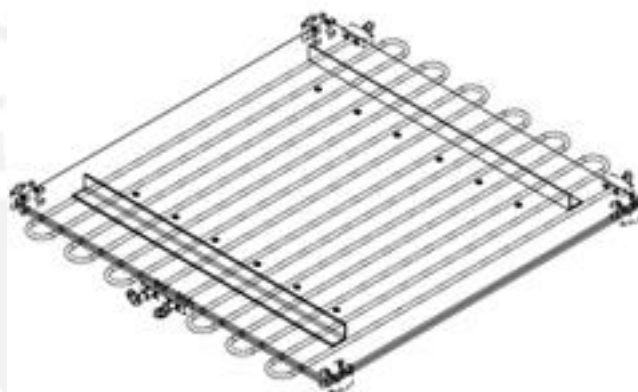


Figura 14.1. Vista isométrica de la placa

Se considerarán las siguientes dimensiones para el tubing de aluminio  $\Phi$  ½" BWG 20:

Tabla 14.1. Medidas del tubing  $\Phi$  ½" BWG 20

Diámetro externo OD		Diámetro interno ID	
Pulg.	mm	Pulg.	mm
0.50	12.70	0.43	10.92

Para calcular el peso del tubing, se deberá calcular su área transversal, área de flujo y área externa.

Para el área transversal se utilizará la siguiente expresión:

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot (OD^2 - ID^2)$$

Para el área de flujo se utilizará la siguiente expresión:

$$A_F = \frac{\pi}{4} \cdot ID^2$$

Para el área externa se utilizará la siguiente expresión:

$$A_E = \frac{\pi}{4} \cdot OD^2$$

Se obtuvieron los siguientes resultados

**Tabla 14.2.** Áreas de interés para el cálculo de volumen

Parámetro	Valor	Unidad
Área transversal	$3.302 \times 10^{-5}$	$m^2$
Área de flujo	$9.366 \times 10^{-5}$	$m^2$
Área externa	$1.267 \times 10^{-4}$	$m^2$

Para calcular el volumen de la placa fresada, se utilizará la siguiente expresión:

$$V_p = (L_1 \times t - 14 \times A_E) \times L_2$$

$$V_p = (1.2 \times 2.4 \times 10^{-2} - 14 \times 1.3 \times 10^{-4}) \times 1.2$$

$$V_p = 3.24 \times 10^{-2} m^3$$

Finalmente, para calcular su peso se deberá multiplicar por la densidad del aluminio:

$$m_p = \rho_{Al} \times V_p$$

$$m_p = 90.1 \text{ kg}$$

Para calcular los pesos del serpentín y del fluido dentro de este, se calculará una longitud equivalente de este y se multiplicará por el área transversal y de flujo respectivamente.

Para obtener esta longitud equivalente se deberá tener en cuenta que cada serpentín cuenta con 7 tramos rectos de 1.2 m y 6 curvas de 180° (distancia entre centros de 76.2 mm). Por lo que puede ser calculada con la siguiente expresión:

$$L_s = 7 \times L_2 + 6 \times (\pi \times D / 2)$$

$$L_s = 7 \times 1.2 + 6 \times (\pi \times 7.62 \times 10^{-2} / 2)$$

$$L_s = 9.12 \text{ m}$$

Para calcular el peso del serpentín, se multiplicará la longitud equivalente por el área transversal por la densidad del aluminio:

$$m_s = \rho_{Al} \times A_T \times L_s$$

$$m_s = 0.8 \text{ kg}$$

Para calcular el peso del fluido dentro del serpentín, se considerará el caso extremo en el que está completamente lleno con líquido saturado a -38°C (1277 kg/m³). Se multiplicará la longitud equivalente por el área de flujo por la densidad del fluido considerado:

$$m_f = \rho_l \times A_F \times L_s$$

$$m_f = 1.1 \text{ kg}$$

Finalmente, para calcular el peso de todo el conjunto se sumarán los resultados obtenidos, considerando que existen dos serpentines por placa fresada:

**Tabla 14.3.** Peso total de la placa

Dato	Cantidad	Valor (kg)	Subtotal (kg)
Placa fresada	1	90.1	90.1
Serpentín	2	0.8	1.6
Fluido dentro serpentín	2	1.1	2.2
<b>Total</b>			<b>93.9</b>

Por lo tanto, se tiene que cada placa pesa alrededor de 93.9 kg.

## ANEXO 15. Especificaciones técnicas de los equipos principales del dominio mecánico

El presente anexo tiene la finalidad de mostrar las especificaciones técnicas de los equipos principales del dominio mecánico referidos en el documento principal:

**Tabla 15.1.** Listado de equipos del dominio mecánico

Item	Descripción del equipo	Marca	Modelo	Observaciones
1	Unidad hidráulica 3 HP x 18.6 L/min	Bosch Rexroth	PP10/G2-011/3	Incluye válvula de alivio
2	02 Pistones hidráulicos	Bosch Rexroth	CD-70	Diámetro de vástago: 36 mm Diámetro de cilindro: 63 mm Carrera: 232 mm
3	Válvula reductora de presión	Bosch Rexroth	DBE	Limitada a 28.2 bar
4	Electroválvulas 4/3 – centro cerrado	Bosch Rexroth	SEC 6	-
5	02 Distribuidor de caudal	Bosch Rexroth	DRFN-C	Tamaño 10

- Unidad hidráulica 3 HP x 18.6 L/min

<b>Fabricante</b>	Bosch Rexroth	
<b>Modelo</b>	PP10/G2-011/3	
<b>Modelo de bomba</b>	G2-011	
<b>Potencia eléctrica</b>	2.2 kW	
<b>Desplazamiento</b>	11.14 cm <sup>3</sup> /rev	
<b>Máximo flujo</b>	18.93 L/min	
<b>Máxima presión</b>	60 bar	
<b>Dimensión A</b>	12.56 pulgadas	

- Pistones hidráulicos

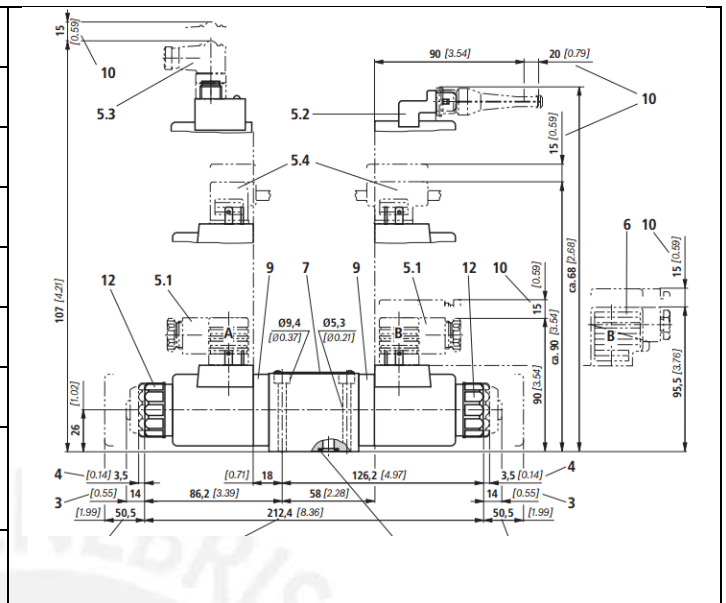
<b>Tipo de montaje</b>	Tipo L	
<b>Fabricante</b>	Bosch Rexroth	
<b>Modelo</b>	CD-70	
<b>Cantidad</b>	2	
<b>Diámetro del vástago</b>	36 mm	
<b>Diámetro del cilindro</b>	63 mm	
<b>Carrera</b>	232 mm	

- Válvula reductora de presión

<b>Fabricante</b>	Bosch Rexroth	
<b>Modelo</b>	(Z) DBE	
<b>Cantidad</b>	1	
<b>Presión</b>	28.2 bar	
<b>Largo</b>	262 mm	
<b>Altura</b>	116 mm	
<b>Ancho</b>	45 mm	
<b>Peso</b>	2.4 kg	

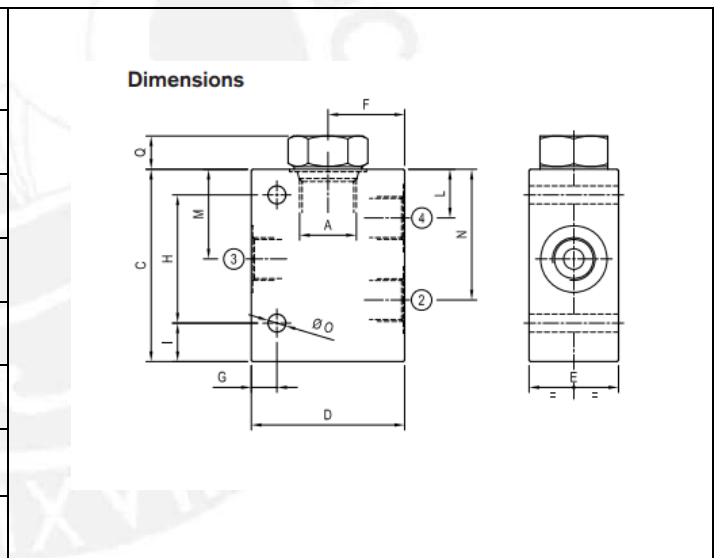
- Electroválvula 4/3 centro cerrado

<b>Tipo</b>	Válvula 4/3
<b>Fabricante</b>	Bosch Rexroth
<b>Modelo</b>	SEC 6
<b>Cantidad</b>	1
<b>Longitud</b>	122 mm
<b>Altura</b>	208 mm
<b>Ancho</b>	316 mm
<b>Conexión de entrada</b>	1/2"
<b>Conexión de salida</b>	1/2"



- Distribuidor de caudal

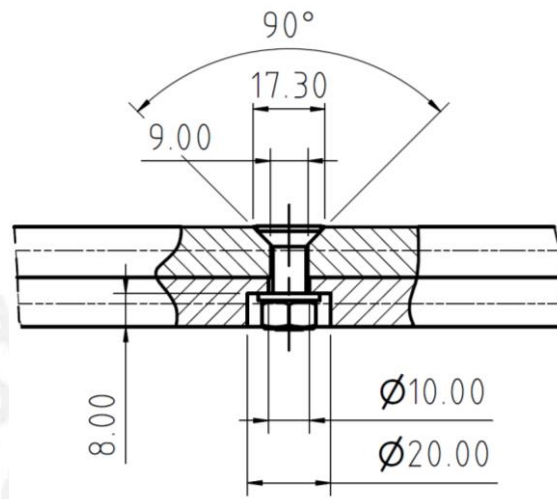
<b>Tipo</b>	Cartucho en distribuidor
<b>Fabricante</b>	Bosch Rexroth
<b>Modelo</b>	DRFN-C
<b>Cantidad</b>	2
<b>Largo (C + Q)</b>	89 mm
<b>Altura (D)</b>	70 mm
<b>Ancho (E)</b>	50 mm
<b>Presión máxima</b>	250 bar



## ANEXO 16. Cálculo de las uniones atornilladas entre las placas

El presente anexo tiene como finalidad calcular las uniones atornilladas que servirán para garantizar el contacto entre placas y serpentines para garantizar la transferencia de calor entre estos y hacia los bloques de pescado.

El cálculo se hará sobre la base del siguiente montaje del tornillo M8 de norma constructiva DIN 7984 sobre las placas:



**Figura 16.1.** Unión atornillada entre placas frigoríficas

Para estos fines se tomarán en cuenta las siguientes características geométricas del tornillo y placas:

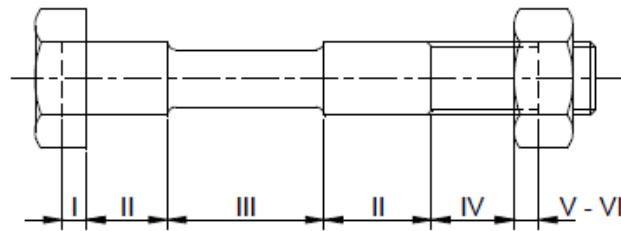
**Tabla 16.1.** Datos para el cálculo de la unión atornillada

Dato	Símbolo	Fórmula	Valor
Grado del tornillo	-	-	8.8
Esfuerzo de fluencia	$\sigma_F$	-	640 MPa
Diámetro nominal del tornillo	$d$	-	8 mm
Diámetro primitivo del tornillo	$d_2$	-	7.188 mm
Diámetro de raíz del tornillo	$d_3$	-	6.466 mm
Diámetro de trabajo del tornillo	$d_s$	$\frac{d_2 + d_3}{2}$	6.827 mm
Ángulo de la pendiente	$\varphi$	-	3.17°
Ángulo de los flancos de la rosca	$\alpha$	-	60°
Coeficiente de fricción	$\mu$	-	0.12
Ángulo por rozamiento	$\rho'$	$\arctan\left(\frac{\mu}{\cos(\alpha/2)}\right)$	7.89°
Módulo de elasticidad tornillo	$E_T$	-	2.1 x 10 <sup>5</sup> MPa
Diámetro de la tuerca	$D_t$	-	13 mm
Longitud placa 1	$L_{P1}$	-	7 mm
Longitud placa 2	$L_{P2}$	-	4 mm
Longitud total de la placa	$L_P$	$L_{P1} + L_{P2}$	11 mm
Semi-ángulo del cono	$\gamma$	-	31°
Módulo de elasticidad placas	$E_P$	-	0.7 x 10 <sup>5</sup> MPa
Diámetro del agujero placa 1	$D_{ag1}$	-	9 mm
Diámetro del agujero placa 2	$D_{ag2}$	-	10 mm

Inicialmente se deberá calcular la rigidez tanto del tornillo así como las placas:

- Cálculo de la rigidez del tornillo

Para calcular la rigidez del tornillo se dividió a este en varias secciones, de acuerdo al texto del curso Elementos de Máquina – Uniones Atornilladas (Paulsen 2010):



**Figura 16.2.** Secciones de trabajo del tornillo (Paulsen, 2010)

La rigidez en cada tramo se calculará de acuerdo a la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$c_i = \frac{E_T \cdot A_i}{L_i}$$

El área de cada tramo será calculado con la siguiente expresión:

$$A_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2$$

Se deberá tener en cuenta que para el caso del tornillo escogido, no habrá tramos lisos, sino todo será roscado, por lo que las zonas II y III mostradas no existen en este cálculo.

El cálculo de cada rigidez se resume en la siguiente tabla:

Tramo	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Rigidez (N/mm)
Cabeza del tornillo (I)	8	3.2	3 298 672.3
Tramo roscado entre las placas (IV)	6.466	11	626 885.0
Tramo roscado en la tuerca (V)	6.466	4	1 723 933.8
Filetes en contacto (VI)	8	3.2	3 298 672.3

**Tabla 16.2.** Rigidez de cada sección del tornillo

Una vez calculada la rigidez en cada tramo, la rigidez del tornillo se calculará con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

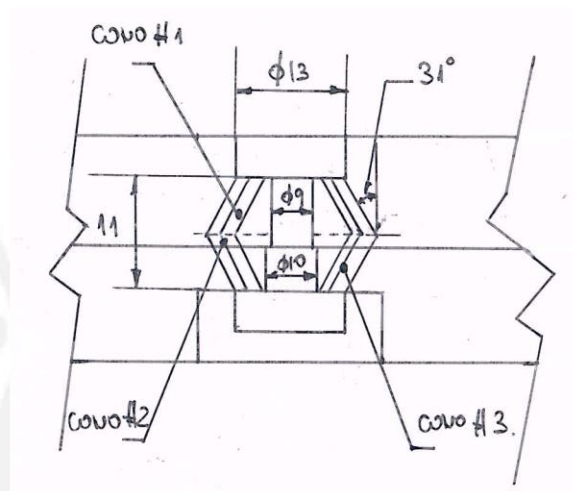
$$\frac{1}{c_T} = \sum \frac{1}{c_i}$$

$$c_T = 359510.2 \text{ [N/mm]}$$

- Cálculo de la rigidez de las placas

Para calcular la rigidez de las placas se consideraron tres secciones, de acuerdo al texto del curso Elementos de Máquina – Uniones Atornilladas (Paulsen 2010).

Como se ve en la Figura 10.1, el diámetro de la cabeza del tornillo no ejerce una presión constante sobre las placas, por ello se aproximará esta sección a una cilíndrica de diámetro 13 mm, esta se pueden apreciar en la siguiente figura:



**Figura 16.3.** Secciones de trabajo de las placas

Se hicieron algunas semejanzas de triángulos, considerando un semi-ángulo de 31° en la zona de actuación de las placas. Se observa que las tres secciones consideradas son cónicas, la rigidez de un cono con agujero se calcula mediante la siguiente expresión:

$$c_{cono} = \frac{\pi \cdot E_p \cdot D_{ag} \cdot \tan(\gamma)}{\ln \left( \frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})} \right)}$$

A continuación, se muestran los resultados:

**Tabla 16.3.** Rigidez de cada sección de las placas

Sección de cono	Diámetro 1 (mm)	Diámetro 2 (mm)	Diámetro de agujero (mm)	Rigidez (N/mm)
1	13	19.61	9	1 668 412.1
2	17.81	19.61	9	9 834 147.7
3	13	17.81	10	1 287 048.2

Una vez calculada la rigidez en cada tramo, la rigidez de las placas se calculará con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$\frac{1}{c_p} = \sum \frac{1}{c_i}$$

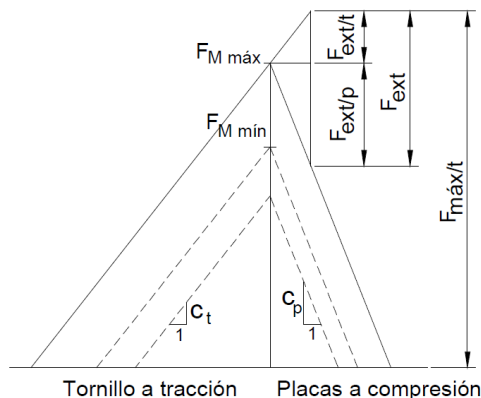
$$c_p = 676576.0 \text{ N/mm}$$

Ya calculadas la rigidez tanto del tornillo y placas, se deberá tener en cuenta las siguientes situaciones para el cálculo de los tornillos y placas:

- Situación de máxima fuerza durante montaje: implica verificar por resistencia tanto al tornillo durante su montaje así como bajo el trabajo del mismo. Se considerará una fuerza de montaje máxima que originará un momento durante el montaje, ambos provocarán esfuerzos normales y cortantes sobre el tornillo. Durante el trabajo se deberá considerar una fuerza sobre el tornillo equivalente a la suma de la fuerza de montaje con la fuerza externa sobre el tornillo (Paulsen, 2010):

$$F_{m\acute{a}x/t} = F_{Mm\acute{a}x} + F_{ext/t}$$

Esto se puede observar en el siguiente diagrama:

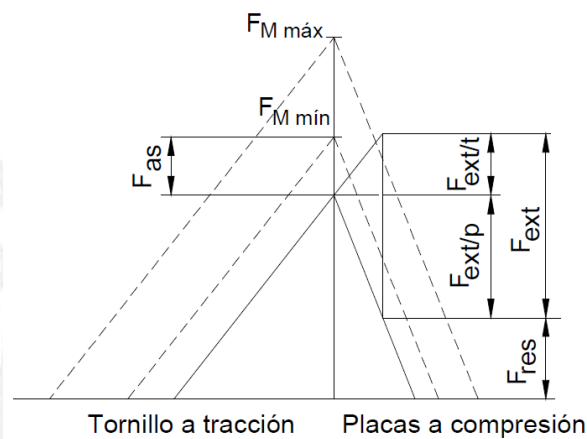


**Figura 16.4.** Situación de máxima fuerza sobre el montaje (Paulsen, 2010)

- Situación de mínima fuerza durante el montaje: se deberá verificar que siempre quede una fuerza residual entre las placas, esta fuerza es la resultante de descontar de la fuerza mínima durante el montaje, las fuerzas originadas durante el asentamiento y la fuerza externa sobre las placas. Puede ser calculada con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$F_{res} = F_{Mmin} - F_{as} - F_{ext/p}$$

Esto se puede observar en el siguiente figura:



**Figura 16.5.** Situación de mínima fuerza sobre el montaje (Paulsen, 2010)

Ya analizadas ambas situaciones, se deberán calcular las fuerzas que actúan sobre los elementos:

- Cálculo de la fuerza externa:

La fuerza externa más crítica es originada por la presión generada durante la operación de defrosting (500 kPa).

El área de trabajo será equivalente a media área superficial de los serpentines conformado por 14 tubing de diámetro interno de 10.92 mm y longitud 1.2 metros, entonces será equivalente a:

$$A_1 = 14 \times \frac{\pi \times 10.92 \times 1200}{2}$$

$$A_1 = 288173 \text{ mm}^2$$

$$A_1 = 0.29 \text{ m}^2$$

Finalmente, la fuerza externa sobre cada unión será igual al producto de la presión por el área de trabajo repartida entre el total de uniones consideradas en el diseño (18), por lo tanto la fuerza externa será igual a:

$$F_{ext} = \frac{500 \times 0.29}{18}$$

$$F_{ext} = \frac{500 \times 10^3 \times 0.29}{18}$$

$$F_{ext} = 8005 \text{ N}$$

- Cálculo de la fuerza externa sobre el tornillo y placas:

La componente de la fuerza externa sobre los tornillos será calculada con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$F_{ext/t} = \frac{c_T}{c_T + c_P} \cdot F_{ext}$$

$$F_{ext/t} = 2778 \text{ N}$$

La componente de la fuerza externa sobre las placas será calculada con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$F_{ext/p} = \frac{c_P}{c_T + c_P} \cdot F_{ext}$$

$$F_{ext/p} = 5227 \text{ N}$$

- Cálculo de la fuerza de asentamiento

La fuerza de asentamiento será calculada con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$F_{as} = \frac{c_T \times c_P}{c_T + c_P} \cdot \delta_{as}$$

La deformación por el asentamiento ( $\delta_{as}$ ) será obtenida de la siguiente tabla considerando una rugosidad media para un esfuerzo normal:

**Tabla 16.4.** Valores para el asentamiento (Paulsen, 2010)

Altura promedio de la rugosidad $R_z$ ( $\mu\text{m}$ )	Carga	Valores para el asentamiento $\delta_{as}$ , Por par de superficies. ( $\mu\text{m}$ )		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

De la tabla anterior, se tiene un asentamiento total de  $8.0 \mu\text{m}$ , por lo tanto se tiene que la fuerza de asentamiento será:

$$F_{as} = 1878 \text{ N}$$

- Cálculo del momento durante el ajuste de los tornillos

El momento originado durante el ajuste será calculado con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$M_{iM} = F_M \cdot \tan(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

Reemplazando los datos tenemos que el momento puede dejarse en función de la fuerza de montaje:

$$M_{iM} = 0.7025 \cdot F_M \text{ N.mm}$$

Ya calculadas las fuerzas y momentos que intervienen en el montaje y operación de la unión, se deberá calcular los esfuerzos involucrados:

- Cálculo de esfuerzos durante el montaje

El esfuerzo normal durante el montaje será calculado con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$\sigma_M = \frac{4 \cdot F_M}{\pi \cdot d_s^2}$$

Este se puede expresar en función de la fuerza durante el montaje, quedando esta expresión:

$$\sigma_M = 0.02732 \cdot F_M \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante durante el montaje será calculado con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$\tau_M = \frac{32 \cdot M_{tM}}{\pi \cdot d_s^3}$$

Este se puede expresar en función de la fuerza durante el montaje, quedando esta expresión:

$$\tau_M = 0.02249 \cdot F_M \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente se puede calcular de acuerdo la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2}$$

Este se puede expresar en función de la fuerza durante el montaje, quedando esta expresión:

$$\sigma_{eqM} = 0.04758 \cdot F_M \text{ MPa}$$

Se sabe que el esfuerzo equivalente está limitado por (Paulsen, 2010):

$$\sigma_{eqM} \leq 0.9 \cdot \sigma_F$$

Por lo tanto, reemplazando:

$$0.04758 \cdot F_M \leq 0.9 \times 640$$

$$F_M \leq 12107 \text{ N}$$

De esto se concluye que la fuerza máxima durante el montaje será 12107 N.

- Cálculo de esfuerzos durante el trabajo

Se considerará que durante el trabajo sobre el tornillo actúan la fuerza máxima sobre el tornillo ( $F_{m\acute{a}x/t}$ ) y un torque de ajuste residual equivalente a la mitad del momento durante el ajuste del tornillo.

La fuerza máxima sobre el tornillo será igual a (Paulsen, 2010):

$$F_{m\acute{a}x/t} = F_{Mm\acute{a}x} + F_{ext/t}$$

Donde la fuerza máxima sobre el montaje es igual a 12107 N y la fuerza externa al tornillo igual a 2778N, por lo tanto:

$$F_{m\acute{a}x/t} = 14885 \text{ N}$$

El esfuerzo normal durante el trabajo será igual a (Paulsen, 2010):

$$\sigma_T = \frac{4 \cdot F_{m\acute{a}x/t}}{\pi \cdot d_s^2}$$

$$\sigma_T = 406.6 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante durante el trabajo será igual a (Paulsen, 2010):

$$\tau_T = 0.5 \times \tau_M$$

$$\tau_T = 136.1 \text{ MPa}$$

Se verificará que el esfuerzo equivalente no sea mayor a la fluencia (Paulsen, 2010):

$$\sigma_{eqT} = \sqrt{\sigma_T^2 + 3 \cdot \tau_T^2} < \sigma_F$$

$$\sigma_{eqT} = 470.1 < 640 \text{ MPa (Ok!)}$$

Por lo tanto el tornillo resistir la solicitud de la máxima fuerza de montaje inclusive durante su trabajo.

- Cculo de la fuerza mínima durante el montaje

Se sabe que siempre deberá quedar una fuerza residual, aunque mínima, durante el trabajo del tornillo, est podrá ser calculada con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$F_{res} = F_{Mm\acute{i}n} - F_{as} - F_{ext/p}$$

Por lo tanto, se puede plantear que:

$$F_{res} = F_{Mm\acute{i}n} - F_{as} - F_{ext/p} > 0$$

$$F_{Mm\acute{i}n} > F_{as} + F_{ext/p}$$

$$F_{Mm\acute{i}n} > 7105 \text{ N}$$

De esto se concluye que la fuerza mínima durante el montaje será 7105 N.

- Verificación de la presión de aplastamiento:

Se verificará que la presión por aplastamiento originada por la máxima fuerza en la unión atornillada sobre la mínima área disponible en la placa.

La presión admisible del material de las placas será obtenida de la siguiente tabla:

**Tabla 16.5.** Presiones admisibles para los diferentes materiales (Paulsen, 2010)

MATERIAL	$p_{Adm}$ (N/mm <sup>2</sup> )
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GK AlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0.5	370
Al99	140

Esta área está limitada por el diámetro externo de la tuerca y el diámetro del agujero, se puede calcular:

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot (D_t^2 - D_{ag2}^2)$$

$$A_c = 54.2 \text{ mm}^2$$

Se sabe que la fuerza máxima sobre la unión es de 14885 N, por lo tanto se calculará la presión máxima sobre la unión con la siguiente expresión (Paulsen, 2010):

$$p_p = \frac{F_{m\acute{a}x/t}}{A_c} \leq p_{ADM}$$

$$275 \leq 370 \text{ MPa (Ok!)}$$

Por lo tanto, la placa resistirá la solicitud por presión admisible.

## ANEXO 17. Especificaciones de los componentes eléctricos

El presente anexo tiene la finalidad de mostrar las especificaciones de los componentes eléctricos:


**Tabla 17.1.** Listado de componentes eléctricos

Item	Descripción del componente	Marca	Modelo
1	Guardamotor para bomba 2.2 kW - 440 VAC	Schneider	GV2P10
2	Contactador para bomba 2.2 kW - 440 VAC	Schneider	LC1K0610M7
3	Guardamotor para bomba 1.1 kW - 440 VAC	Schneider	GV2P08
4	Contactador para bomba 1.1 kW - 440 VAC	Schneider	LC1K0610M7
5	Interruptor termomagnético para compresor 18.7 kW - 440 VAC	Schneider	LV429632
6	Fusible ultrarápido para compresor 18.7 kW - 440 VAC	WEG	FNH00-50K-A
7	Reactancia trifásica para compresor 18.7 kW - 440 VAC	RTR	Para 15 kVAr
8	Variador de frecuencia para compresor 18.7 kW - 440 VAC	Schneider	ATV212HD18M3X
9	Tablero eléctrico autosoportado 500 x 500 x 300 mm	Rittal	-

- Guardamotor Schneider GV2P10

<b>Fabricante</b>	Schneider	
<b>Modelo</b>	GV2P	
<b>Rango de corriente</b>	4 – 6.3 A	
<b>Frecuencia</b>	50 / 60 Hz	
<b>Dimensiones</b>	89 x 44.5 x 97 mm	

- Contacto Schneider LC1K0610M7

<b>Fabricante</b>	Schneider	
<b>Modelo</b>	LC1K	
<b>Rango de corriente</b>	Hasta 6 A	
<b>Frecuencia</b>	50 / 60 Hz	
<b>Dimensiones</b>	58 x 45 x 57 mm	

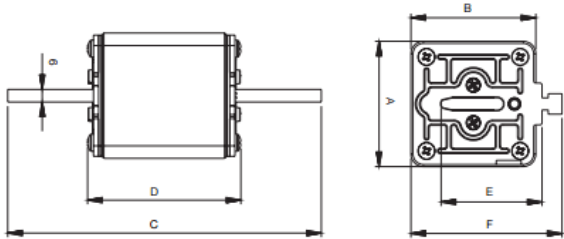
- Guardamotor Schneider GV2P08

<b>Fabricante</b>	Schneider	
<b>Modelo</b>	GV2P	
<b>Rango de corriente</b>	2.5 – 4 A	
<b>Frecuencia</b>	50 / 60 Hz	
<b>Dimensiones</b>	89 x 44.5 x 97 mm	

- Interruptor termo-magnético Schneider LV429632

<b>Fabricante</b>	Schneider	
<b>Modelo</b>	Compact NSX 100F	
<b>Rango de corriente</b>	Hasta 63A	
<b>Frecuencia</b>	50 / 60 Hz	
<b>Dimensiones</b>	161 x 105 x 86 mm	

- Fusible ultrarápido WEG - FNH00-50K-A

<b>Fabricante</b>	WEG	
<b>Modelo</b>	Fusible ultrarápido aR	
<b>Rango de corriente</b>	Hasta 63 A	
<b>Dimensiones</b>	30 x 79 x 60 mm	

- Variador de Velocidad Schneider ATV212HD18M3X

<b>Fabricante</b>	Schneider	
<b>Modelo</b>	Altivar 212	
<b>Potencia de motor</b>	Hasta 18.5 kW	
<b>Frecuencia</b>	50 / 60 Hz	
<b>Peso</b>	11.5 kg	
<b>Dimensiones</b>	240 x 330 x 190 mm	



## ANEXO 18. Especificaciones técnicas de sensores e instrumentos

El presente anexo tiene la finalidad de mostrar las especificaciones técnicas de los sensores e instrumentos:

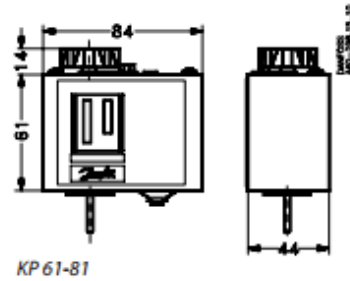
**Tabla 18.1.** Sensores e instrumentos del congelador

Item	Descripción del componente	Marca	Modelo
1	Presostato con dos fuelles para succión y descarga de compresor	Danfoss	KP44
2	Termostato de fuelle para salida de condensador	Danfoss	KP75
3	Interruptor de nivel electromecánico para separador de fases y tanque de carga	Danfoss	AKS38
4	Válvulas solenoides diámetro 1" – Juntas: EPDM	Danfoss	EV210B
5	PLC con 16 E/S discretas y 2 E/S analógicas	Allen Bradley	MicroLogix 1100

- Presostato doble fuelle Danfoss KP44

<b>Fabricante</b>	Danfoss	<p>Peso: aproximadamente 0,5 kg</p>
<b>Modelo</b>	KP-44	
<b>Conexiones</b>	2 x $\Phi$ 1/4"	
<b>Presión máxima de trabajo</b>	17 bar	
<b>Dimensiones</b>	122 x 100 x 44 mm	

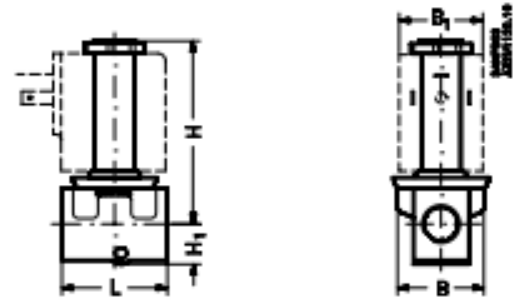
- Termostato de bule Danfoss KP 75

<b>Fabricante</b>	Danfoss	
<b>Modelo</b>	KP-75	
<b>Rango de temperatura</b>	0 – 35 °C	
<b>Longitud del bulbo</b>	2 metros	
<b>Dimensiones</b>	84 x 75 x 44 mm	

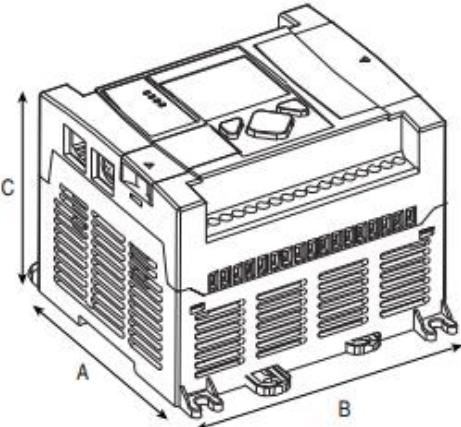
- Interruptor de nivel Danfoss AKS38

<b>Fabricante</b>	Danfoss	
<b>Modelo</b>	AKS-38	
<b>Rango de temperatura</b>	-50 – 65 °C	
<b>Conexión</b>	Φ 1"	
<b>Peso</b>	12 kg	

- Válvulas solenoides 1" Danfoss EV210B

<b>Fabricante</b>	Danfoss	
<b>Modelo</b>	EV210B	
<b>Presión máxima</b>	30 bar	
<b>Caudal máximo</b>	1.5 m <sup>3</sup> /h	
<b>Dimensiones</b>	58 x 90 x 68 mm	

- PLC AllenBradley – Modelo: MicroLogix 1100

<b>Fabricante</b>	Allen Bradley	
<b>Modelo</b>	MicroLogix 1100	
<b>Voltaje de entrada</b>	24 VDC	
<b>E/S digitales</b>	Hasta 16	
<b>E/S analógicas</b>	Hasta 2	
<b>Dimensiones</b>	90 x 110 x 87 mm	



## ANEXO 19. Detalle del presupuesto del proyecto

El presente anexo tiene la finalidad de mostrar el detalle de los costos para la fabricación del congelador

- Costo de los equipos principales

En la Tabla 19.1 se muestran los costos de los equipos principales seleccionados del dominio refrigeración y mecánico:

**Tabla 19.1** Costo de los equipos principales dominio refrigeración

Item	Descripción del equipo	Cant.	Costo (S/.)
1	Compresor Bitzer. Modelo: HSN 5353-25-40P	1	27,240
2	Intercambiador placas AlfaNova 76 – 45 placas	1	16,850
3	Válvula de expansión Danfoss. Modelo: REG-25	1	790
4	Bomba hermética Lederle. Modelo: CAM 1/3	1	4,460
5	Válvula de expansión Danfoss. Modelo: REG-25	1	790
6	Separador de aceite Bitzer. Modelo: OA 1954	1	9,370
7	Unidad hidráulica 3 HP x 18.6 L/min	1	6,200
8	Pistones hidráulicos $\varnothing_{\text{pist}} 63 - \varnothing_{\text{vást}} 36 - \text{carrera } 232$	2	2,350
9	Válvula reductora de presión	1	1,900
10	Electroválvulas 4/3 – centro cerrado	1	1,120
11	Distribuidor de caudal	2	2,520
<b>Costo de los equipos principales</b>			<b>73,590</b>

- Costo de los accesorios

En la Tabla 19.2, se muestran los costos de los accesorios requeridos para la instalación de los equipos, se consideran tuberías, accesorios, válvulas manuales:

**Tabla 19.2.** Costo total de los accesorios

Plano de referencia	Descripción	Cantidad	Costo unit (S/.)	Costo (S/.)
CPT02	Tubería roscada 1" Sch 40 ASTM A106 Gr. B	3	30	90
CPT02	Tubería roscada 1 1/2" Sch 40 ASTM A106 Gr. B	2	50	100
CPT02	Niple reductor 2" x 1" Sch 40 ASTM A106	3	8	24
CPT02	Tubería roscada 3/4" Sch 40 ASTM A106 Gr. B	2	25	50
CPT02	Tee roscada 1" x 800 lb ASTM A105	1	2	2
CPT02	Codo roscado 1" x 800 lb ASTM A105	8	1	8
CPT03	Tubería roscada 1" Sch 40 ASTM A106 Gr. B	2	30	60
CPT03	Tee roscada 1" x 800 lb ASTM A105	1	2	2
CPT03	Codo roscado 1" x 800 lb ASTM A105	3	1	3
CPT03	Filtro Y 2" - MESH 40	1	500	500
CPT03	Válvula de bola 1" x 800 lb	2	800	1,600
CPT03	Válvula angular 1" x 800 lb	1	900	900
CPT04	Tubería roscada 1/2" Sch 80 ASTM A106 Gr. B	4	20	80
CPT04	Codo roscado 1/2" x 3000 lb ASTM A105	10	0.5	5
<b>Costo total de los accesorios</b>				<b>3,424</b>

- Costo de fabricación de las placas

Como ya se mencionó, para fabricar cada placa es necesario considerar dos planchas de aluminio de 1.2 m x 1.2 m x 12 mm y 16.8 m de tubing de 1/2" BWG 20. En la Tabla 19.3 se muestra el costo de los materiales para 11 placas frigoríficas:

**Tabla 19.3** Costo de los materiales para fabricar las placas

Item	Descripción del material	Cant.	Costo (S/.)
1	Plancha EN AW 7022. Medidas 1.2x1.2mx12mm	22 und	69,360
2	Tubing ½" BWG 20 - Aluminio	184.8 m	1,665
<b>Costo de los materiales para fabricar las placas</b>			<b>71,025</b>

Adicionalmente, las placas se deberán mecanizar de acuerdo a los planos de fabricación y el tubing deberá ser doblado para formar serpentines deseados. El costo de estas operaciones de manufactura se detalla en la Tabla 19.4:

**Tabla 19.4.** Costo de los servicios para fabricar las placas

Item	Descripción del servicio	Cant.	Costo (S/.)
1	Mecanizado de placa aluminio de acuerdo a plano: CPT01-001-2	11	28,600
2	Doblado de tubing de aluminio de acuerdo a plano: CPT01-001-2	22	12,600
<b>Costo de los servicios para fabricar las placas</b>			<b>41,200</b>

Finalmente, integrando ambos costos en la Tabla 19.5:

**Tabla 19.5.** Costo total de fabricación de las placas

Item	Descripción	Costo (S/.)
1	Costo de los materiales	71,025
2	Costo de los servicios	41,200
<b>Costo total de fabricación las placas</b>		<b>112,225</b>

- Costo de fabricación de las estructuras

Para el costeo de la fabricación de las estructuras, se considerará un costo unitario por peso equivalente a S/. 9/kg.

**Tabla 19.6.** Costo total de fabricación de las estructuras

Item	Descripción	Peso (kg)	Costo (S/.)
1	Estructura principal de acuerdo a plano de despiece	2730	24,570
2	Separador de fases de acuerdo a plano: CPT01-002	70	630
3	Tanque de carga de acuerdo a plano: CPT01-003	112	1,008
<b>Costo total de fabricación de las estructuras</b>			<b>26,208</b>

- Costo de los paneles aislantes

Para el costeo de los paneles aislantes, se considerará un costo por área para los aislantes requeridos en la estructura global equivalente a S/. 202 /m<sup>2</sup>, adicionalmente se considerará el costo de los accesorios considerados.

**Tabla 19.7.** Costo total de los paneles aislantes

Item	Descripción	Cant	Costo (S/.)
1	Placas de poliuretano de 140 mm de espesor	38.3 m <sup>2</sup>	7,737
2	Puerta dimensiones 1.9 x 1.6 m	1	858
<b>Costo total de los paneles aislantes</b>			<b>8,595</b>

- Costo de los componentes eléctricos e instrumentos

En la siguiente tabla, se muestran los costos de los componentes eléctricos, sensores e instrumentación seleccionada:

**Tabla 19.8.** Costo total de los componentes eléctricos e instrumentos

Item	Descripción del componente	Cantidad	Costo unit (S/.)	Costo (S/.)
1	Guardamotor Schneider GV2P10	1	250	250
2	Contactador Schneider LC1K0610M7	2	75	150
3	Guardamotor Schneider GV2P08	1	250	250
4	Interruptor termomagnético LV429632	1	550	550
5	Fusible ultrarápido WEG - FNH00-50K-A	1	250	250
6	Reactancia trifásica para 15 kVAr – 440 VAC	1	600	600
7	Variador de frecuencia Schneider ATV212HD18M3X	1	2,250	2,250
8	Tablero eléctrico Rittal 500 x 500 x 300 mm	1	2,500	2,500
9	Presostato doble fuele Danfoss KP44	1	2,050	2,050
10	Termostato de fuele Danfoss KP 75	1	1,500	3,000
11	Interruptores de nivel Danfoss AKS38	2	1,200	2,400
12	Válvulas solenoides 1" Danfoss EV210B	6	350	2,100
13	PLC AllenBradley – Modelo: MicroLogix 1100	1	1,500	1,500
<b>Costo total de los componentes eléctricos e instrumentos</b>				<b>17,850</b>

- Costo del montaje

Se considerará que para el montaje del equipo se requerirán 192 horas-hombre, el costo de hora-hombre de montajista que se maneja a nivel local es de S/. 25.

Por lo tanto el costo del montaje será de S/. 4,800.

- Costo de la ingeniería

Se considerará que para la ingeniería del equipo se requirió 500 horas-hombre, el costo de hora-hombre de ingeniería que se maneja a nivel local es de S/. 35.

Por lo tanto el costo del montaje será de S/. 17,500.