



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

‘‘Estudio de repontenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológico para aumentar su capacidad y eficiencia en Casamar Sac Samanco’’

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico Electricista**

AUTOR:

Echevarria Atacusi, Kenjy Alain (ORCID: 0000-0002-2292-6678)

ASESOR:

Mg. Paredes Rosario Raúl Rosali (ORCID: 0000-0002-3032-3527)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2020

DEDICATORIA

A:

Dios ya que gracias a él, eh logrado concluir mi carrera universitaria, a mis padres Jose Echevarria Esquivas y Jenny Atacusi Contreras, porque ellos siempre estuvieron a mi lado brindandome su apoyo y sus consejos para ser de mi una mejor persona de bien, a mi hermano por sus palabras y compañía dándome voz de aliento dia a dia, especialmente a mis abuelitas porque siempre estuvieron pendiente de mi en todo el trayecto de mi carrera.

Kenjy Alain Echevarria Atacusi

AGRADECIMIENTO

Gracias a mis padres por ser los principales promotores de mis sueños, gracias a ellos por cada día confiar y creer en mi y en mis expectativas, gracias a mi madre por estar dispuesta a acompañarme en cada decisión que tome en la vida; gracias a mi padre por siempre desear y anhelar siempre lo mejor para mi, gracias por los consejos y por cada una de sus palabras que me guiaron durante mi vida.

Gracias a Dios por la vida de mis padres, también porque cada día bendice mi vida con la hermosa oportunidad de estar y disfrutar al lado de las personas que sé que más me aman, y a las que se que más amo, gracias a Dios por permitirme amar a mis padres, gracias a mis padres por permitirme conocer a Dios y de su infinito amor .

También quiero agradecer a mi compañero Fredy Espinoza Vargas y a su hermosa familia que durante toda mi carrera me acogieron en su dulce hogar, es muy grato haberles conocido y compartido muchas cosas, también a mis compañeros del PEX “10C” que mutuamente nos ayudamos mucho para seguir enrumbando nuestro camino hacia la meta final y por último agradecer mucho a mi asesor el Ing. Raul Paredes Rosario que me apoyo, brindo y me compartió sus conocimientos para la realización de esta tesis.

Gracias a la vida por este nuevo triunfo, gracias a todas las personas que me apoyaron y creyeron en mi.

Kenjy Alain Echevarria Atacusi

PÁGINA DEL JURADO

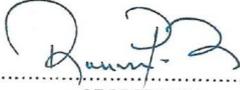
	ACTA DE APROBACIÓN DE LA TESIS	Código : F07-PP-PR-02.02 Versión : 10 Fecha : 10-06-2019 Página : 1 de 1
---	---------------------------------------	---

El Jurado encargado de evaluar la tesis presentada por don
(a) Echevarria Atacos Kenjy Alain
cuyo título es: ESTUDIO DE RESTAURACION DEL SISTEMA
FRIGORIFICO DE LA PLANTA DE CONGELADO DE PRODUCTOS
HIDROBIOLOGICOS PARA AUMENTAR SU CAPACIDAD Y EFICIENCIA EN
CASAMAR SAC SAMANCO

Reunido en la fecha, escuchó la sustentación y la resolución de preguntas por
el estudiante, otorgándole el calificativo de: 15 (número)
QUINCE (letras).

Trujillo (o Filial) 23 de ENERO del 2020


.....
PRESIDENTE
Ing. Maria Almas Alvarado


.....
SECRETARIO
Ing. Raul Paredes Rosario


.....
VOCAL
Ing. Carlos Sanchez Huertas

			
Revisó	Vicerrectorado de Investigación / DEYAC	/ Responsable del SAC	Aprobó

NOTA: Cualquier documento impreso diferente del original, y cualquier archivo electrónico que se encuentren fuera del Campus Virtual Trilce serán considerados como COPIA NO CONTROLADA.

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Echevarría Atacusi, Kenjy Alain con DNI 70012674 , a efectos de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y autentica.

Así mismo declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto en los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo, Enero 2020



Autor/ Echevarría Atacusi Kenjy Alain

ÍNDICE

Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Página del jurado	iv
Declaratoria de autenticidad	v
Índice	vi
Índice de figuras	vii
Índice de tablas	ix
Generalidades	x
Resumen	xi
Abstract	xii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MÉTODO.....	37
2.1 Tipo y diseño de investigación.....	37
2.2 Operacionalización de variables.....	37
2.3 Población, muestra y muestreo (incluir criterio de selección)	38
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	39
2.5 Procedimiento.....	40
2.6 Método de análisis de datos.....	41
2.7 Aspecto ético.....	41
III. RESULTADOS.....	43
IV. DISCUSIÓN.....	67
V. CONCLUSIONES.....	71
VI. RECOMENDACIONES.....	74
REFERENCIAS	76
ANEXOS.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N°1. Temperatura deseada y real del pescado en cámara de refrigeración.....	4
Figura N°2. Temperatura deseada vs temperatura real de congelamiento del pescado en cámara nr.1	5
Figura N°3. Tiempo óptimo (2h) vs tiempo real para obtener temperatura final de congelamiento del pescado en cámara nr. 1.....	6
Figura N°4.Ciclo Carnot Invertido.....	14
Figura N°4.1 Ciclo Carnot Invertido.....	15
Figura N°5 Esquema de funcionamiento y Ciclo de las máquinas Frigoríficas con compresión Mecánica de vapores, con válvula de Laminación.....	16
Figura N°6 Diagrama TS del ciclo frigorífico con compresión mecánica de vapores...	19
Figura N°7 esta imagen es el ciclo real de la instalación con vapores en el diagrama p – h.....	21
Figura N°8.esquema típico de un intercambiador de calor.....	22
Figura N°9: Esquema de un típico intercambiador de corrientes paralelas o en contracorrientes.....	22
Figura N°10: Esquema de un típico intercambiador de corrientes cruzadas.....	22
Figura N°11: Clasificación de los intercambiadores.....	23
Figura N°12. Motor de inducción de anillos rozante.....	27
Figura N°13(a) Curva de I / velocidad de arranque rotórico por resistencia.....	27
Figura N°13(b) Curva de Par/ velocidad de arranque rotórico por resistencia.....	27
Figura N°14: Curva Par vs Velocidad de un motor trifásico.....	31
Figura N°15: disposición de la cámara frigorífica actual.....	43
Figura N°16: Parámetros de operación del motor eléctrico trifásico.....	44
Figura N°17: balance de energía en evaporador actual.....	45
Figura N°18: Balance de energía en condensador actual.....	46
Figura N°19: Diagrama TS actual, a régimen de líquido saturado; en condensación....	47
Figura N°20: Diagrama de temperaturas actual en condensador de gas por aire.....	48
Figura N°21: Parámetros térmicos en el chiller de aire.....	49
Figura N°22: Diagrama proyectado de temperaturas en el evaporador.....	50
Figura N°23: esquema de proyección cámara frigorífica con régimen de sub enfriamiento Casamar sac.....	50
Figura N°24.Balance de masa y energía en evaporador adicional Planta Casamar SAC..	51

Figura N°25. Disposición y dimensiones de evaporador auxiliar, 31.5 kw.....	55
Figura N°26: Esquema del balance de energía en condensador frigorífico auxiliar.....	58
Figura N°27: Esquema de condensador auxiliar frigorífico de amoniaco por aire forzado para Planta Samanco SAC.....	59
Figura N°28: válvula de expansión termostática.....	61
Figura N°29: Partes de una válvula termostática.....	63
Figura N°30: Dimensiones y pesos de válvula termostática para amoniaco.....	63

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N°1: efecto aproximado de la variación de tensión	30
Tabla N°2: Operacionalización de variables.....	37
Tabla N°3. Técnica e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad...	39
Tabla N°4. Inversion en activos fijos.....	64
Tabla N°5. Mano de obra.....	64
Tabla N°6.insumos y materiales.....	65
Tabla N°7.gastos generales.....	65
Tabla N°8. Inversión total del proyecto.....	65
Tabla N°9. Propiedades del líquido y vapor saturado seco del amoniaco.....	83
Tabla N°10Entalpía de líquido sub enfriado y vapor sobrecalentado para el amoniaco.	84
Tabla N°11ª.Datos para almacenamiento de carnes.....	85
Tabla N°11b.Datos para almacenamiento de carnes.....	86
Tabla N°12. Coeficientes de transferencia de calor.....	87
Tabla N°13. Cambios de aire en cuartos fríos.....	88
Tabla N°14. Cantidad de calor disipado por personas (Btu/h).....	89
Tabla N°15.Corrección de temperatura por efecto solar.....	90
Tabla N°16: Compensación del calor solar en tipos de superficie.....	90
Tabla N°17 Entalpía de líquido sub enfriado y vapor sobrecalentado para el amoniaco.	92
Tabla N°18.Propiedades de líquido y vapor saturado para el amoniaco.....	93
Tabla N°19. Válvulas de expansión termostáticas para amoníaco, tipo TEA.....	94

GENERALIDADES

Título

“Estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar su capacidad y su eficiencia en CASAMAR S.A.C-SAMANCO”

Autor

Echevarría Atacusi, kenjy Alain

Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

Facultad de Ingeniería.

Tipo de Investigación

De acuerdo al fin que se persigue:

Investigación aplicada, por que adapta las bases teóricas de los sistemas industriales frigoríficos y metodología de investigación científica para encontrar una solución tecnológica a la realidad problemática del proyecto en estudio de la empresa CASAMAR SAC- SAMANCO

De acuerdo a la técnica de contrastación:

Investigación descriptiva explicativa, porque se describe, analiza e interpreta el comportamiento de los parámetros del proceso de congelamiento de productos hidrobiológicos, sin hacer ninguna clase de manipulación.

De acuerdo al régimen de investigación:

Libre, pues el tema de investigación fue elegido por decisión del investigador, en base a observaciones previas

Línea de Investigación

Generación, Transmisión y Distribución de Energía

Localidad: Samanco, Dpto. Ancash

Echevarría Atacusi, kenjy Alain

RESUMEN

Se presenta el estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar su capacidad y eficiencia en Casamar SAC Samanco.

El estudio se presenta en varias etapas, en la primera se elige que el condensador pase de trabajar en régimen de líquido saturado a régimen de sub enfriado, lo cual se logrará enfriar el aire para la condensación en $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un chiller de aire por amoníaco.

En este caso se propuso como solución la construcción de un enfriador del aire para condensación, utilizando gas amoníaco del actual sistema, pues existe capacidad suficiente. En el dimensionamiento del condensador adicional se utilizaron las ecuaciones de Krujilin, para el gas amoníaco; del orden de 33 kw, lo cual permitirá aumentar la capacidad del evaporador en 30 kw, el cual también se dimensionó con las ecuaciones de Krujilin para calcular el coeficiente de transferencia de frío por convección, y de la ecuación de Newton para convección forzada.

No era necesario incluir un sistema frigorífico independiente, pues la demanda de potencia eléctrica nueva no sobrepasa los 5 kw en el compresor frigorífico, lo cual lo puede asumir el motor eléctrico del compresor actual. Para el evaporador y el condensador nuevos se utilizará tubos de cobre electrolítico, los cuales deben asumir la presión de servicio, que alcanza los 15.5 bar para el gas amoníaco y en 4 bar, en el lado de baja presión.

Se deberá instalar una válvula de expansión de 2500 kg/h para el chiller nuevo, que permitirá reducir la presión desde 15.5 hasta 4 bar y mantenerla constante.

El costo para la construcción asciende a S/.84320 soles, los beneficios de S/.21040 soles/mes, siendo el tiempo de recuperación de la inversión, 4 meses

Palabras clave: chiller, evaporador, condensador, válvulas de expansión convección

ABSTRACT

The repowering study of the refrigeration system of the hydrobiological product freezing plant is presented to increase its capacity and efficiency in Casamar SAC Samanco.

The study is presented in several stages, in the first it is chosen that the condenser goes from working in a saturated liquid regime to a sub-cooled regime, which will be achieved by cooling the air for condensation at -5°C in an air chiller for ammonia.

In this case, the construction of an air cooler for condensation was proposed as a solution, using ammonia gas from the current system, as there is sufficient capacity.

In the dimensioning of the additional capacitor, the Krujilin equations were used for the ammonia gas; of the order of 33 kw, which will allow to increase the capacity of the evaporator in 30 kw, which was also dimensioned with the Krujilin equations to calculate the coefficient of cold transfer by convection, and the Newton's equation for forced convection.

It was not necessary to include an independent refrigeration system, since the demand for new electric power does not exceed 5 kW in the refrigeration compressor, which can be assumed by the electric motor of the current compressor. For the new evaporator and condenser, electrolytic copper tubes will be used, which must assume the service pressure, which reaches 15.5 bar for the ammonia gas and 4 bar, on the low pressure side.

An expansion valve of 2500 kg / h must be installed for the new chiller, which will reduce the pressure from 15.5 to 4 bar and keep it constant.

The cost for construction amounts to S / . 84320 soles, the benefits of S / .21040 soles / month, being the time of recovery of the investment, 4 months

Keywords: chiller, evaporator, condenser, convection expansion valve

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática

La Planta de frío de la empresa CASAMAR S.A.C de SAMANCO, se dedica al congelado de productos de pesca marina, para lo cual cuenta con cuatro cámaras de 120 Ton de refrigeración, tres túneles de 66 Toneladas de refrigeración y dos plaqueros de 44 toneladas de refrigeración, en total representando 230 toneladas de refrigeración.

Los equipos trabajan con amoníaco, y tienen más de 15 años de operación, se les aplica mantenimiento preventivo, sin embargo, se observa desgaste de las aletas de enfriamiento en el condensador, debido a la corrosión atmosférica, pues son de aluminio sobre tubos de cobre electrolítico, lo cual se hace más sensible debido a la velocidad del tiempo por las tardes y noches, aumentando la velocidad de desgaste.

Es el caso que la empresa Casamar S.A.C. necesita ampliar su capacidad de congelamiento de pescado en un 20 % de su capacidad actual y uno de los cuellos de botellas es el sistema de congelamiento de pescado, debido a que solamente se cuenta con capacidad de 120 toneladas de refrigeración, nominal, operando a 90 % de su capacidad debido a la reducción de su capacidad de refrigeración, causados por:

- Desgaste de aletas en el condensador,
- Temperatura mayor a 35°C del agua para el condensador, en verano; y
- Desgaste en el sistema de inyección de aire helado en las cámaras de refrigeración.

Actualmente no se pueden obtener dos parámetros fundamentales:

- Temperatura óptima de congelamiento: -5 °C y
- Tiempo para alcanzar la temperatura óptima (2 horas),

Lo que reduce la calidad del producto hidrobiológico.

Tampoco puede trabajar a carga de diseño, la reducción de la capacidad es de aproximadamente 20%, lo que genera pérdidas económicas por no poder atender la demanda, estimándose que las mismas alcanzan los 200,000 soles/año.

Debido a lo mencionado, la empresa Casamar prevé que se producirán importantes pérdidas económicas si no se repotencia el sistema de congelamiento de pescado, aumentando su capacidad y eficiencia frigorífica.

Lo anteriormente mencionado se refleja en la tabla nr.1, gráfico nr.1 y gráfico nr.2, correspondientes al desempeño de la cámara nr.1.

Se propone realizar el estudio técnico económico de repotenciación del sistema de refrigeración para los productos hidrobiológicos, con amoníaco, definiendo el modo de aumentar la capacidad de y eficiencia frigorífica en el condensador, evaporador y compresor frigorífico, para asimilar la carga adicional, manteniendo la calidad del producto.

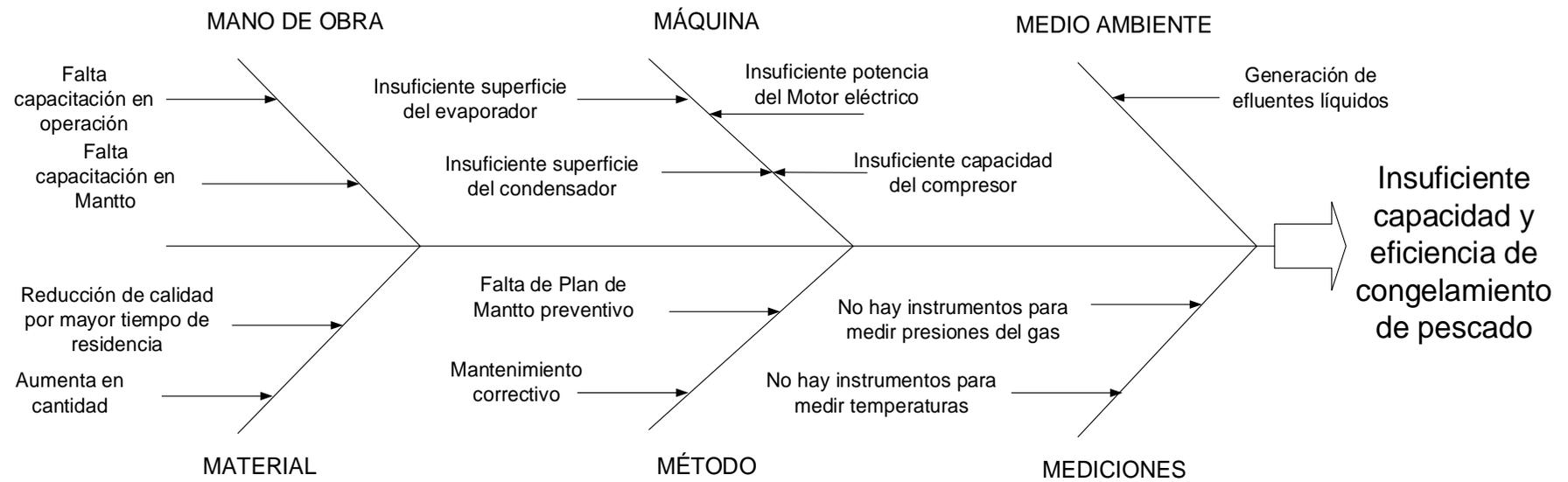
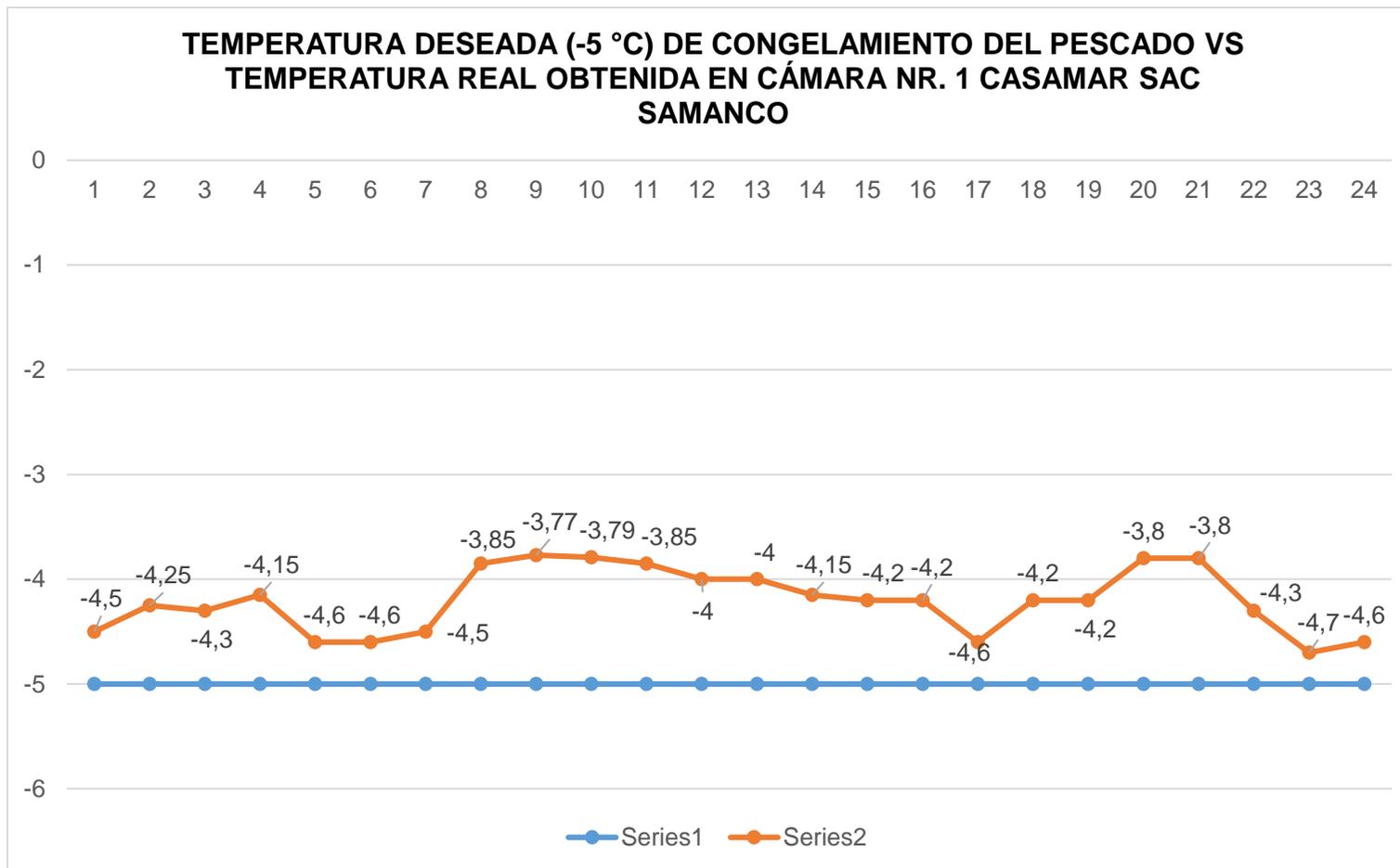


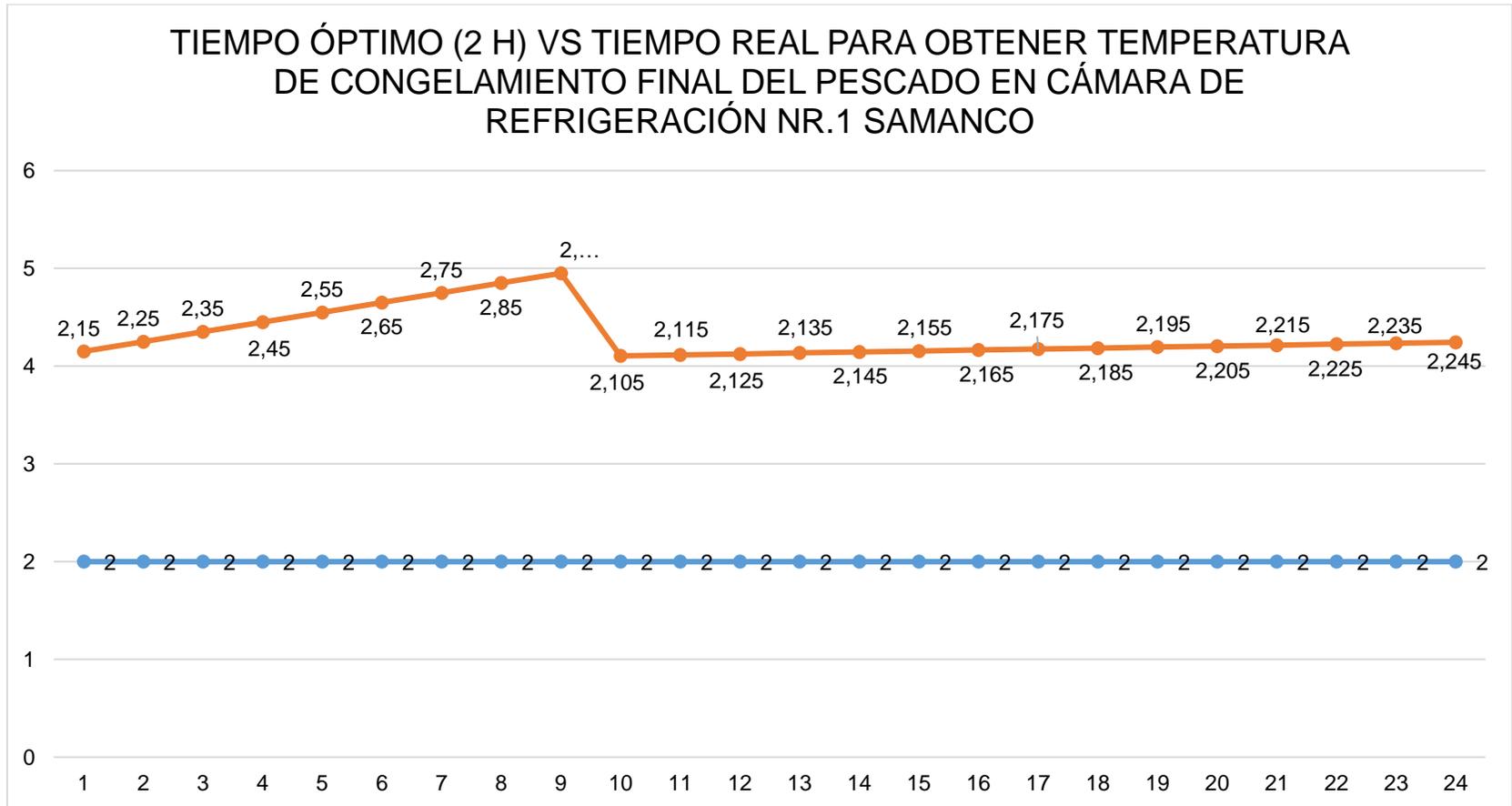
Diagrama n°1: este diagrama de Ishikawa nos muestra la problemática del proceso de congelamiento de pescado en la Planta Casamar SAC Samanco. Elaboración propia.

CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN PLANTA CASAMAR										
Ítem	Temperatura deseada	Tiempo Máximo para alcanzar Temperatura final	Cámara nr.1		Cámara nr.2		Cámara nr.3		Cámara nr.4	
			Temperatura final	Tiempo real para alcanzar Temperatura final	Temperatura final	Tiempo para alcanzar Temperatura final	Temperatura final	Tiempo para alcanzar Temperatura final	Temperatura final	Tiempo para alcanzar Temperatura final
	°C	h	°C	h	°C	h	°C	h	°C	h
1	-5	2	-4,5	2,15	-4	2,35	-3,75	2,6	-4	2,2
2	-5	2	-4,25	2,25	-3,8	2,25	-3,9	2,5	-4,1	2,2
3	-5	2	-4,3	2,35	-3,5	2,15	-3,8	2,5	-4,2	2,35
4	-5	2	-4,15	2,45	-3,75	2,35	-4,2	2,5	-4,15	2,35
5	-5	2	-4,6	2,55	-3,5	2,22	-4,2	2,4	-4,1	2,4
6	-5	2	-4,6	2,65	-3,6	2,5	-4,2	2,6	-4,15	2,55
7	-5	2	-4,5	2,75	-3,8	2,45	-4,5	2,4	-4	2,65
8	-5	2	-3,85	2,85	-4	2,35	-4,5	2,35	-4,75	2,6
9	-5	2	-3,77	2,95	-4,2	2,6	-4,6	2,35	-4,85	2,6
10	-5	2	-3,79	2,105	-4,5	2,5	-4,8	2,45	-4,36	2,55
11	-5	2	-3,85	2,115	-4,8	2,55	-4,6	2,45	-4,6	2,45
12	-5	2	-4	2,125	-4,5	2,4	-4,8	2,55	-4,2	2,45
13	-5	2	-4	2,135	-3,5	2,4	-4,75	2,65	-4,25	2,4
14	-5	2	-4,15	2,145	-3,8	2,15	-3,9	2,25	-3,85	2,35
15	-5	2	-4,2	2,155	-3,9	2,2	-3,95	2,15	-3,95	2,3
16	-5	2	-4,2	2,165	-3,4	2,35	-3,85	2,15	-3,9	2,15
17	-5	2	-4,6	2,175	-3,55	2,3	-3,7	2,45	-4,2	2,18
18	-5	2	-4,2	2,185	-3,85	2,65	-3,78	2,3	-4,85	2,22
19	-5	2	-4,2	2,195	-4,2	2,5	-4,2	2,55	-3,95	2,62
20	-5	2	-3,8	2,205	-4,6	2,3	-4	2,55	-3,65	2,52
21	-5	2	-3,8	2,215	-4,5	2,155	-4	2,45	-4,55	2,32
22	-5	2	-4,3	2,225	-4,25	2,175	-4,6	2,35	-4,55	2,34
23	-5	2	-4,7	2,235	-4,6	2,225	-4,8	2,48	-4,5	2,35
24	-5	2	-4,6	2,245	-4,2	2,35	-3,9	2,55	-3,85	2,55

Figura n°1: Temperatura deseada y real del pescado en cámara de refrigeración nr.1. elaboración propia. Fuente: Casamar SAC



Idem. Figura N°2: Temperatura deseada vs temperatura real de congelamiento del pescado en cámara nr.1 Casamar SAC.
Elaboración propia. Fuente: Casamar SAC



Idem. Figura N°3: Tiempo óptimo (2h) vs tiempo real para obtener temperatura final de congelamiento del pescado en cámara nr. 1. Elaboración propia. Fuente: Casamar SAC

1.2.Trabajos previos

En un trabajo de investigación relacionado a la construcción de una cámara de conservación de alimentos hidrobiológicos como en este caso es el pescado y camarón, los autores (alva & gonzales , 2015), realizaron cálculos para determinar la capacidad de los equipos de refrigeración por compresión de vapores, también determinaron el material a utilizar teniendo en cuenta las normas en construcción de paredes con transferencia de calor.

Este trabajo los autores se basaron a que a través del tiempo tuvieron problemas por la descomposición rápida de estos alimentos debido a las altas temperaturas ambientales, y también a su sistema de refrigeración que no congelaba el producto en el tiempo adecuado, es por ello que tenían grandes pérdidas económicas.

Es por ello que los autores realizaron una comparación para la elección del refrigerante a utilizar en el sistema tomando el R404-A y R-22, dado así los autores eligen el R-22 como el refrigerante por su altos beneficios económicos y técnicos. En sus cálculos térmicos y estructural decidieron utilizar como material aislante poliuretano y lámina galvanizada para la mejor conservación en el congelado del pescado y camarón.

Por otro lado, como recomendación a este proyecto tener en cuenta el refrigerante amoniacaco ya que cuenta con los mismos beneficios y es más económico, quizás así tenga un buen ahorro económico en su proyecto y con un sistema de refrigeración eficiente y eficaz para el congelado de dichos productos.

En un trabajo de investigación relacionado al montaje electromecánico de una cámara frigorífica para salmón, la autora (hernandez, 2009), nos indica que en la parte eléctrica tenemos que tener ciertas consideraciones al montaje, la cual se debe de respetar tales como:

- NCH Elec. 2/84 elaboración y presentación de proyectos.
- NCH Elec. 4/2003 instalaciones eléctricas de baja tensión.
- NCH Elec. 10/84 trámite para la puesta en servicio de una instalación interior.

Estas normas seran de mucha utilidad para el desarrollo del proyecto.

En la parte mecanica la autora utilizo un sotware llamado coolpack con la finalidad de determinar los parametros termicos y dinamicos aplicados al ciclo real de compresion.

Determinando asi los equipos, accesorios y los elementos de control que se utilizaron al sistema de refrigeracion.

En esta tesis la autora también nos da el coste total del montaje electromecánico de un sistema frigorifico por compresión de vapor de la cámara frigorífica que es \$16.322.335.

Como recomendación a este proyecto tener en cuenta el sistema de refrigeracion por absorcion de vapor, como su misma palabra lo dice absorve el calor interno provocando que en la ausencia de calor se produzca frio, es por ello que al contar con este sistema seria un poco mas en ahorro economico por los componentes y accesorios de su sistema.

En un trabajo de investigación relacionado al sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300kg de pescado, el autor (cespedes, 2012), nos proporciona su plan de congelamiento la cual en la región de Pucallpa es muy usual utilizar los peke-peke que son canoas de madera para la captura y el congelado de especies marinas como son: Boquichico, Chiochio y Llambina.

También el autor nos propone en su tesis un sistema de refrigeración que tenemos que tener en cuenta y que opta por estos componentes como es el gas refrigerante R-290, un condensador de tubo liso, tubos de cobre, un filtro un termostato, válvula de expansión, válvula solenoide, separador de aceite, la bodega constituida sus paredes de poliestireno expandido y planchas de acero galvanizado.

El autor nos brinda un coste estimado a S/. 12,253.95, el cual contiene los costos de los componentes del sistema de refrigeración, instalación y diseño.

Como recomendación a este proyecto yo creo podría cambiar los tubos de cobre por los de acero y cambiar el refrigerante R-209 por el amoniaco, trabajaría mejor su sistema y seria inherente a la corrosión por el agua.

En un trabajo de investigación relacionado al diseño de un túnel de congelamiento discontinuo para pescado, el autor (velez, 2011), realiza en el diseño del túnel con las medidas que será construido y consta de la siguiente especificación: largo 5m; ancho 4m; alto 3m. Las paredes y techo son de paneles sándwich de poliuretano de 18 cm de espesor, siendo necesario para el suelo un aislamiento de paneles rígidos para piso de 10 cm de espesor, el cual se encontrará bajo una capa de hormigón armado de 10 cm de espeso.

también el autor concluye que el túnel de congelamiento tendrá una carga térmica de 111763,513 BTU/h para 10000 libras de pescado, también calculó la potencia del compresor que será necesario para el túnel la cual es 23,18 hp. En esta tesis el autor describe las temperaturas termográfica del pescado que ingresará al túnel de congelamiento, la cual el producto descenderá su temperatura de 0°C hasta -18°C en el transcurso de 12 horas de trabajo, este parámetro me servirá para tomar en cuenta para aumentar mi eficiencia en mi proyecto. En esta tesis el autor también hace selección del líquido refrigerante con la que trabajara el sistema de refrigeración donde fue necesario tomar en cuenta su mínimo potencial de destrucción de la capa de ozono y calentamiento global, para este proceso corresponde al refrigerante R-22.

Como recomendación a este proyecto agregarle como aislante lámina galvanizada, así el túnel tendrá una larga vida útil para el congelado de pescado y obtendrá un frio bien eficiente.

En un trabajo de investigación relacionado a las optimización del proceso de congelación de tilapia, el autor (Hurtado Mamani, 2014), plantea mejorar el proceso de congelado de la tilapia en bloques e IQF, para que logre obtener un buen producto de calidad. Evaluando el coeficiente de transferencia de calor, así como las características físicas de los productos congelados.

Hizo el estudio de tres temperaturas de congelación (-30, -35 y -40°C) y también el estudio de las distintas velocidades del aire de secado (4, 6 y 8 m/s), ambas comparándolas con el coeficiente de transferencia de calor superficial y a las características físicas de los productos congelados.

Llegando a determinar que el espesor tanto en bloques y IQF tiene un efecto significativo para el congelado del producto, llegando a la conclusión que el espesor óptimo para congelar tilapia en IQF es de 1cm, siendo para el bloque de 10cm.

También la autora detalló que mientras más baja es la temperatura del equipo de congelado se obtienen valores más altos de coeficiente de transferencia de calor superficial, llegando así que la mejor temperatura de congelado es -35°C y la mejor velocidad de aire para congelar tilapia es 8 m/s.

Como recomendación a este proyecto que realicen estudios de la vida útil de la tilapia congelada para demostrar la optimización del proceso de congelación.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Consideraciones generales (Paredes, 2016)

El frío ha alcanzado en los últimos años un rol muy importante en la industria y la economía nacional. Así, es utilizado en la industria alimentaria, en la industria química para la intensificación de unos procesos de reacción, en aviación y la tecnología de construcción de máquinas, en transportes en construcciones subterráneas (por congelamiento del suelo), en instalaciones de climatización, etc.

Un cuerpo se considera frío cuando su temperatura t_0 es menor que la temperatura del medio ambiente, t . para enfriar un cuerpo y mantenerlo a una temperatura $t_0 < t$ es necesario que el ceda al medio ambiente, calor. Pero, en conformidad con el Principio II de la Termodinámica, el paso del calor desde un cuerpo más frío a uno más caliente no puede tener lugar por sí mismo, la realización de este proceso es posible solamente con la ayuda de las instalaciones frigoríficas que consumen con este fin una cierta cantidad de energía, la que puede ser energía mecánica, eléctrica, termoquímica, etc.

En principio, estas instalaciones se basan en la utilización de una sustancia denominada agente frigorífico, que evoluciona en el interior de las instalaciones frigoríficas según un ciclo invertido, en el curso del cual absorbe calor del cuerpo frío de temperatura t_0 y la cede al medio ambiente de temperatura $t > t_0$. Según el principio de funcionamiento, las instalaciones frigoríficas más utilizadas son:

a) Instalaciones con compresión mecánica del agente de enfriamiento:

- Con compresoras rotativas para instalaciones de capacidad pequeña.
- Con compresoras con pistón para instalaciones medianas.
- Con turbocompresores para instalaciones frigoríficas de capacidad grande.

b) Instalaciones frigoríficas con compresión termoquímica llamadas también instalaciones frigoríficas con absorción con funcionamiento continuo o periódico

c) Instalaciones frigoríficas con eyectores (compresores con jet)

1.3.2 Agentes frigoríficos (Paredes, 2016)

Como agentes de trabajo en las instalaciones frigoríficas y de las bombas térmicas se utilizan:

1) agentes frigoríficas: sustancias que a la presión de 760 mm. Columna de Hg se vaporizan a temperaturas comprendidas entre $+60^{\circ}\text{C}$ y -130°C

2) aire

3) vapor de agua

Los agentes frigoríficos a su vez se clasifican en tres grupos.

1. con temperatura elevada de vaporización ($0^{\circ}\text{C} < t_v < +60^{\circ}\text{C}$) utilizados en el caso de las bombas térmicas.
2. con temperatura media de vaporización ($-50^{\circ}\text{C} < t_v < 0^{\circ}\text{C}$), utilizados en las instalaciones frigoríficas para el frío medio.
3. con temperatura baja de vaporización ($-130^{\circ}\text{C} < t_v < -50^{\circ}\text{C}$), para frío de temperaturas bajas.

1.3.2.1 Condiciones que deben cumplir las sustancias frigoríficas (Paredes, 2016).

- a) La temperatura del punto crítico debe ser lo más elevada y la temperatura de congelamiento debe ser lo más baja, para poder disponer de un rango cuanto más grande de temperaturas en el curso de los procesos de transformación de fase.
- b) La presión a la cual tiene lugar la condensación de los vapores agente debe ser lo más baja posible, para reducir el consumo de energía de la instalación.
- c) Temperaturas de vaporización lo más bajas posibles a presiones ligeramente superiores a la presión atmosférica para poder evitar la filtración del aire en las instalaciones.
- d) El calor latente de vaporización debe ser lo más alto posible, lo que causa la reducción del flujo de agente frigorífico.
- e) Tener calor específico lo más bajo posible.
- f) el volumen específico de los vapores debe ser lo más bajo posible para obtener dimensiones reducidas de la instalación.
- g) Tener falta de toxicidad, presentando sin embargo un olor característico penetrante para poder detectar eventuales fugas.
- h) Presentar estabilidad química en el rango de presiones y temperaturas en las cuales son utilizados y en presencia de los lubricantes utilizados.
- i) No deben ser inflamables.

En general, los agentes frigoríficos no respetan en su totalidad estas condiciones. Los agentes frigoríficos utilizados en las instalaciones con vapores son: el amoníaco, el bióxido de azufre, el CO_2 , el cloruro de metilo (CH_3Cl) y, sobre todo, los freones.

Los freones son derivados doble halogenados de los hidrocarburos saturados $\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$ obtenidos por el reemplazo total o parcial de los átomos de hidrógeno con átomos de cloro, fluoro o bromo.

1.3.3 El ciclo Carnot Invertido (Paredes, 2016)

Con la ayuda de este ciclo ideal se puede explicar en modo simple, la posibilidad de la transferencia de calor desde un cuerpo más frío a uno más caliente, con consumo de trabajo mecánico. También, las propiedades de este ciclo sirven como criterio para comparar el grado de perfección termodinámica de todas las instalaciones frigoríficas encontradas en la práctica.

En la figura 1 resulta que para realizar las transformaciones de un ciclo Carnot invertido se consume un trabajo mecánico w , equivalente con la superficie cerrada en el ciclo.

El sentido del intercambio de calor se invierte en relación al sentido del caso del ciclo directo (motor). De esta manera, durante la expansión isotérmica $4 - 1$, el agente recibe desde una fuente fría el calor q_0 a la temperatura T_0 , y durante la compresión isotérmica $2 - 3$, el agente cede a una fuente caliente el calor q a la temperatura t . el agente pasa de la temperatura T_0 a T mediante la compresión adiabática $1 - 2$, el trabajo mecánico de compresión consumido determina el crecimiento de la energía interna del agente y, pues, de su temperatura.

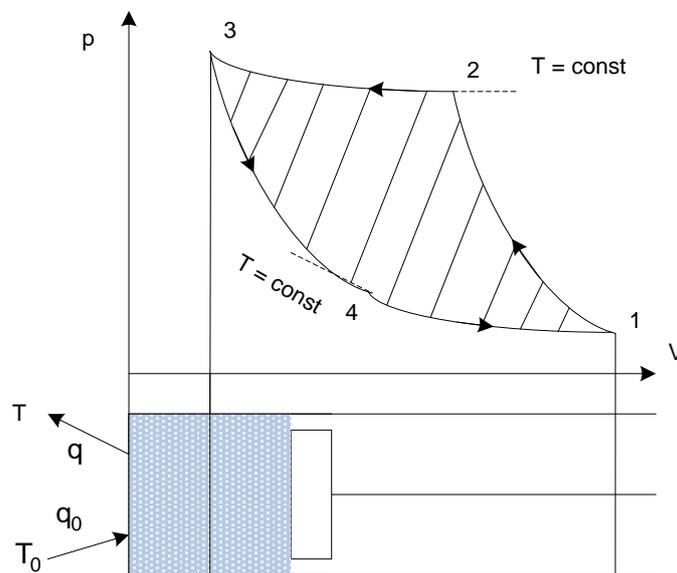


Figura N°4: Ciclo Carnot Invertido

Ecuación del balance térmico del ciclo Carnot invertido: $|q| = q_0 + |w| \Rightarrow$ ecuación n°1

W , q y q_0 son valores específicos, (en el ciclo evoluciona 1 kg de agente frigorífico)

1.3.3.1 Eficiencia frigorífica (Paredes, 2016)

Caracteriza los ciclos frigoríficos. Se nota con ε_f y es la relación entre el calor tomado de la fuente fría q_0 (el frío obtenido, denominado también capacidad frigorífica específica) y el trabajo mecánico consumido en este fin w , tomado en valor absoluto.

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} \Rightarrow \text{Ecuación n}^\circ 2$$

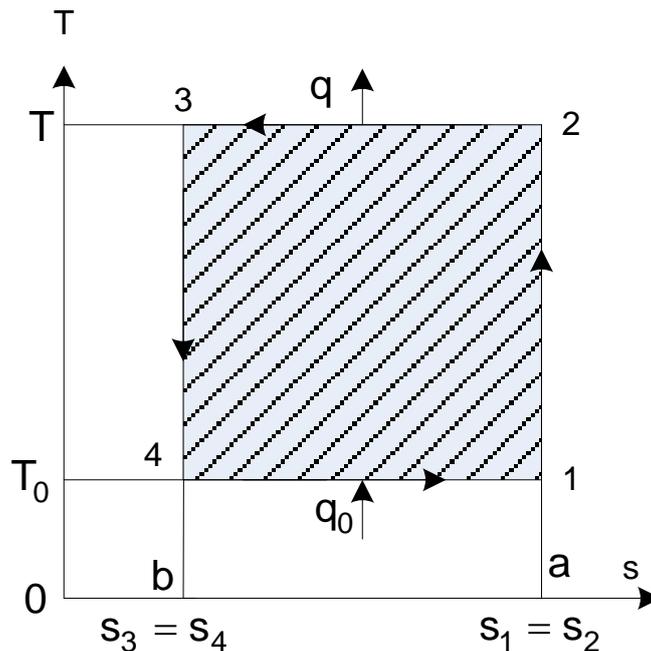


Figura N°4.1: Ciclo Carnot Invertido

De la figura n°4.1 se puede escribir:

$$\left. \begin{aligned} q_0 &= \text{area } 41ab = T_0 * (s_1 - s_4) \\ |w| &= \text{area } 1234 = (T - T_0) * (s_1 - s_4) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 3$$

Introduciendo las relaciones $\frac{q_0}{w}$ se obtiene para la eficiencia frigorífica del ciclo de Carnot invertido, la relación: $\varepsilon_f = \frac{T_0 * (s_1 - s_4)}{(T - T_0) * (s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{1}{\frac{T}{T_0} - 1} > 1 \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 4$

La eficiencia frigorífica, a diferencia del rendimiento térmico, puede ser mayor que la unidad.

En el caso del ciclo Carnot ε_f no depende de la naturaleza del agente frigorífico, si no solamente de la relación $\frac{T}{T_0}$, es decir baja con el aumento de la relación $\frac{T}{T_0}$

Ciclo de las máquinas frigoríficas con compresión mecánica (Paredes, 2016)

1.3.3.2 Ciclo teórico con válvula de expansión

En las máquinas frigoríficas reales la distensión del líquido frigorífico según la transformación 4 – 5 se hace en la válvula de expansión, o de regulación. Otra dificultad del ciclo teórico es el funcionamiento del compresor con vapor húmedo de titulación $x \leq 1$. La aspiración de los vapores húmedos por el compresor causa la deposición en las paredes del cilindro de gotas de líquido frigorífico que aumentan las pérdidas de calor, la baja calidad de la lubricación, la reducción del grado de llenado del compresor, es decir de la eficacia frigorífica de la instalación. Por estos motivos se prefiere el funcionamiento del compresor con vapores secos ($x \geq 1$). Con tal fin, se prevé la instalación de un separador de gotas para retener la humedad que podría ser arrastrada del evaporador.

El proceso adiabático 4-5 se reemplaza con el proceso de laminación 4-5', a entalpía constante $h_4 = h_{5'} = \text{Const}$. El compresor aspira vapores saturados secos representados en el diagrama T-s por el punto 1', los comprime adiabáticamente según 1' – 2'

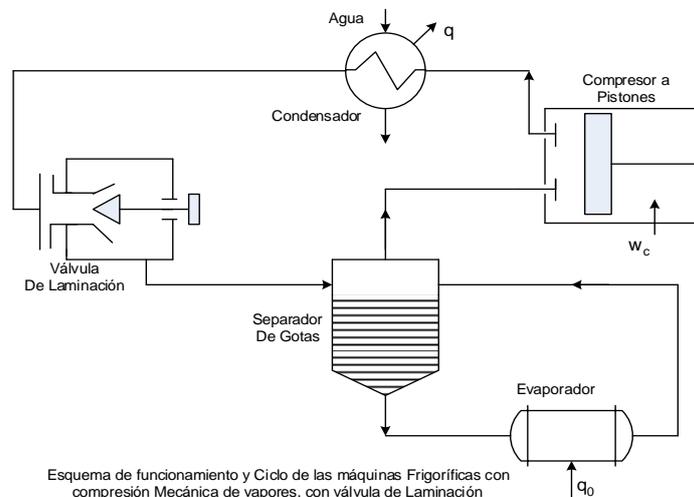


Figura N°5: Esquema de funcionamiento y Ciclo de las máquinas Frigoríficas con compresión Mecánica de vapores, con válvula de Laminación

Siguiendo la representación del ciclo en T-s (figura n°4.1) resulta que por la utilización de la laminación del gas refrigerante, la capacidad frigorífica q_0 disminuye con el área 55' db, pero presenta la ventaja de una construcción más simple y de gastos de explotación muchos más reducidos. La introducción del separador de gotas conduce a un aumento de la capacidad específica frigorífica específica q_0 con el área 11' ca.

El trabajo mecánico consumido por la instalación crece con el área $11'2'2 + \text{área } 45' \text{db}5$, hecho compensado por un funcionamiento más seguro y estable del compresor.

1.3.3.3 Descripción de los componentes del sistema de refrigeración (Paredes, 2016)

(1) Compresor: En el se concentra todo el trabajo mecánico el cual da paso a los procesos termodinámicos, al arrancar el compresor este toma gas refrigerante, el cual viaja al comienzo con presión y temperatura baja al ser bombeado pasa a presión y temperatura alta. El aceite ya viene cargado en los compresores, el recorrido de este es siempre en líquido y en algunas partes es menor la cantidad. Es por ello que se recomiendan los filtros o separadores de aceite.

(2) Condensador: En el cual se transmite el calor del sistema de refrigeración a un medio en el cual puede ser absorbido y se lleva a un punto de eliminación final. La función de este es remover el calor en el cual pasa el gas comprimido y se convierte en líquido. La cantidad de aceite que viaja con el gas refrigerante es de aproximadamente 7%, ya que cantidades superiores a esta, la presión del refrigerante aumentaría de manera considerable trayendo como consecuencia la ruptura de conductos.

(3) Válvula de expansión: asegura que la presión se mantenga a un nivel constante independientemente de la magnitud de la carga. En la válvula se origina la caída de presión alta del condensador y la presión baja del evaporador.

(4) Evaporador: Dispositivo de presión baja del sistema de refrigeración en el cual fluye el calor, también indeseable, este absorbe el calor y es introducido al sistema para poder transferirlo al condensador, es también conocido como serpentín de enfriamiento, soplador, unidad de enfriamiento o hervidor.

(5) Separador y filtro de aceite: separa el aceite del gas refrigerante devolviendo el aceite al compresor y permitiendo a su vez que el refrigerante continúe con su circuito.

Cuando se da la mezcla entre el gas refrigerante y el aceite entra al separador y reduce la velocidad del aceite, como estas son tan sólo partículas de aceite estas adquieren una inercia más grande y están menos inclinadas a cambiar la dirección del flujo y por lo tanto estas se adhieren a las rejillas del separador provocando el impacto de las mismas y así dejan que el gas continúe con su curso.

1.3.4 Magnitudes características del ciclo. (Paredes, 2016)

$$q_0 = \text{area } 5'1' \text{cd} = h_1' - h_5' \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 5$$

$$|q| = \text{area } 2'34bc = h_2' - h_5' \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 6$$

$$\text{Como: } h_4 = h_5', \text{ entonces. } |w| = |q| - q_0 = \text{area } 1'2'34bd5'1' = h_2' - h_1' \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 7$$

Eficiencia frigorífica del ciclo:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h_1' - h_5'}{h_2' - h_1'} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 8$$

1.3.4.1 Mejoramiento de la eficiencia frigorífica (Paredes, 2016)

Uno de los métodos utilizados para el mejoramiento de la eficiencia frigorífica es el método del subenfriamiento del agente frigorífico por debajo de su temperatura de condensación según la curva isobárica 4-4' (Figura 6).

Debido al subenfriamiento, el estado del agente a la salida de la válvula de laminación se desplaza desde el punto 5' hasta el 5'' y de esta manera aumenta la capacidad frigorífica $q_0 (h_5'' < h_5')$.

Un subenfriamiento de 2 a 4 °C se puede obtener en el condensador si su superficie de intercambio de calor se toma algo mayor que la necesaria. Para un mayor subenfriamiento en la instalación se intercala un subenfriador antes de la válvula de laminación.

1.3.4.2 El ciclo real de refrigeración mecánica (Paredes, 2016)

El ciclo real de funcionamiento de una máquina frigorífica con compresión mecánica de vapores, con válvula de expansión, sub enfriamiento y separador de humedad se presenta en la figura n°4.1 la compresión real 1-2' es una adiabática irreversible durante la cual la entropía crece con ΔS .

El trabajo mecánico pedido por el compresor w_c es mayor que el trabajo mecánico teórico

$$W. \text{ Si } \eta_c \text{ es el rendimiento del compresor, entonces: } w_{\text{real}} = \frac{W}{\eta_c}$$

El intercambio de calor tanto en el vaporizador como en el condensador tiene lugar a diferencias finitas de temperatura, por consiguiente, aparecen pérdidas por irreversibilidad de los procesos de intercambio de calor.

La temperatura del agua de enfriamiento del condensador t es menor que la temperatura del agente frigorífico enfriado ($t < t_4'$); la temperatura del cuerpo enfriado t_0 es mayor que la temperatura de vaporización $t_0 > t_v$

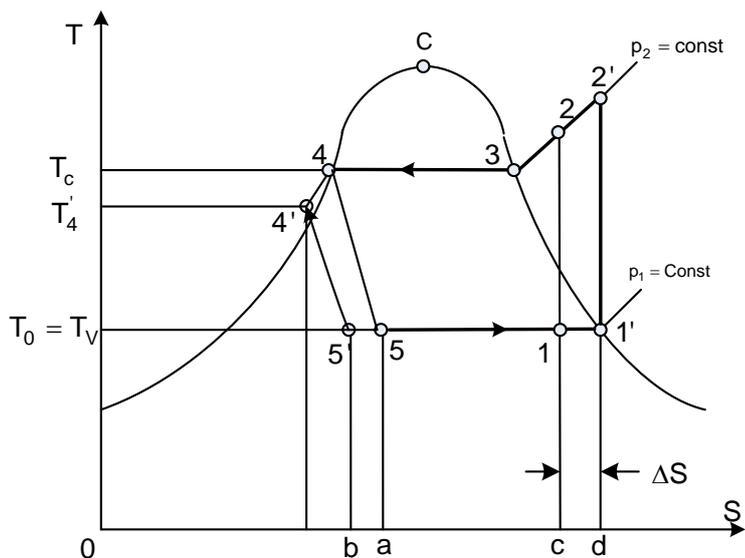


Diagrama T – s Del ciclo frigorífico con compresión mecánica de vapores

Idem. Figura N°6: Diagrama TS del ciclo frigorífico con compresión mecánica de vapores

Magnitudes características del ciclo:

Calor unitario en evaporación $q_0 = h_1 - h'_5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \Rightarrow$ ecuación n°9

Calor unitario en condensación $|q| = h'_2 - h'_4 = h'_2 - h'_5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \Rightarrow$ ecuación n°10

Trabajo mecánico específico de compresión $|w_r| = |q| - q_0 = h'_2 - h_1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \Rightarrow$ ecuación n°11

Pero: $|w_r| = \frac{w}{\eta_c} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} \Rightarrow$ ecuación n°12

Iguando las relaciones (11) y (12) se obtiene: $h'_2 = h_1 + \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_c} \Rightarrow$ ecuación n°13

Eficiencia frigorífica $\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h_1 - h'_5}{h'_2 - h_1} \Rightarrow$ ecuación n°14

Capacidad frigorífica de la instalación (Q_0) (Paredes, 2016)

Es el calor tomado por el agente frigorífico en la unidad de tiempo del cuerpo enfriado.

Si el flujo de agente frigorífico es $\dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$ y $q_0 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ la capacidad específica, entonces:

$$Q_0 = \frac{\dot{m} \cdot q_0}{3,600} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h'_5)}{3.6} [\text{kw}] \Rightarrow \text{ecuación n°15}$$

Si se impone que una instalación realice una cierta capacidad frigorífica Q_0 entonces de la relación (15) se determina el flujo de agente frigorífico necesario.

Potencia teórica necesaria para accionar el compresor (Paredes, 2016)

$$P_{\text{teórica}} = \frac{\dot{m}^* |w|}{3,600 * \eta_c * \eta_m} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_1')}{3,600 * \eta_c * \eta_m} [\text{kw}] \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 16$$

En la cual el trabajo mecánico específico $|w|$ se toma en kJ/kg, η_m es el rendimiento mecánico del compresor;

$$\text{Rendimiento isentrópico del compresor: } \eta_s = 0.86 - 0.038 * \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 17$$

$$\text{Potencia real del compresor: } P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{teórica}}}{\eta_s} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 18$$

Flujo calórico cedido por el agente frigorífico al fluido de enfriamiento del condensador:

$$Q = \frac{\dot{m}^* |q|}{3,600} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_5')}{3,600} [\text{kw}] \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 19$$

Flujo de fluido de enfriamiento (agua o aire) del condensador, D'

$$Q' = \frac{D' \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * c_p' \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * \Delta t (^\circ\text{C})}{3,600} [\text{kw}] \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 20$$

$$\text{Despejando se obtiene el flujo de fluido de enfriamiento: } \dot{m}' = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_5')}{c_p' * \Delta t} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 21$$

Δt Es el aumento de temperatura del fluido de enfriamiento en el condensador.

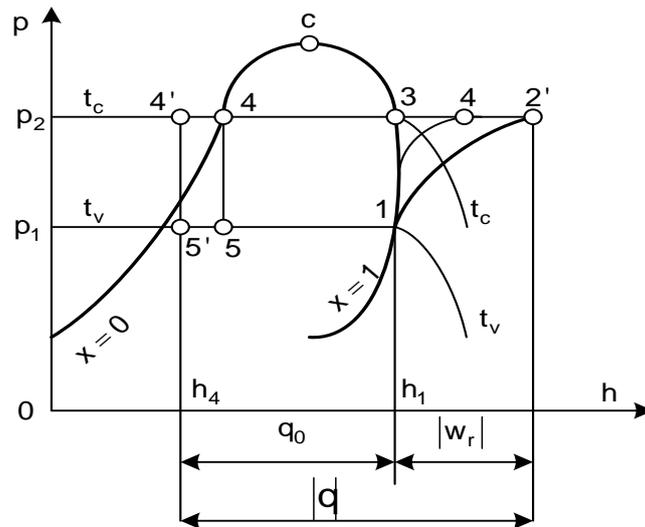
El diagrama presión – entalpía (p – h) (Paredes, 2016)

Para el estudio de las instalaciones frigoríficas con vapores se utiliza el diagrama p – h. presenta la ventaja que las magnitudes características del ciclo, representadas en el diagrama T – s, por las áreas de unas superficies, se leen en el diagrama p – h con la ayuda de unos segmentos (diferencias de entalpías).

Balance térmico de la instalación (Paredes, 2016):

$$\text{De la figura n}^\circ 7. |q| = q_0 + |w_c| \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 22$$

$$\text{O, también: } h_2' - h_4' = h_1' - h_5' + h_2' - h_1' \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 23$$



Idem. Figura N°7: esta imagen es el ciclo real de la instalación con vapores en el diagrama p – h

1.3.5 Intercambiadores de calor (Kern, 2006)

Conceptos fundamentales

Un intercambiador de calor es un dispositivo cuya función es transferir el calor de un fluido a otro.

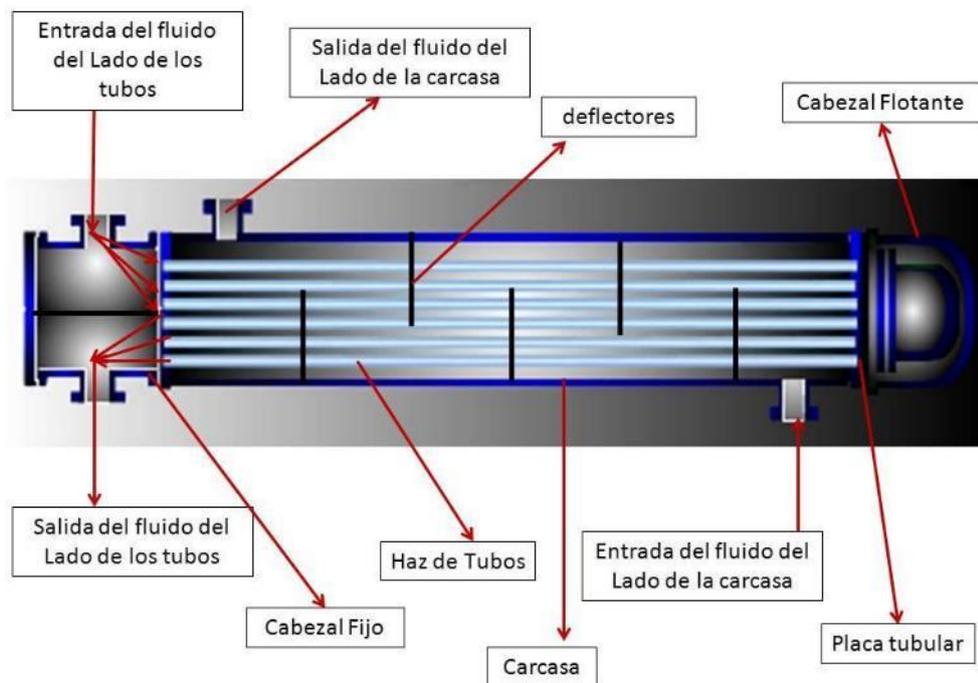


Figura N°8: esquema típico de un intercambiador de calor

Disposiciones de las corrientes

En el gráfico observamos un contexto que se ha sobrevenido, en denominar "contracorriente" o "corrientes opuestas". En altibajo, si las dos corrientes poseen igual, sentido se trata de "corrientes paralelas" o "equicorrientes".

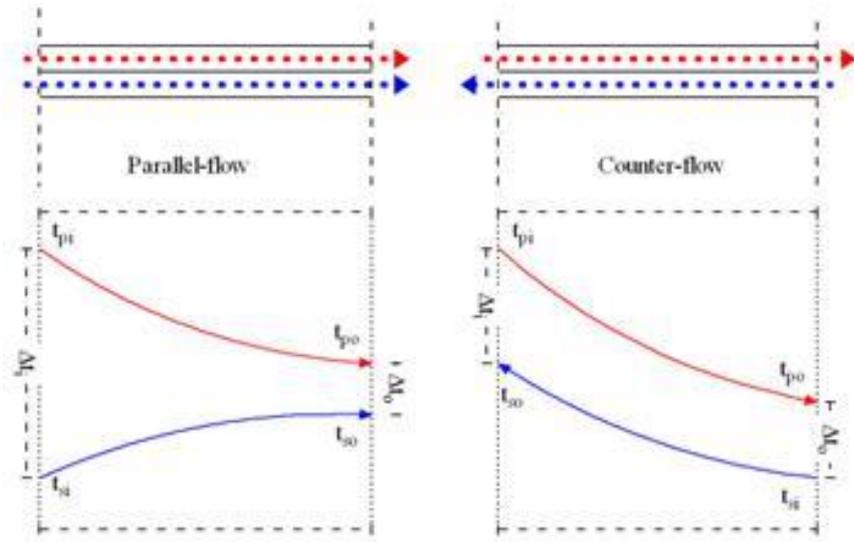


Figura N°9: Esquema de un típico intercambiador de corrientes paralelas o en contracorrientes

Asimismo, se observa en la imagen una situación en la que ambas corrientes se cruzan en ángulo recto. En ese caso se habla de "corrientes cruzadas". Este hecho se da con sublime frecuencia en el intercambio de calor de gases con líquidos, como vemos a continuación:

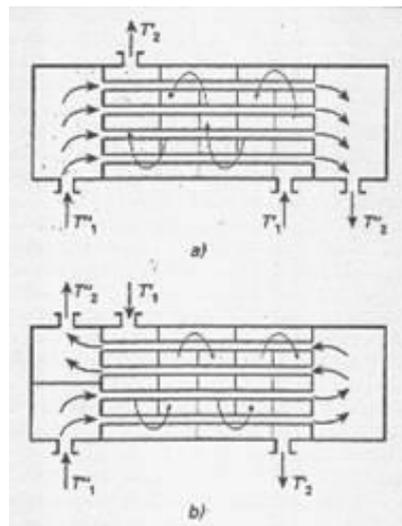


Figura N°10: Esquema de un típico intercambiador de corrientes cruzadas.

1.3.6 Clases de intercambiadores (Kern, 2006)

Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor.

En forma muy general, podemos clasificarlos según el tipo de superficie en:

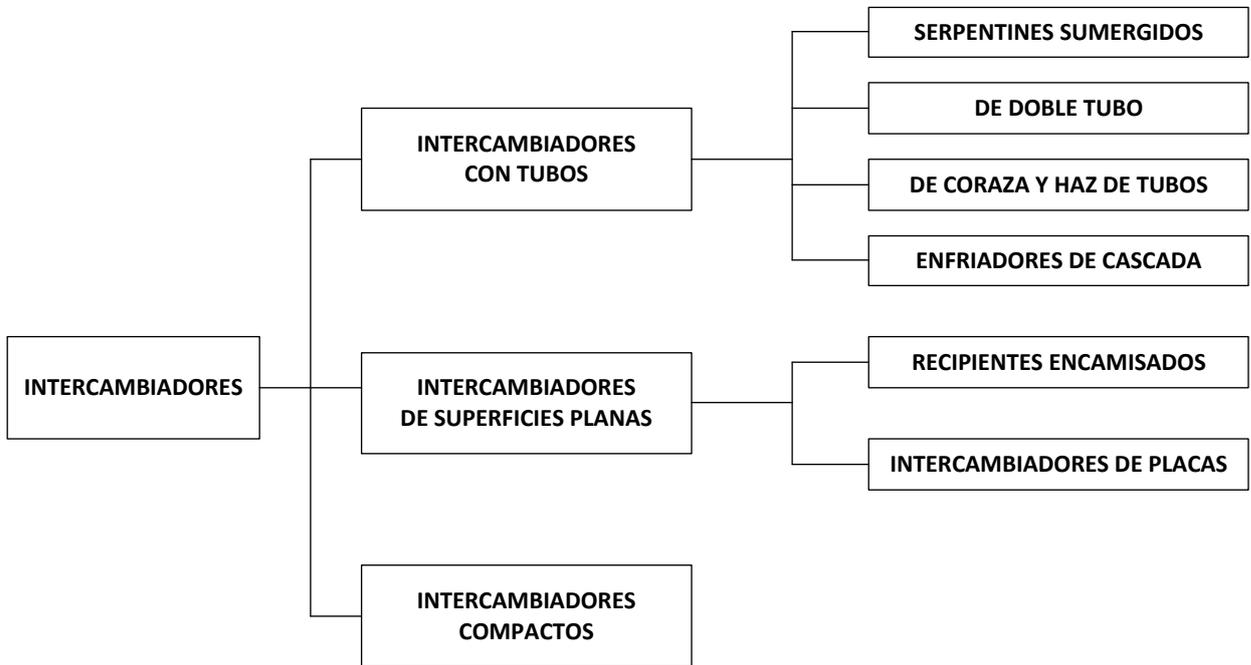


Figura N° 11: Clasificación de los intercambiadores. Elaboración: propia

1.3.6.1 Intercambiadores con tubos lisos rectos

Los intercambiadores de tubos lisos rectos son los más abundantes en la industria. Se le conocen mucho por su mayor elasticidad. Son de doble tubo o de haz de tubos y coraza.

1.3.6.2 Intercambiadores placa

Un intercambiador de placa es un dispositivo metálico inmóvil que hace una transferencia térmica entre dos fluidos separado por medios de placas metálicas a través de las cuales se hacen el intercambio de calor.

1.3.6.3 Intercambiadores con tubos lisos

Los intercambiadores más habituales son, como dijimos, los que usan tubos. Estos comprenden a los serpentines, intercambiadores de doble tubo y los intercambiadores de tubo y coraza.

1.3.6.4 Intercambiadores de doble tubo

El intercambiador de doble tubo es el tipo más simple que se puede encontrar de tubos rectos. Básicamente consiste en dos tubos concéntricos, lisos o aleteados. Normalmente el fluido frío se coloca en el espacio anular, y el fluido cálido va en el interior del tubo interno.

1.3.6.5 Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Los intercambiadores de tipo haz de tubos y coraza se tiene un banco de tubos a mayor número de tubos mayor es el calor transmitido, es el más empleado en la industria.

1.3.7 Diseño de intercambiador de calor (Kern, 2006)

El diseño actual de un intercambiador de calor, es un molestia mucho más complejo que el análisis de la transferencia de calor, porque en la selección del diseño final siempre se tiene en cuenta estos elementos fundamentales los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

1.3.7.1 Cálculo de la Carga térmica del Intercambiador:

Cálculo del Calor total del I.C.: $\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{fc} * \Delta h_{fc}$ (ecuación n°24)

Dónde:

\dot{m}_{fc} : Flujo Másico del Fluido Caloportador.

Δh_{fc} : Variación de Entalpias del Fluido Caloportador.

O que es lo mismo Decir: $\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{fc} * c_{p_{fc}} * (T_{i_{fc}} - T_{f_{fc}})$ (ecuación n°25)

Dónde:

$c_{p_{fc}}$: Calor Específico del Fluido Caloportador.

$T_{i_{fc}}$: Temperatura inicial del Fluido Caloportador.

$T_{f_{fc}}$: Temperatura final del Fluido Caloportador.

Cálculo del Calor Útil o Aprovechable por el I.C.:

$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_{ff} * c_{p_{ff}} * (T_{i_{ff}} - T_{f_{ff}})$ (ecuación n°26)

Dónde:

\dot{m}_{ff} : Flujo Másico del Fluido que se desea Calentar.

$c_{p_{ff}}$: Calor Específico del Fluido que se desea Calentar.

$T_{i_{ff}}$: Temperatura inicial del Fluido que se desea Calentar.

T_{ff} : Temperatura final del Fluido que se desea Calentar.

Rendimiento del I.C.:

$$\eta_{IC} = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{total}} \quad (\text{ecuación n}^{\circ}26)$$

De la Formula del Calor Útil o Aprovechable por el I.C. podemos decir lo siguiente:

$$\dot{Q}_{util} = K_{G_{IC}} * S_T * \Delta T_m \quad (\text{ecuación n}^{\circ}27)$$

Dónde:

$K_{G_{IC}}$: Coeficiente Global de Transferencia de Calor del I.C.

S_T : Superficie Total del I.C.

ΔT_m : Variación de Temperatura Media Logarítmica

1.3.7.2 Coeficiente global de Transferencia de Calor del I.C.:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i}} \quad (\text{ecuación n}^{\circ}28)$$

Dónde:

h_{int} : Coeficiente de Convección Interno.

h_{ext} : Coeficiente de Convección Externo.

δ : Espesor.

k : Coeficiente de Conductividad Térmica.

Cálculo del Coeficiente de Convección Interno

$$h_{int} = \frac{N_u * k}{D} \quad (\text{ecuación n}^{\circ}29)$$

Dónde:

N_u : Número Adimensional de Nusselt

k : Coeficiente de Conductividad Térmica

D : Diámetro exterior

Cálculo del Número de Nusselt para Régimen turbulento:

$$N_u = 0.023 * R_e^{0.8} * P_r^{0.4} \quad (\text{ecuación n}^{\circ}30)$$

Dónde:

R_e : Número de Reynolds

P_r : Número de Prandalt

Cálculo del Número de Reynolds

$$Re = \frac{u_f * D_{int}}{\nu} \quad (\text{ecuación n}^\circ 31)$$

Dónde:

u_f : Velocidad del fluido

D_{int} : Diámetro interior

ν : Viscosidad Dinámica

Cálculo del Coeficiente de Convección Externo en Ambiente cerrado:

$$h_{ext} = 9.36 + 0.052 (T_p - T_a) \quad (\text{ecuación n}^\circ 32)$$

Dónde:

T_p : Temperatura en la Pared

T_a : Temperatura en el Ambiente interno

1.3.7.3 Superficie Total del I.C.

$$S_T = P * L = \pi * D_{ext} * L \Rightarrow \text{Para un tubo} \quad (\text{ecuación n}^\circ 33)$$

$$S_T = n * \pi * D_{ext} * L \Rightarrow \text{Para "n" numero de tubos} \quad (\text{ecuación n}^\circ 34)$$

1.3.8 Evaluación del funcionamiento del motor de anillos rozantes. (Kern, 2006)

1.3.8.1 Definición

El motor eléctrico es una máquina que transforma energía eléctrica en energía mecánica rotacional en el eje. De esta manera se puede activar cualquier tipo de carga mecánica. El bobinado estatórico, como en un motor común de jaula de ardilla, y el bobinado rotórico, es un bobinado situado en la parte giratoria del motor, y que necesita de los anillos rozantes, para lograr obtener al exterior las conexiones eléctricas de bobinado rotórico.

En la figura n°12 se muestra un motor de inducción de anillos rozantes que es la que se encarga de transformar la energía eléctrica proveniente del variador de frecuencia para luego ser transformarla en energía útil o energía mecánica.

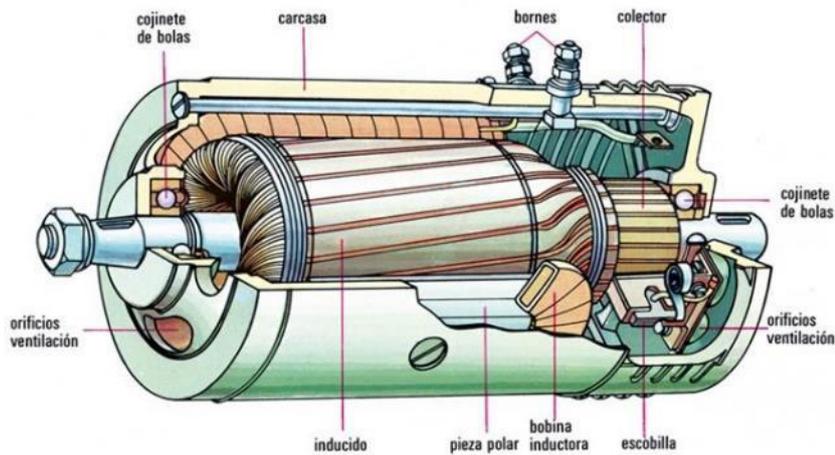


Figura N°12. Motor de inducción de anillos rozante

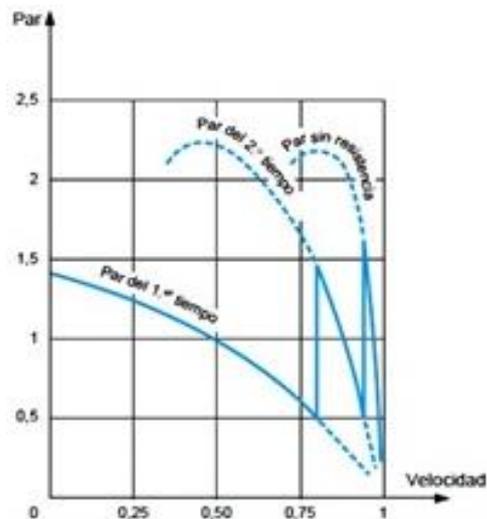
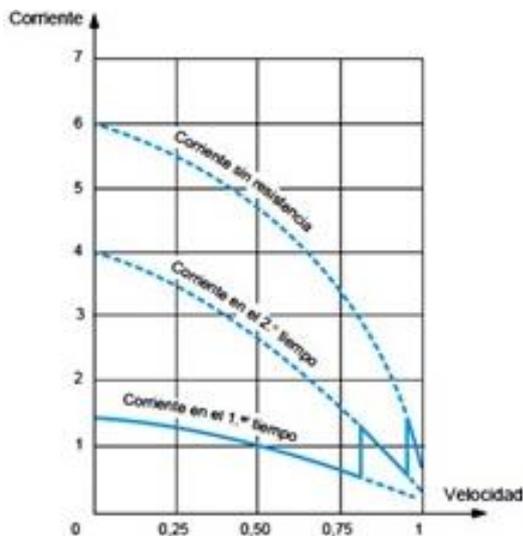
Ventajas

Alto par de arranque, control simple y baja corriente de arranque

Desventajas

Bajo rendimiento, pérdidas proporcionales al deslizamiento, factor de potencia menores a 0.8, tiempo y costo de mantenimiento elevado y pequeño rango de variación de velocidad.

En la figura n°7a y b. Podemos observar las curvas de arranque rotórico por resistencias



(corriente vs velocidad) y (Par vs velocidad) que

son características de un motor de anillos rozantes

Figura N°13(a) Curva de I / velocidad de arranque rotórico por resistencia

Figura N°13(b) Curva de Par / velocidad de arranque rotórico por resistencia.

Fuente: (Garrigós, 2011)

Deslizamiento en operación

- Medir velocidad de rotación a carga de operación, N_m , en rpm
- Tomar el valor de la velocidad de sincronismo, N_s , en rpm
- Tomar el valor de la velocidad nominal, N_n , en rpm
- Determinar el deslizamiento s y comparar con el valor nominal

$$s(\%) = \frac{n_s - n_m}{n_s} * 100 \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 35$$

1.3.9 Dimensionamiento y selección del motor eléctrico trifásico (Weg, 2010)

1.3.9.1 Potencia en el eje del motor

$$P_{\text{eje Motor}} [\text{kW}] = \frac{P_{\text{freno-extr}} (\text{kW})}{\eta_{\text{mec}} (\%)} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 36$$

$P_{\text{eje Motor}}$: Potencia en el eje del motor (kw)

$P_{\text{freno-extr}}$: Potencia de freno – placa del extractor (kw)

η_{mec} : Rendimiento mecánico 0.95 (%)

1.3.12.2. Potencia nominal del motor:

$$P_{n \text{ Motor}} [\text{kW}] = P_{\text{eje}} (\text{kW}) * F.S \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 37$$

$P_{n \text{ Motor}}$: Potencia nominal del motor (kw)

P_{eje} : Potencia en el eje del motor (kw)

FS : Factor de servicio 1.2

1.3.12.3. Intensidad nominal del motor eléctrico trifásico

$$I_n [\text{A}] = \frac{P_n (\text{w})}{\sqrt{3} * U_n * \text{Cos}\varphi} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 38$$

I_n : Corriente nominal del motor (A)

P_n : Potencia nominal del motor (kw)

U_n : Voltaje nominal del motor (V)

$\text{Cos}\varphi$: Factor de potencia del motor

1.3.12.4. Torque nominal del motor

$$M_t (\text{N} * \text{m}) = \frac{P_n (\text{w})}{\omega_n \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 39$$

$$\omega_n \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = \frac{2\pi * n_n (\text{rpm})}{60} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 40$$

M_T : Corriente nominal del motor (N * m)

P_n : Potencia nominal del motor (w)

ω_n : Velocidad angular del motor $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

n_n : Velocidad nominal del motor (rpm)

1.3.13. Selección del motor eléctrico en MT (Weg, 2010)

1.3.13.1. Puntos a considerar para seleccionar un motor eléctrico

- A. Condiciones de la red eléctrica
- B. Carga que el motor va a accionar
- C. Condiciones medioambientales
- D. Normas que debe cumplir el motor
- E. Modo de arranque del motor
- F. Características de potencia y velocidad requeridas del motor

1.3.13.2. Tensión nominal y tolerancia de variación

Es la tensión para la cual el motor fue proyectado. Según la norma IEC 34-1, el motor eléctrico de inducción puede funcionar satisfactoriamente cuando se alimenta con tensiones hasta 10% por encima o debajo de su tensión nominal, siempre que la frecuencia sea la nominal. Si varía simultáneamente la frecuencia, la tolerancia de variación de tensión se reduce, la suma de las dos variaciones (tensión y frecuencia) no pase del 10%. Debido al deslizamiento, la velocidad de rotación en carga del motor asíncrono es ligeramente inferiores a las velocidades de sincronismo

Tabla N°1: efecto aproximado de la variación de tensión

Desempeño del motor	Tensión 20% encima de la nominal	Tensión 10 % encima de la nominal	Tensión 10 % bajo de la nominal
Par de arranque y par máx.	Aumenta 44 %	Aumenta 21 %	Disminuye 19 %
Corriente de arranque	Aumenta 25 %	Aumenta 10 a 12%	Disminuye 10 a 12%
Corriente a plena carga	Disminuye 11%	Disminuye 7%	Aumenta 11%
Deslizamiento	Disminuye 30%	Disminuye 17%	Aumenta 23%
Velocidad	Aumenta 1.5 %	Aumenta 1%	Disminuye 1.5 %
Rendimiento	Aumento pequeño	Aumenta 1%	Disminuye 2%
Factor de potencia	Disminuye 5 a 15%	Disminuye 3%	Aumenta 1%
Temperatura	Disminuye 5C°	Disminuye 3C°	Aumenta 6C°
Ruido magnético sin carga	Aumento perceptible	Aumento ligero	Disminución ligera

Fuente: (Weg, 2008)

1.3.13.3.Carga que el motor va a accionar

La sobrecarga es la que define la intensidad y ligereza del motor. En la gran totalidad de diligencias, el motor jaula de ardilla puede guardar cualquier carga en su eje, sin embargo es magnífico ejecutar un estudio preciso de cuál será el plazo de inercia, la curvatura Par-velocidad de la carga. Estos lados nos ayudan a puntualizar cómo será el proceder vivo del motor con su maquinaria de trabajo y cuáles serán los momentos de arranque. Es magnífico saber las condiciones de la carga durante la relación del motor, dado que el proceder varía, dependiendo de ésta.

Par mínimo de un motor

Según la norma IEC 34-12, la curva no debe tener una caída acentuada en la aceleración para que el arranque no sea muy prolongado, lo que recalentaría el motor principalmente en casos de inercia alta o arranque con tensión limitada.

Par máximo de un motor

Según la norma IEC 34-12, es el mayor par desarrollado por el motor, bajo tensión y frecuencia nominales, sin disminución brusca de la velocidad.

En la Figura n°14 se observa la curva de un motor de inducción tiene par nulo a la velocidad sincrónica. Al aumentar la carga, la velocidad del motor cae gradualmente hasta un punto en el que el par alcanza el valor máximo que el motor es capaz de entregar a velocidad normal. Si el par resistente aumentara más, la velocidad de rotación del motor caería bruscamente, pudiendo llegar a trabar el rotor. Si representamos en un gráfico la variación del par con la velocidad.

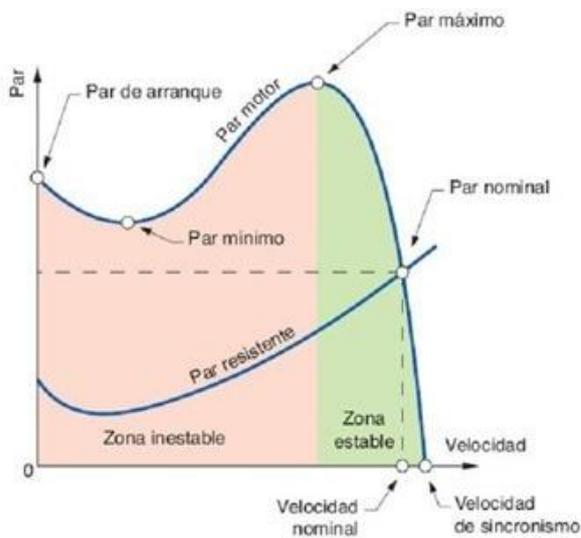


Figura N°14: Curva Par vs Velocidad de un motor trifásico

Velocidad sincrónica (n_s)

La velocidad sincrónica del motor, es definida por la velocidad de rotación del campo giratorio, la cual depende de la cantidad de polos (p) del motor y de la frecuencia (f) de la red, en Hertz. El campo giratorio recorre un par de polos (p) en cada ciclo. Así, como el bobinado tiene polos o pares de polos, la velocidad del campo será:

$$n_s \text{ (rpm)} = \frac{120 * f}{p} \Rightarrow \text{ecuación n°41}$$

n_s : Velocidad sincrónica (rpm)

f : Frecuencia (Hz)

p : Número de pares de polos del bobinado

n_n : Velocidad nominal del motor (rpm)

Rendimiento

El motor eléctrico absorbe energía eléctrica de la línea y la transforma en energía mecánica utilizable en el eje. El rendimiento define la eficiencia con que se realiza esta transformación. Llamando “Potencia útil” P_u a la potencia mecánica. Disponible en el eje y “Potencia absorbida” P_a a la potencia eléctrica que el motor absorbe de la red.

$$\eta\% = \frac{P_u \text{ (Kw)}}{P_a \text{ (Kw)}} * 100 \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 42$$

η : Rendimiento (%)

P_u : Potencia útil o del eje del motor (Kw)

P_a : Potencia absorbida o nominal (Kw)

1.3.15 Cálculo de parámetros del evaporador con amoníaco (Leunachesco, 1990)

Se utiliza la ecuación de Newton, para el calor útil del evaporador:

$$Q_u \text{ (kw)} = h_{p-f} * \Delta T * S_L * 10^{-3} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 43$$

En la cual:

ΔT : Diferencia de temperatura gas refrigerante y pared exterior del tubo:

S_L : Superficie lateral de intercambio de calor, m^2

h_{p-f} : Coeficiente de intercambio de calor por convección para amoníaco

Coeficiente de intercambio de frío por convección en evaporación con amoníaco (Leunachesco, 1990)

Se utiliza la ecuación de Krujilin:

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

Temperatura media del amoníaco en el proceso:

$$\bar{T} = \frac{t_{gas \text{ ref}} + t_{pared \text{ ext}}}{2} (^\circ C) \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 44$$

Parámetros termo físicos del amoníaco a temperatura media, \bar{T} :

Conductividad térmica: $\lambda \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)$

Viscosidad dinámica: $\mu \left(\frac{N * s}{m^2} \right)$

densidad del líquido saturado $\rho' \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Densidad como vapor saturado: $\rho'' \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Calor latente de cambio de fase: $l_v \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$

Calor específico: $c_p \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)$

Tensión superficial: $\sigma \left(\frac{\text{N}}{\text{m}} \right)$

1.3.16. Dimensionamiento del condensador auxiliar (Leunachesco, 1990)

1.3.16.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, h_1 en condensador (Leunachesco, 1990)

$$h_1 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) = 1.28 * \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 * \rho'^2 * l_v}{\mu * d_e * \Delta T}} \Rightarrow \text{ecuación n}^\circ 45$$

Densidad de líquido saturado: $\rho' \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Viscosidad dinámica del NH3: $\mu \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}$

Conductividad térmica: $\lambda \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}$

Calor latente de evaporación: $l_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

de: diámetro exterior del tubo, m

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, h_1 , es necesario determinar el diámetro exterior de los tubos.

1.3.16.2. Cálculo de diámetro exterior de tubos en condensador (Leunachesco, 1990)

De la ecuación del flujo másico de un fluido :

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

Siendo la densidad promedio del gas en el condensador: $\rho_{g\text{-ref}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Velocidad del gas en el interior del tubo, m/s

Diámetro interior del tubo del condensador frigorífico auxiliar:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S_t}{\pi}} \text{ (m)}$$

1.3.16.3. Cálculo de la superficie de intercambio de calor en el condensador (Leunachesco, 1990)

Se utiliza la ecuación de Newton para convección forzada :

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

Qu: carga frigorífica útil del condensador, kw

h1: coeficiente de transferencia de calor por convección gas – pared exterior

ΔT: Diferencia de temperatura entre gas y pared externa, °C

S_L: superficie lateral de intercambio de calor por convección, m²

1.3.16.4. Carga frigorífica del condensador (Leunachesco, 1990):

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

En la cual:

m_{g-ref}: flujo másico de gas refrigerante, kg/s

h1: entalpía del gas refrigerante a la entrada al condensador

h': entalpía del gas refrigerante como líquido saturado, kJ/kg

Despejando y reemplazando:

$$S_L(\text{m}^2) = \frac{Q_u}{h_1 * \Delta T}$$

1.3.16.5. Número de tubos del evaporador:

Longitud del tubo: se tiene de dato, de acuerdo al largo de los tubos del condensador principal (Leonachescu, N., 1990).

$$N_{r-\text{tubos-evap}} = \frac{S_L}{\pi * d_{\text{ext}} * L_{\text{tubo}} * N_{r-\text{pasos}}}$$

D_{ext}: diámetro exterior del tubo, m

L_{tubo}: longitud del tubo, m

N_{r-pasos}: Número de pasos de intercambio de calor

1.4 Formulación del Problema

¿En qué medida es viable desde el punto de vista técnico y económico el estudio de repotenciación del sistema de frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar la capacidad y su eficiencia en Casamar SAC Samanco?

1.5 Justificación del estudio

Justificación Económica: Al aumentar la eficiencia y capacidad del sistema frigorífico de productos hidrobiológicos en Casamar SAC por ser repotenciado, así como la confiabilidad, habrá mayores ingresos económicos por venta de congelados

Justificación Laboral: Al implementar la repotenciación del sistema frigorífico de productos hidrobiológicos en Casamar SAC, se prevé obtener un mejor ambiente laboral, mayor seguridad; pues habrá menos interrupciones; más participación del personal técnico y operativo; con mayores capacitaciones.

Justificación Tecnológica: Permitirá introducir, poner en servicio tecnología moderna de los componentes de sistema de refrigeración, con mayor control y confiabilidad, que permitirá gestionar mejor los procesos de congelamiento de los productos hidrobiológicos.

1.6 Hipótesis

El estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar la capacidad de carga y su eficiencia en Casamar SAC Samanco es viable desde el punto de vista técnico y económico.

1.7 Objetivos

1.7.2 Objetivo general

Determinar, en base a enfoque técnico, tecnológico y económico financiero, El estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar la capacidad de carga y su eficiencia en Casamar SAC Samanco

1.7.3 Objetivos específicos

- Determinar las capacidades y eficiencias actuales de los componentes del sistema de refrigeración.
- Determinar los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica.
- Dimensionar las superficies necesarias de intercambio de frío para obtener las capacidades de refrigeración necesarias.
- Seleccionar los instrumentos de medida y control de variables de procesos necesario.
- Realizar el análisis económico: Presupuesto de inversión, beneficios, costos de mantenimiento y de operación nuevos.

II. MÉTODO

2.1 Diseño de investigación

2.1.1 Diseño experimental

Nos permite identificar y cuantificar las causas de un efecto dentro de un estudio experimental. G O1 X O2

2.2 Operacionalización de variables

Tabla N°2: Operacionalización de variables

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable Independiente: repotenciación de sistema de enfriamiento	Cambio de los parámetros de funcionamiento de un sistema frigorífico para modificar algunas características	Modificación de las características y condiciones de operación de los componentes de un sistema frigorífico	Repotenciación: -cargas activas -cargas proyectadas	Razón
Variable dependiente: Capacidad de enfriamiento	Reducción de la temperatura de una masa debido a la acción del gas refrigerante	Producto del flujo de la masa por la diferencia de entalpías del producto, en un intervalo de tiempo	Capacidad	Intervalo de valores, kw >50 30..49.99 0...29.99
Variable dependiente: Eficiencia frigorífica	Capacidad de obtener calor útil consumiendo poca energía mecánica de compresión del gas refrigerante	Relación entre el calor útil de enfriamiento y la potencia consumida por el compresor frigorífico	Eficiencia: $\varepsilon_f = \frac{q_0}{ w }$	Intervalo de valores, % >100
Variable interviniente : Fugas gas refrigerantes	Paso del gas refrigerante a ciertas condiciones de presión y temperatura al medio ambiente	Producto de la velocidad del gas por densidad por sección transversal	Fuga de gas: volumen	Intervalo: Kg/h >15 10... 14.99 0...9.99
Variable interviniente Variación parámetros del aire medioambiental	Cambio de humedad relativa y temperatura del aire ambiente	Cambio de la entalpía del aire húmedo por efectos meteorológicos	Entalpía	Intervalo kJ/kg >150 100... 149.9 50...99.99

Fuente: elaboración propia

Variables independientes

Repotenciación de sistema frigorífico:

- Mayor superficie de condensación, m²
- Mayor superficie de evaporación, m²
- Mayor capacidad compresión del gas, kW
- Mayor diferencia logarítmica de temperatura, °C

Variables dependientes

Capacidad de enfriamiento aumentada, kW:

- Entalpía de gas refrigerante, kJ/kg
- Mayor flujo de gas refrigerante, kg/s

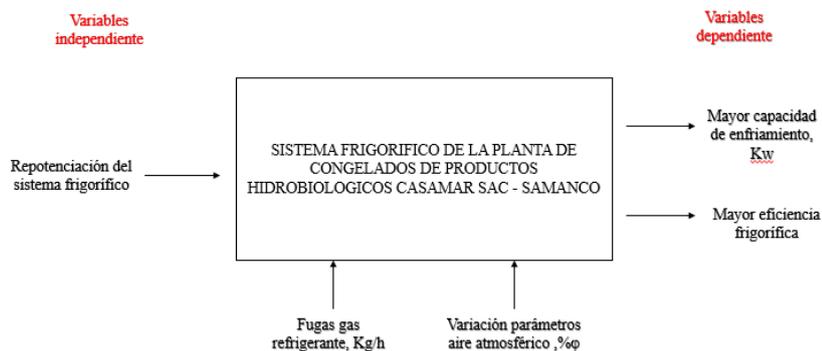
Mayor eficiencia frigorífica:

- Menor potencia de compresión del gas, kW
- Mayor calor a fuente fría, kW

Variables intervinientes

Fugas de gas refrigerantes, kg/h

Variación de parámetros del aire atmosférico:



- Humedad relativa, ϕ (%)
- Temperatura del aire, °C
- Entalpía del aire, kJ/kg

Fuente: elaboración propia

2.3 Población y muestra

2.3.1 Población:

Sistemas de refrigeración para congelamiento de productos hidrobiológicos del Departamento de Ancash

2.3.2 Muestra:

Sistema de refrigeración para congelamiento de productos hidrobiológicos de Planta Casamar SAC Samanco.

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

Tabla N°3. Técnica e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

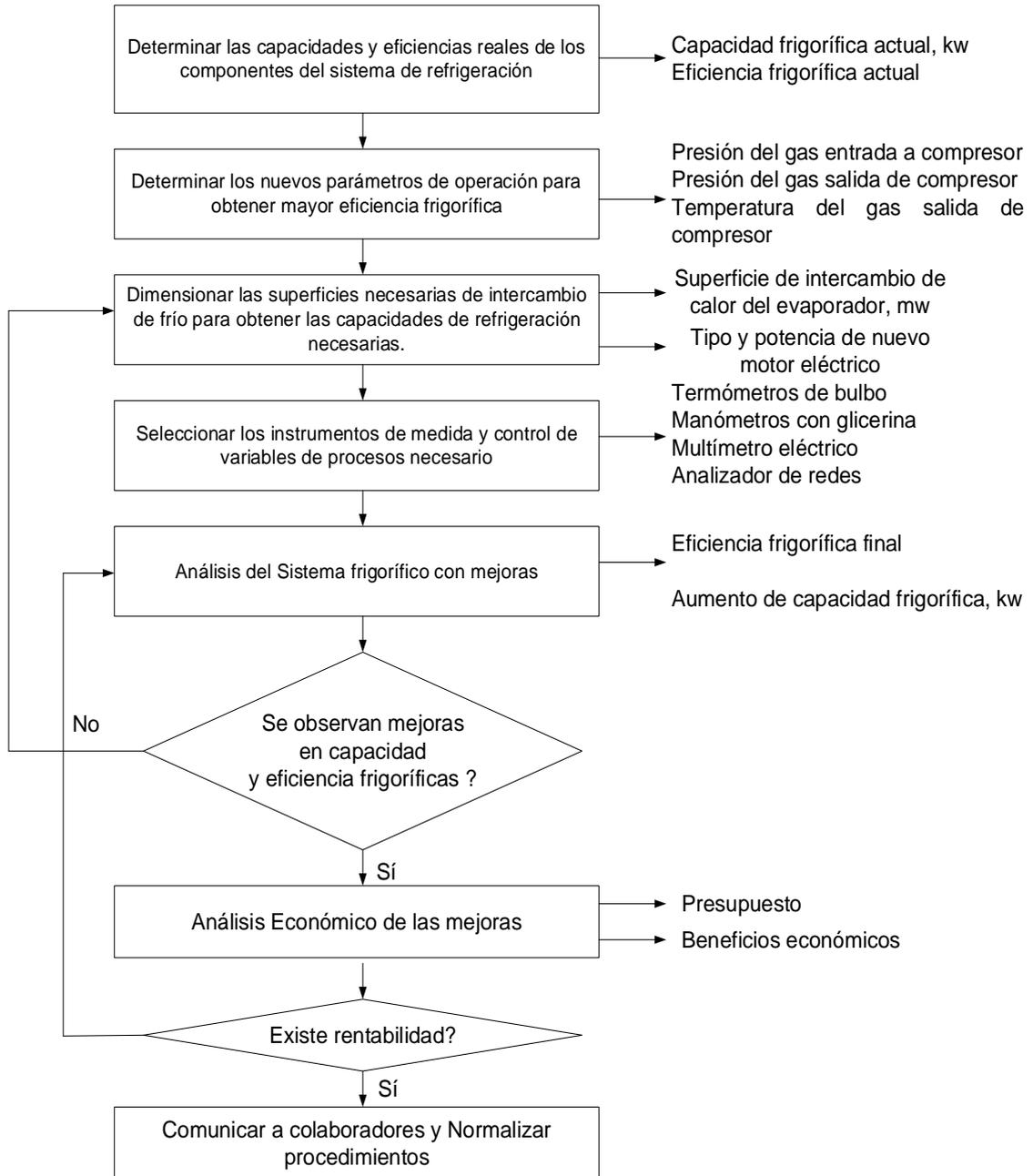
Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Observación	Hoja excel de toma de datos	Equipos actuales de la empresa Casamar SAC	Conocer el sistema de refrigeración por compresión, analizando la interrelación de sus principales parámetros e indicadores de proceso
Encuestas	Hojas de encuestas	Personal ejecutivo de Planta Casamar, Samanco	Definir prioridades en cuanto a métodos, tecnologías; capacidad, rendimientos, costos de la reponciacion del sistema de refrigeración
Análisis registro de datos	Hoja de Registro de datos e incidencias	Cámaras de frio de la empresa Casamar SAC	Determinar causas y variación de parámetros de operación del sistema de refrigeración de productos hidrobiológicos

Fuente: elaboración propia

- ✓ Dichos instrumentos fueron validados por tres especialistas en el área (documentos en anexos).

2.5 Procedimientos

Se presenta el flujograma de procedimientos para desarrollar los objetivos específicos del estudio y determinar la solución al problema planteado



2.6 Métodos de análisis de datos

Se harán análisis descriptivos y analíticos del sistema de congelamiento de productos hidrobiológicos en la empresa Casamar SAC de Samanco, estableciendo el modelo matemático y las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de variables y parámetros de la muestra de estudio, determinando indicadores de estadística descriptiva y los nuevos valores resultantes de la repotenciación.

La hipótesis de estudio será verificada con estadística inferencial.

Se harán análisis cuantitativos por los datos tomados, realizando matriz de datos, tablas, gráficos, cuadros informativos, con ayuda del Excel.

Principales tipos de análisis cuantitativos a ser utilizados:

Estadística descriptiva; Distribución de frecuencias, medidas de tendencia central, asimetría etc.

Puntuaciones; El grado en que un valor individual se aleja de la media en una escala de unidades de desviación estándar.

Razones y tasas. Es la relación entre dos o más categorías porcentuales.

2.7 Aspectos éticos

El total de datos, su procesamiento, elaboración e interpretación completa del proyecto de tesis se realizarán por el autor del presente estudio.

III. RESULTADOS

3.1 Determinación de las capacidades y eficiencias actuales de los componentes del sistema de refrigeración

Se determinó que la empresa Casamar SAC Samanco cuenta con cuatro cámaras frigoríficas de 57.5 Toneladas de refrigeración cada una.

Número de cámaras frigoríficas para pescado: 4

Capacidad nominal de refrigeración: 30 Toneladas de refrigeración, cada una
= 154.41 Kw cada una

Gas refrigerante utilizado: Amoniaco

Potencia nominal del motor de accionamiento: 50 Kw

Eficiencia frigorífica nominal: 6

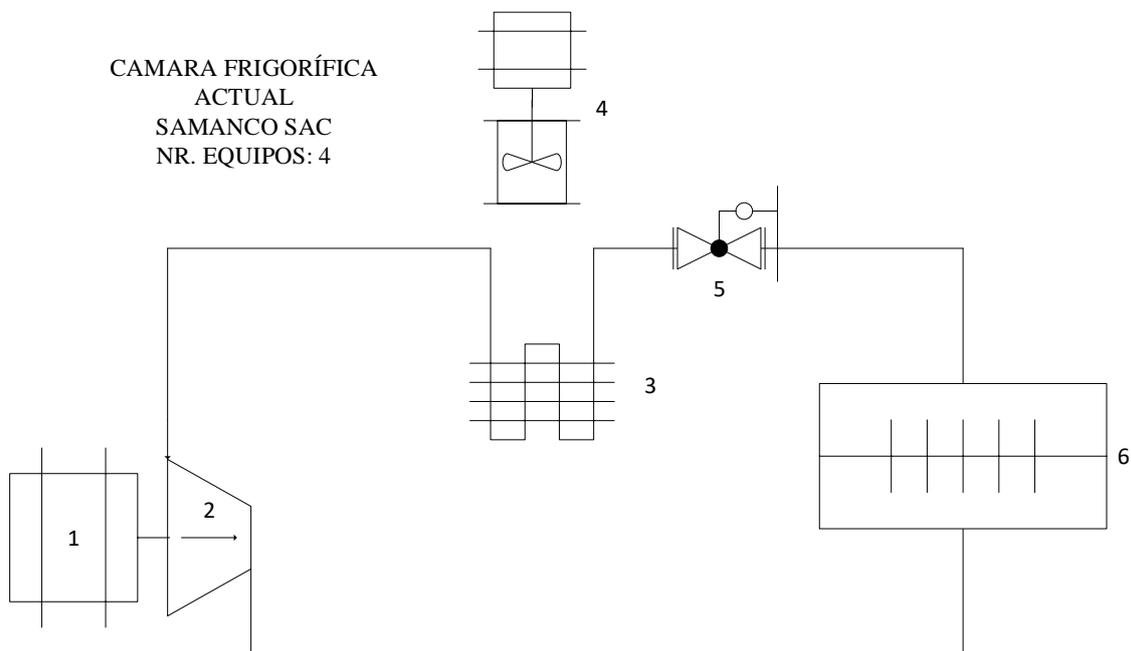


Figura N°15: disposición de la cámara frigorífica actual

Leyenda:

- 1: Motor eléctrico trifásico
- 2: Compresor frigorífico
- 3: Condensador frigorífico de gas refrigerante por aire
- 4: Motor-ventilador para aire de condensación
- 5: Válvula de expansión
- 6: Evaporador

3.1.1 Análisis frigorífico en cada cámara

Se hizo el análisis frigorífico para determinar las potencias tanto de motor eléctrico como la del compresor para poder obtener su capacidad u margen de carga.

Potencia nominal del motor eléctrico: 75 kw

Potencia del compresor frigorífico: 55 kw

De mediciones realizadas:

- $U_n = 460 \text{ V}$
- $f = 60 \text{ Hz}$
- $\text{Cos } \varphi = 0.95$
- $I_n = 34.92 \text{ A}$
- Intensidad en operación, valor promedio: 73.2 A

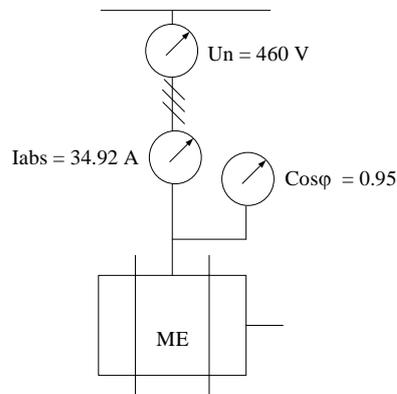


Figura N° 16: Parámetros de operación del motor eléctrico trifásico

Potencia eléctrica absorbida por motor:

$$P_{\text{Abs1}}(\text{kw}) = \frac{\sqrt{3} * U_n(\text{V}) * I_{\text{op}}(\text{A}) * \text{Cos}\varphi(-)}{1000}$$

Reemplazando:

$$P_{\text{Abs1}}(\text{kw}) = \frac{\sqrt{3} * 460 \text{ V} * 34.92 \text{ A} * 0.95}{1000} = 26.43 \text{ kw}$$

Carga del motor eléctrico:

$$\begin{aligned} \% \text{ Carga: } & \frac{P_{\text{abs}}}{P_n} \\ \rightarrow \% \text{ Carga: } & \frac{26.42}{50} * 100 = 53 \% \end{aligned}$$

✓ Se observa que el motor eléctrico tiene 53% margen de carga

✓

3.1.2 Evaluación del evaporador frigorífico actual

Se determinó la capacidad actual de congelamiento del evaporador, útil total con los datos de medición realizados. De tablas de refrigerantes:

- Presión en alta: 17.82 bar. T: 90 °, entalpía h: 1630.2 kJ/kg
- Entalpía del gas, a alta presión, líquido saturado: h' = 410.5 kJ/kg
- Presión en baja: = 2.68 bar. Entalpía: 1,448.2 kJ/kg, vapor saturado

Evaporador frigorífico actual Samanco SAC

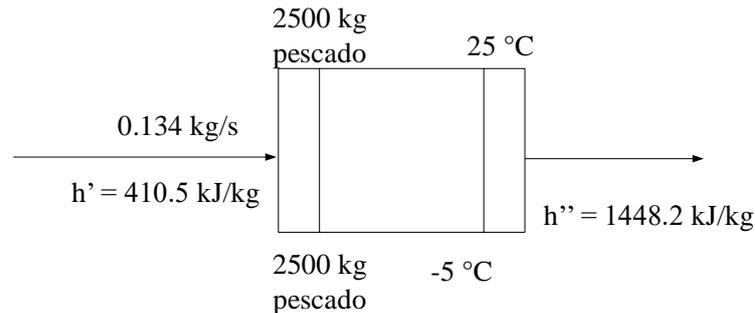


Figura N°17: balance de energía en evaporador actual

Calor útil total del evaporador:

$$Q_T(\text{kw}) = \frac{m_{\text{pescado}}(\text{kg}) * \left[C_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_1 - t_0) + l_{cf} + C_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_2 - t_0) \right]}{T_{po}(\text{s}) * \eta_{\text{evap}}}$$

- mpescado = masa de pescado a congelar, kg
- cp: Calor específico del pescado, kJ/(kg*°C)
- t1: Temperatura inicial del pescado, °C
- t0: Temperatura de congelamiento del pescado, °C
- t2: Temperatura final del pescado, °C
- ηevap = Eficiencia del evaporador

Reemplazando en la ecuación anterior:

$$Q_T(\text{kw}) = \frac{2,500(\text{kg}) * \left[2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (25 - 0)^\circ\text{C} + 314 + 2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (5 - 0)^\circ\text{C} \right]}{7,200 \text{ s} * 0.95}$$

$$= 138.75 \text{ kW} = 39.45 \text{ Ton} - \text{refrig}$$

Siendo el calor útil: 138.75*0.95 = 131.81 kw

Cálculo del flujo de gas refrigerante amoniaco:

$$m_{\text{gas-ref}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{Q_T(\text{kw})}{(h'' - h')} = \frac{138.75(\text{kw})}{(1448.2 - 410.5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.134 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

En la cual, h' es la entalpía del líquido saturado, a alta presión: 410.5 kJ/kg

3.1.3 Evaluación de la capacidad del condensador frigorífico del equipo:

Se determina la capacidad de condensación actual, con los valores de los parámetros medidos:

- Entalpía de entrada del gas refrigerante: 1630.2 kJ/kg
- Entalpía de salida del gas refrigerante, como líquido saturado: 410.5 kJ/kg
- Temperatura del aire entrada al condensador: 30°C
- Temperatura de salida del aire del condensador: 36 °C

Condensador frigorífico de amoniaco por aire

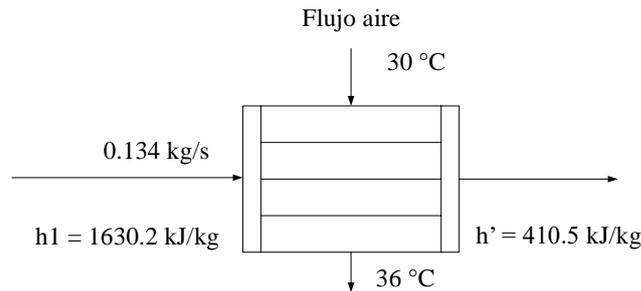


Figura N°18: Balance de energía en condensador actual

$$Q_{u\text{-cond1}}(\text{kw}) = m_{\text{gas-ref}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{17 \text{ bar}, 90^\circ\text{C}} - h'_{17 \text{ bar}})$$

En la cual:

$m_{\text{gas-ref}}$ = flujo másico de gas refrigerante, kg/s

$h_{17 \text{ bar}, 90^\circ\text{C}}$ = Entalpía del gas refrigerante, sobrecalentado, kJ/kg

$h'_{17 \text{ bar}}$: Entalpía del gas refrigerante como líquido saturado, kJ/kg

$$\begin{aligned} \text{Reemplazando: } Q_{u\text{-cond1}}(\text{kw}) &= 0.134 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (1630.2 - 410.5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 163.44 \text{ kw} \end{aligned}$$

3.1.4 Eficiencia frigorífica del sistema, con amoniaco

Se determina la eficiencia del sistema con el gas refrigerante amoniaco.

Potencia mecánica, P₂: P_{abs.electrica}*η_{ME} = 26.43*0.92 = 25.11 kw

$$\varepsilon_f = \frac{Q_{u-NH3}}{P_2} = \frac{131.81 \text{ kw}}{25.11 \text{ kw}} = 5.25$$

Nota: la eficiencia frigorífica nominal es de 6

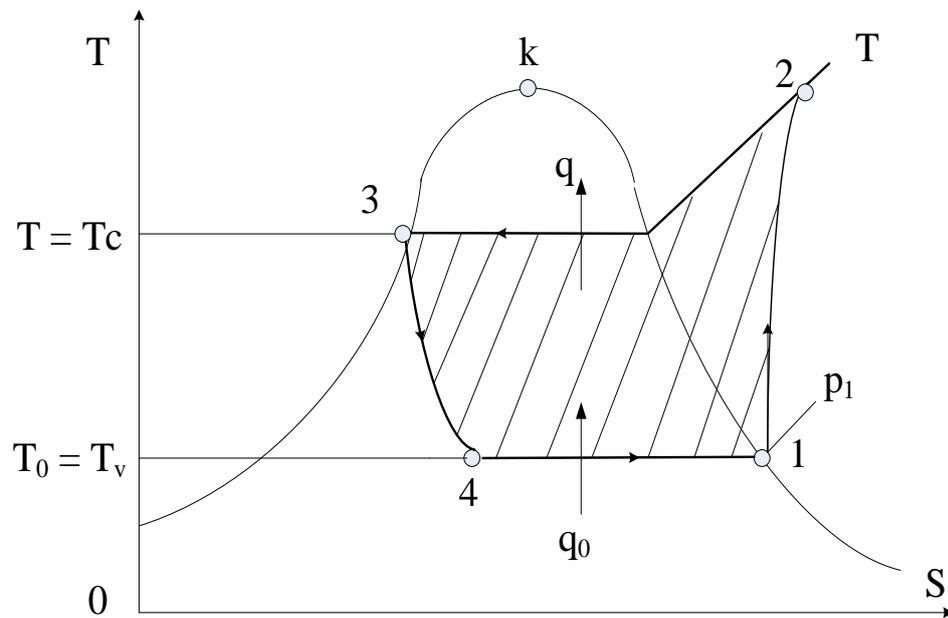


Diagrama T – s Del ciclo frigorífico con compresión mecánica de vapores

Figura N°19: Diagrama TS actual, a régimen de líquido saturado; en condensación. Elaboración propia.

Fases:

1-2: Compresión adiabática

2-3: Condensación a alta presión

3-4: Reducción presión del gas refrigerante

4-1: enfriamiento de carga, isotérmica, cambio de fase del gas

3.2 Determinación de los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica

3.2.1 Cálculo de nueva carga frigorífica

Se proyecta ampliar en 20 % la capacidad de congelamiento de cada cámara frigorífica. Esto significa:

Qu-nominal: 30 Ton-refrigeración = 154.41 kW

El 20 % de aumento de capacidad, ΔQ_n :

$0.2 \cdot 30 = 6$ Ton-refrig = 30.882 kW

La proyección es aumentar en 20% tanto la capacidad de condensación y la de congelamiento, en el evaporador, cada uno en 30.882 kW

El condensador se proyecta a trabajar en régimen de subenfriamiento, es decir, el líquido debe salir a una temperatura menor que la de saturación, que es de 45 °C

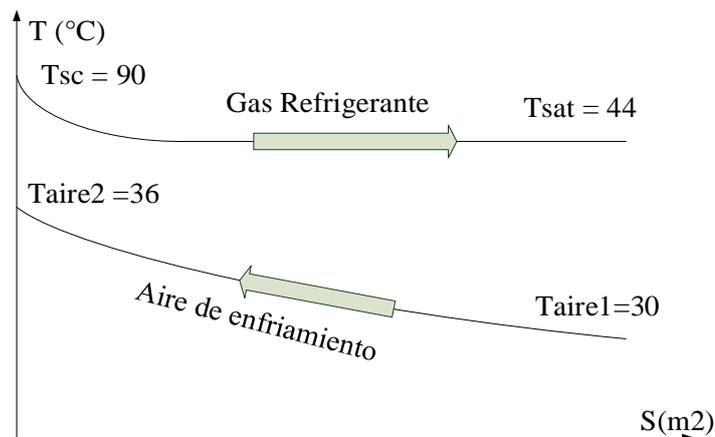


Figura N°20: Diagrama de temperaturas actual en condensador de gas por aire. Elaboración propia

Flujo de aire en condensador.

De la carga actual del condensador: 163.44 kW

Utilizando la ecuación del balance de energía en condensador:

$$Q_{\text{cond}}(\text{kW}) = m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * C_{p\text{-aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_{a2} - t_{a1})(^\circ\text{C})$$

Se tiene, reemplazando:

$$Q_{\text{cond}}(\text{kw}) = 163.44 \text{ kw}$$

$$= m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.17 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (36 - 30)(^\circ\text{C})$$

$$m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{163.44 \text{ kw}}{1.17 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (36 - 30)(^\circ\text{C})} = 23.28 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para asegurar el aumento de la eficiencia frigorífica en la instalación, se proyecta trabajar en régimen de líquido subenfriado, en el condensador, para obtener una capacidad adicional de 30.882 kw

Parámetros nuevos proyectados:

Cálculo de la temperatura del aire, al salir del chiller:

$$t_{\text{aire}2'} = t_{\text{aire}1} - \frac{Q_{\text{chiller}}(\text{kw})}{m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * C_{p\text{-aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)}$$

$$t_{\text{aire}2'} = 30 - \frac{30.882(\text{kw})}{23.28 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.17 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)} = 28.86 ^\circ\text{C}$$

Por seguridad operacional, se redondea a 25 °C

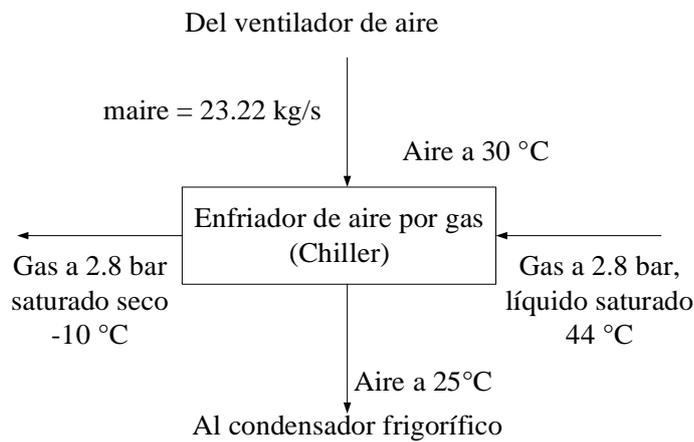


Figura N°21: Parámetros térmicos en el chiller de aire

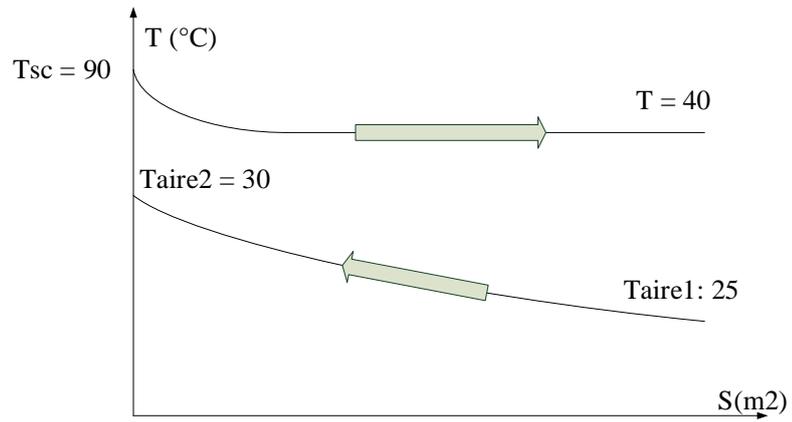


Figura N°22: Diagrama proyectado de temperaturas en el evaporador. Elaboración propia

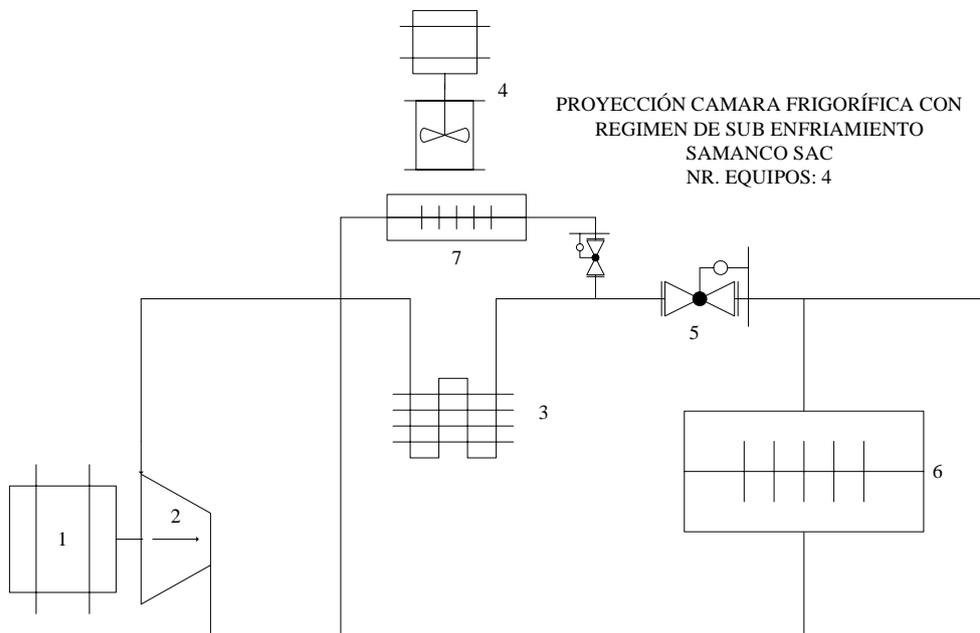


Figura N°23: esquema de proyección cámara frigorífica con régimen de subenfriamiento Casamar sac

Leyenda:

- 1: Motor eléctrico trifásico
- 2: Compresor frigorífico
- 3: Condensador frigorífico de gas refrigerante por aire
- 4: Motor-ventilador para aire de condensación
- 5: Válvula de expansión
- 6: Evaporador
- 7: Enfriador de aire por gas refrigerante (chiller de aire)

3.3 Dimensionamiento de las superficies necesarias de intercambio de frío para obtener las capacidades de refrigeración necesarias.

Es necesario aumentar la capacidad frigorífica del evaporador y del condensador, en 30.882 kW, se acuerdo a los cálculos previos

3.3.1 Dimensionamiento del evaporador adicional

Capacidad frigorífica: 30.882 kW

Gas a utilizar: Amoniaco

Presión del gas entrada al evaporador:

Presión del gas salida del evaporador:

1.3.16.6. Capacidad frigorífica del evaporador, Q_u :

$$Q_u(\text{kW}) = m_{g\text{-ref}} * (h_{g\text{ref-salida}} - h_{g\text{ref-entrada}}) = h_{p-f} * \Delta T_{g\text{ref}} * S_L * 10^{-3}$$

En la cual:

$m_{g\text{-ref}}$ = flujo másico del gas refrigerante, kg/s

$h_{g\text{ref-salida}}$: entalpía del gas refrigerante a la salida del evaporador, kJ/kg

$h_{g\text{ref-entrada}}$: entalpía del gas refrigerante a la entrada del evaporador, kJ/kg

h_{p-f} : coeficiente de transferencia de calor por convección gas – pared, w/(m²*°C)

$\Delta T_{g\text{-ref}}$: diferencia de temperatura entre gas refrigerante y pared, °C

S_L : Superficie lateral del evaporador, m²

1.3.16.7. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, h_{p-f} en evaporador

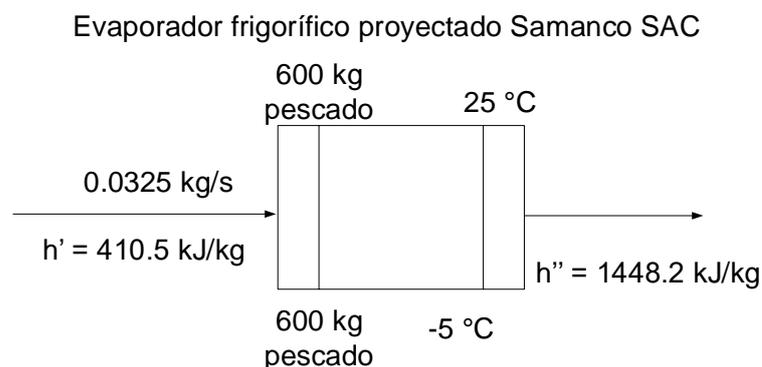


Figura N°24.: Balance de masa y energía en evaporador adicional Planta Casamar SAC. Elaboración propia

Se determina la masa adicional de pescado a congelar, en dos horas, en el

evaporador adicional:

Balance de energía en el evaporador nuevo:

$$Q_T(\text{kw}) = \frac{m(\text{kg}) * \left[c_{p1} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_1 - t_{cf})^\circ\text{C} + l_{cf} + c_{p2} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_{cf})^\circ\text{C} \right]}{T_{po}(\text{s}) * \eta_{\text{evap}}}$$

En la cual:

Q_T = potencia total de enfriamiento = 32.10 kw

m = masa de pescado adicional a congelar, kg

c_{p1} : Calor específico del pescado, antes del cambio de fase = 2.187 kJ/(kg*°C)

t_1 : Temperatura inicial del pescado, ingreso al evaporador = 25 °C

t_{cf} : Temperatura de congelamiento del pescado = 0°C

l_{cf} : Calor latente de cambio de fase del pescado = 314 kJ/kg

t_f : Temperatura final de congelamiento del pescado: -5 °C

T_{po} : Tiempo del proceso: 2 horas = 7200 s.

η_{evap} : Eficiencia térmica del evaporador = 95 %

Como se conoce la potencia frigorífica útil necesaria y los parámetros del proceso:

$$Q_T(\text{kw}) = 32.10 \text{ kw}$$

$$= \frac{m(\text{kg}) * \left[2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (25 - 0)^\circ\text{C} + 314 + 2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (5 - 0)^\circ\text{C} \right]}{7,200 \text{ s} * 0.95}$$

Despejando y procesando:

$$m(\text{kg}) = \frac{32.1 \text{ kw} * 7,200 \text{ s} * 0.95}{\left[2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (25 - 0)^\circ\text{C} + 314 + 2.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (5 - 0)^\circ\text{C} \right]}$$
$$= 578.40$$

Redondeando, se tiene $m = 600$ kg.

Es decir, el nuevo evaporador, que será conectado en paralelo con el evaporador principal, tendrá una capacidad de congelamiento de 600 kg de pescado desde 25 hasta -5 °C, en dos horas.

1.3.16.8. Cálculo de parámetros del evaporador adicional

Se parte utilizando la ecuación del balance energético en el evaporador:

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

ΔT : Diferencia de temperatura gas refrigerante y pared exterior del tubo:

$$10 - (5) = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

S_L : Superficie lateral de intercambio de calor, m^2

h_{p-f} : Coeficiente de intercambio de calor por convección para amoniaco

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección, para aumentar la capacidad frigorífica necesaria, se utiliza la ecuación de Krujilin:

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

Temperatura media del amoniaco en el proceso: $[-10+(-5)] / 2 = -7.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Parámetros termo físicos del amoniaco a temperatura media de -7.5°C

Conductividad térmica: $\lambda = 0.54 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}$

Viscosidad dinámica: $\mu = 2.5 * 10^{-4} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}$

densidad del líquido saturado $\rho' = 649.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad como vapor saturado: $\rho'' = 2.579 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor latente de cambio de fase: $l_v = 1290 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Calor específico: $c_p = 4560 \frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}$

Tensión superficial: $\sigma = 2.86 * 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{m}}$

Reemplazando y procesando en la ecuación de Krujilin, para evaporación del NH_3 :

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

De la ecuación de capacidad frigorífica del evaporador:

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

Reemplazando:

$$32.10 \text{ kw} = 1900 \frac{w}{m^2 * ^\circ C} * 5^\circ C * S_L (m^2) * 10^{-3}$$

Despejando y procesando, resulta la superficie de intercambio de calor para el evaporador frigorífico, adicional:

$$S_L (m^2) = \frac{32100 \text{ w}}{1900 \frac{w}{m^2 * ^\circ C} * 5^\circ C} = 3.38 \text{ m}^2$$

1.3.16.9. Cálculo de las dimensiones del evaporador frigorífico adicional

Flujo másico del gas refrigerante en el evaporador:

$$m_{\text{gas-ref}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{Q_T(\text{kw})}{(h'' - h')} = \frac{32.10 \text{ kw}}{(1448.2 - 410.5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.0325 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Densidad media del amoniaco en el evaporador

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

Velocidad del gas en el evaporador: 5 m/s

Sección transversal del tubo en el evaporador:

$$S_t = \frac{m_{\text{NH}_3}}{U_{g-ref} * \rho_{\text{NH}_3}} = \frac{0.0325 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 325.94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

Diámetro interior del tubo:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 2 * 10^{-5}}{\pi}} = 5.04 * 10^{-3} \text{ m} = 0.198''$$

Se redondea el diámetro interior del tubo para el evaporador a $\frac{1}{4}$ ‘’

Espesor de tubo de cobre, δp : 2.5 mm

Diámetro exterior del tubo: $d_{\text{int}} + 2\delta p = 6.35 + 2 * 2.5 = 11.25 \text{ mm} = 11.25 * 10^{-3} \text{ m}$

Longitud del tubo: se asume, de acuerdo al largo de los tubos del evaporador principal, igual a 2m.

Número de tubos del evaporador:

$$N_{\text{tubos-evap}} = \frac{S_L}{\pi * d_{\text{ext}} * L_{\text{tubo}}}$$

$$N_{\text{tubos-evap}} = \frac{3.38 \text{ m}^2}{\pi * 11.25 * 10^{-3} * 2 \text{ m}} = 47.82 = 48 \text{ tubos}$$

Entonces, se emplearán 48 tubos de cobre, con d_{ext} : 11.25 mm, $L = 2 \text{ m}$

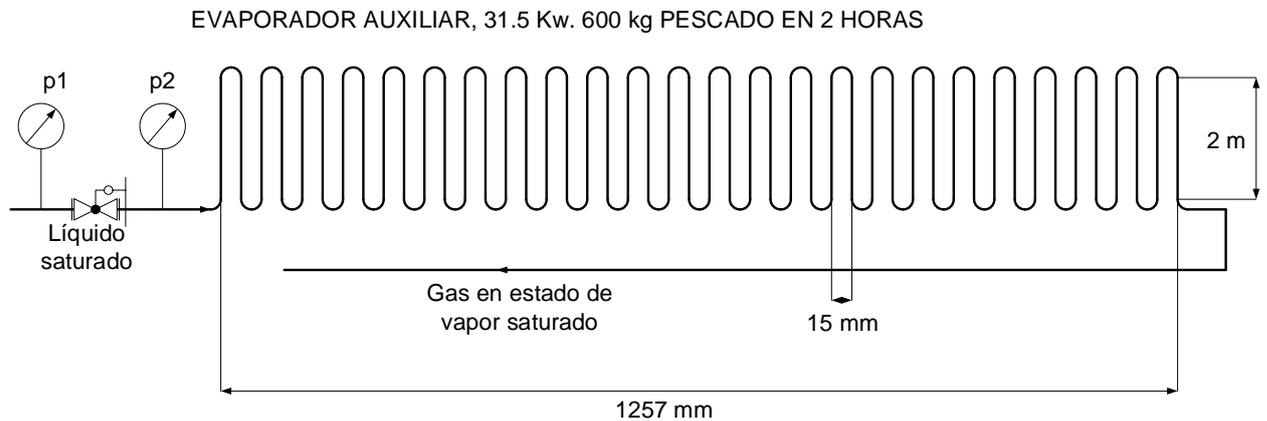


Figura N°25. Disposición y dimensiones de evaporador auxiliar, 31.5 kW. Elaboración propia

1.3.17. Dimensionamiento del condensador auxiliar

1.3.17.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, h_1 en condensador

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

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

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

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

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

de: diámetro exterior del tubo, m

Se observa que, para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, h_1 , es necesario determinar el diámetro exterior de los tubos.

Cálculo de diámetro exterior de tubos en condensador

De la ecuación del flujo másico de un fluido:

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

Siendo la densidad promedio del gas en el condensador:

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

Velocidad del gas en el interior del tubo: 5 m/s

$$S_t (m^2) = \frac{0.0325 \frac{kg}{s}}{331.01 \frac{kg}{m^3} * 5 \frac{m}{s}} = 1.96 * 10^{-5}$$

Diámetro interior del tubo del condensador frigorífico auxiliar:

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4S_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1.96 * 10^{-5}}{\pi}} = 5 * 10^{-3} m = 0.198''$$

Se redondea el diámetro interior del tubo para el evaporador a $\frac{1}{4}$ ''

Espesor de tubo de cobre, δ_p : 2.5 mm, cédula 40

Diámetro exterior del tubo: $d_{int} + 2\delta_p = 6.35 + 2*2.5 = 11.25 \text{ mm} = 11.25*10^{-3} \text{ m}$

Con este valor se hará el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, con la ecuación de Krujilin:

$$h_1 \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) = 1.28 * \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 * \rho'^2 * l_v}{\mu * d_e * \Delta T}} = 1.28 * \sqrt[4]{\frac{0.507 * 596.3^2 * 115000}{1.6 * 10^{-4} * 0.01125 * 3}} = 7871 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Parámetros termo físicos del amoniaco a temperatura media en el condensador

$$T_{m-cond} = (44+25)/2 = 34.5 \text{ } ^\circ C$$

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

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

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

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

Cálculo de la superficie de intercambio de calor en el condensador

Se utiliza la ecuación de Newton para convección forzada:

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

Q_u : carga frigorífica útil del condensador, kw

h_1 : coeficiente de transferencia de calor por convección gas – pared exterior

ΔT : Diferencia de temperatura entre gas y pared externa, $^{\circ}C$

S_L : superficie lateral de intercambio de calor por convección, m^2

Carga frigorífica del condensador:

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

En la cual:

m_{g-ref} : flujo másico de gas refrigerante = 0.0325 kg/s

h_1 : entalpía del gas refrigerante a la entrada al condensador: 1630.2 kJ/kg

h' : entalpía del gas refrigerante como líquido saturado, 2.8 bar: 410.5 kJ/kg

Condensador frigorífico de amoniaco por aire

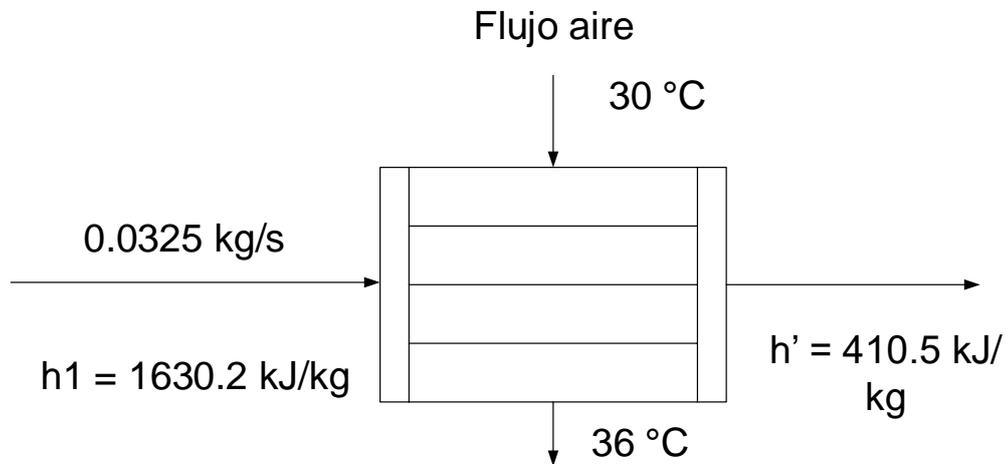


Figura N°26: Esquema del balance de energía en condensador frigorífico auxiliar.

Elaboración propia

Capacidad frigorífica del condensador de amoniaco por aire, Q_u :

$$Q_{u-Cond}(kw) = 0.0325 \frac{kg}{s} * (1630.20 - 410.5) \frac{kJ}{kg} = 39.64 kw$$

Despejando y reemplazando:

$$S_L(m^2) = \frac{Q_u}{h_1 * \Delta T} = \frac{39,640 w}{7871 \frac{w}{m^2 * ^\circ C} * 3^\circ C} = 1.68m^2$$

Número de tubos del condensador:

Longitud del tubo: se asume, de acuerdo al largo de los tubos del condensador principal, igual a 1.5 m.

$$N_{r_{tubos-evap}} = \frac{S_L}{\pi * d_{ext} * L_{tubo}}$$

$$N_{r_{tubos-evap}} = \frac{1.98 m^2}{\pi * 11.25 * 10^{-3} * 1.5 m} = 37 tubos$$

Entonces, se emplearán en el condensador auxiliar:

- Número total: 37
- Material del tubo: Cobre electrolítico
- sin aletas de enfriamiento;
- diámetro exterior: 11.25 mm,
- número de cédula: 40
- Longitud = 1.5 m
- Disposición: vertical, triple hilera

Esquema condensador frigorífico auxiliar de gas Amoniaco
por aire
SAMANCO SAC

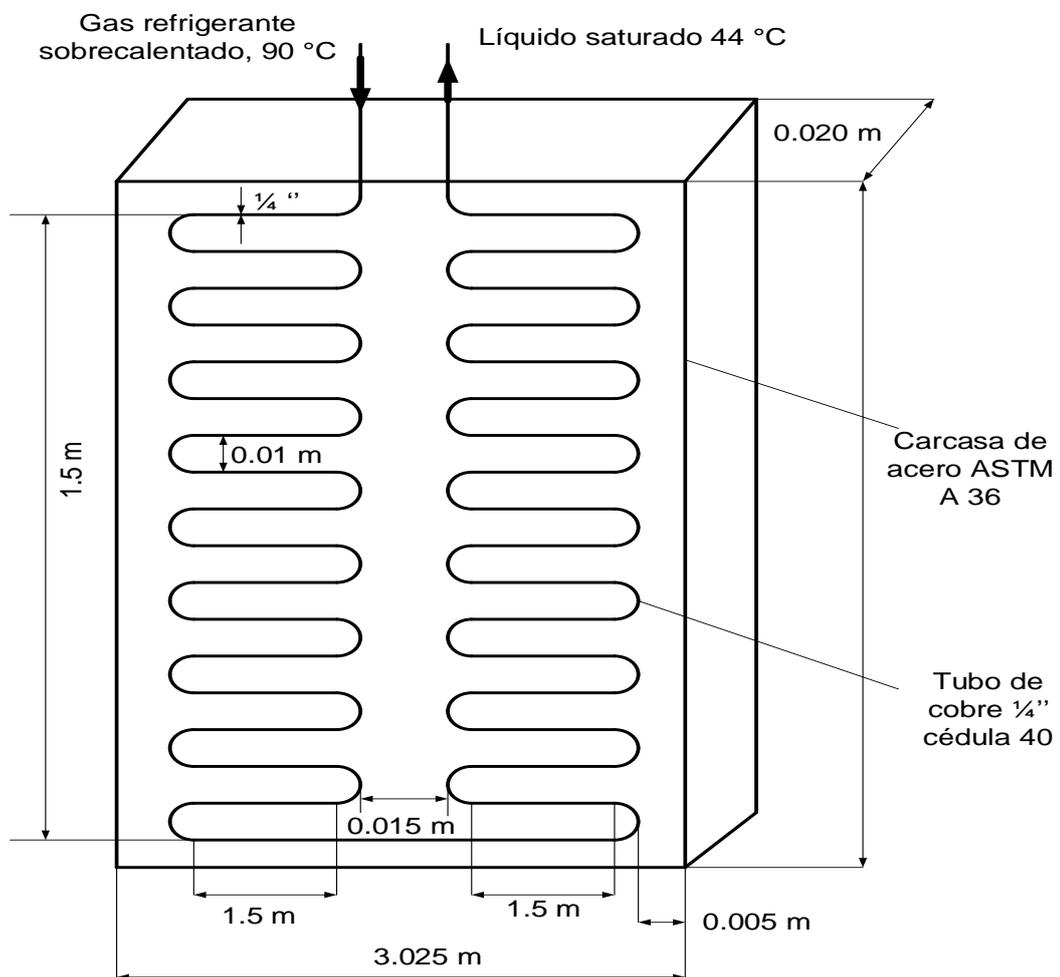


Figura N°27: Esquema de condensador auxiliar frigorífico de amoníaco por aire forzado para Planta Samanco SAC. Elaboración propia

Dimensionamiento del ventilador para condensador frigorífico

Determinación del flujo de aire necesario del balance de energía del condensador y el calor a ser tomado por el aire para la condensación:

$$Q_u(\text{kW}) = Q_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_{p\text{-aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_i)(^\circ\text{C})$$

\dot{m}_{aire} : flujo másico del aire para condensación

$c_{p\text{-aire}}$: Calor específico del aire: 1.18

t_f : Temperatura final del aire: 36 °C

t_i : temperatura inicial del aire: 25 °C

Despejando y procesando:

$$\dot{m}_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{Q_u(\text{kW})}{c_{p\text{-aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_i)(^\circ\text{C})} = \frac{39.64}{1.18 * (36 - 30)} = 5.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Densidad del aire, en condiciones atmosféricas: 1.16 kg/m³

Diferencia total de presión en condensador: 45 mm columna de agua = 450 Pascal

Potencia del ventilador de aire para el condensador:

Siendo el flujo volumétrico del aire:

$$V_a = \frac{m_a}{\rho_a} = \frac{5.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 4.83 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Ecuación de potencia demandada por el ventilador de aire

$$P_{\text{ventil}} = \frac{V_{\text{aire}} * \Delta p t}{\eta_{\text{vent}}}$$

Reemplazando y procesando:

$$P_{\text{ventil}} = \frac{4.83 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 450 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{0.67 * 1000} = 3.24 \text{ kW}$$

Potencia necesaria del motor eléctrico de accionamiento del ventilador:

$$P_{n-ME} = \frac{F.S.* P_{ventil}}{\eta_{mec}} = \frac{1.15 * 3.24}{0.96} = 3.88 \text{ kw}$$

Se redondea al valor estándar inmediato superior: 4 kW

Se tiene, para el motor eléctrico:

- Potencia nominal: 4 kW
- Frecuencia: 60 Hz
- Marca: weg
- Factor de potencia a 100 % carga: 0.82
- Rendimiento a 100 % carga: 90.2 %
- Protección: IPP5
- Número de polos: 4
- Deslizamiento: 2.2 %

3.4 Seleccionar los instrumentos de medida y control de variables de procesos necesario

3.4.1. Válvula de expansión termostática, para evaporador con amoníaco

Función de válvula de expansión termostática:

Una **válvula de expansión termostática** (abreviado VET o **válvula TX** en inglés) es un dispositivo de **expansión** el cual es un componente clave en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, que tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema.



Figura N°28: valvula de expansion termostatica.

Características

- Amplio rango de temperatura: -50 to +30°C
- Se puede utilizar en sistemas de refrigeración y de congelación.
- Conjunto de orificio intercambiable
- Elemento termostático intercambiable
- Capacidades nominales desde 3.5 a 295 kW, 1 a 85 ton (TR).
- Ajuste de recalentamiento externo
- Se puede ajustar en todos los evaporadores para optimizar su utilización.
- Bulbo de doble contacto patentado
- Montaje rápido y sencillo. Buena transferencia de temperatura del tubo al bulbo.

Materiales

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

Datos técnicos

- Refrigerante R 717 (NH₃)
- Rango de temperatura de evaporación
- D: - 50 a 0°C
- P: - 20 a +30°C
- Longitud de tubo capilar: 5 m
- Conexión para igualación de presión externa: 1/4 in. o Ø 6.5 / Ø 10 mm manguito soldar.
- Temperatura máxima del bulbo: 100°C
- Máx. presión de trabajo: PS/MWP = 19 bar
- Máx. presión admisible: 28.5 bar

TEA 20 / TEA 85

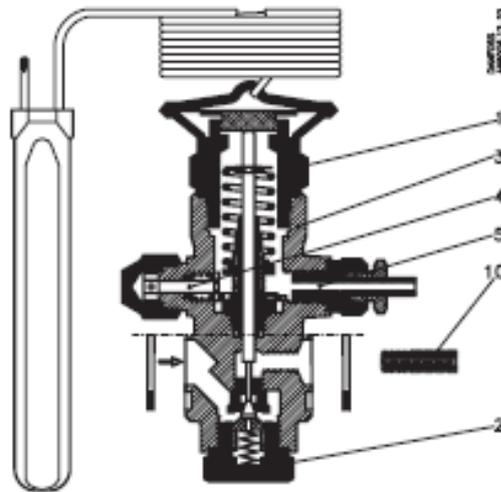
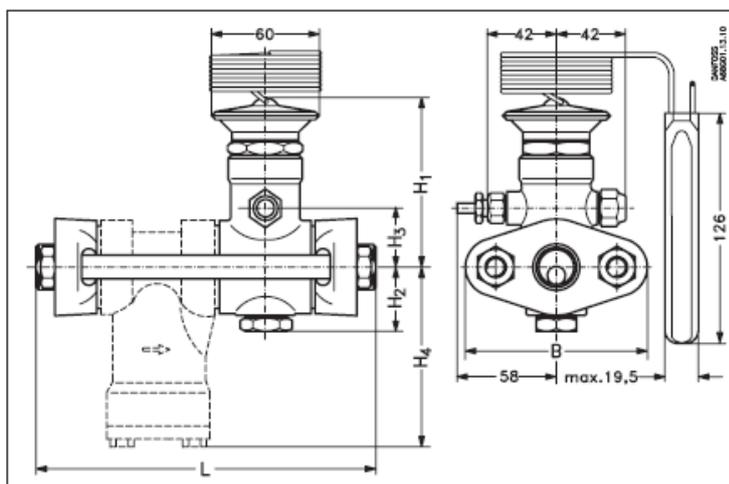


Figura N°29: Partes de una válvula termostática

1. Elemento termostático (diafragma)
2. Conjunto de orificio
3. Cuerpo
4. Husillo de ajuste de recalentamiento (ver "Instrucciones")
5. Conexión de igualación de presión
10. Orificio de salida independiente (sólo para TEA 20-1)



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

Figura N°30: Dimensiones y pesos de válvula termostática para amoníaco

Fuente : (danfuss, 2005)

3.4.2. Manifold de manómetros para amoniaco

Rango: -1 ...30 bar



Fuente: (danfuss, 2005)

3.5 Análisis económico: Presupuesto de inversión, beneficios, costos de mantenimiento y de operación nuevos.

3.5.1. Inversiones en activos fijos (soles)

Tabla N°4. Inversion en activos fijos

Construcción evaporadora de gas amoniaco, $Q_u = 32$ kW	S/30,000.00
Construcción condensador de amoniaco por aire, $Q_u = 39$ kW	S/33,500.00
Ventilador de aire, $P_n = 3$ kW	S/4,200.00
Motor eléctrico accionamiento ventilador, $P_n = 4$ kW	S/2,100.00
Válvula de expansión para NH ₃ , 0.4 kg/s	S/1,230.00
Manifold de manómetros para amoniaco 0-30 bar	S/425.00
Accesorios eléctricos para motor	S/415.00
Sub total 1	S/71,970.00

3.5.2. Mano de obra, soles

Tabla N°5. Mano de obra

Instalación y puesta en servicio de evaporador con NH ₃	S/2,500.00
Instalación y puesta en servicio de condensador de NH ₃	S/3,100.00
Instalación y puesta en servicio de motor eléctrico	S/600.00
Pruebas iniciales y ajustes	S/500.00
Elaboración de planos	S/500.00
Sub total 2	S/7,200.00

3.5.3. Insumos y materiales

Tabla N°6.insumos y materiales

Gas refrigerante, amoniaco	S/750.00
Insumos para soldadura TIG	S/500.00
Insumos ferretería eléctrica	S/800.00
Sub total 3	S/2,050.00

3.5.4. Gastos generales

Tabla N°7.gastos generales

Alimentación	S/2,000.00
Transporte	S/600.00
Seguros de vida y salud	S/500.00
Sub total 4	S/3,100.00

- ✓ Total, inversión para repotenciar sistema congelamiento de pescado: S/. 84,320 soles.

Tabla N°8. Inversión total del proyecto

Sub total 1	S/71,970.00
Sub total 2	S/7,200.00
Sub total 3	S/2,050.00
Sub total 4	S/3,100.00
Sub total 5	S/84,320.00

3.5.5. Beneficios económicos por repotenciar sistema de congelamiento de pescado

Aumento de capacidad de congelamiento de pescado:

600 kg/2 horas = 600 kg/vez * 12 veces/día = 7200 kg de pescado por día = 216,000 kg/mes de operación = 216 Ton de pescado/mes

Aumento de producción de congelado de pescado:

0.15*216 = 32.4 Ton/mes

Precio de venta de congelado de pescado:

2029.5 soles/Ton

Utilidad neta promedio: 32 % sobre precio de venta

Beneficio bruto por repotenciación de sistema de congelamiento de pescado:

$$B_{bruto} = m_{congelado} \left(\frac{Ton}{mes} \right) * P_{venta} \left(\frac{Soles}{Ton} \right) * Utilidad_{neta}$$

$$B_{bruto} = 32.4 \frac{Ton}{mes} * 2029.5 \frac{soles}{Ton} * 0.32 = 21,041.856 \frac{soles}{mes}$$

Tiempo estimado de retorno sobre la inversión, ROI (Return over investment)

$$R. O. I. = \frac{Inversion (soles)}{beneficios \left(\frac{soles}{mes} \right)} = \frac{84,320}{21,041.856} = 4 \text{ meses}$$

- ✓ Resulta que el tiempo de retorno de la inversión en repotenciar el sistema de almacenamiento de pescado será de 4 meses, siendo bastante atractivo...

IV. DISCUSIÓN

- Se evaluó la capacidad actual del evaporador frigorífico, resultando ser 138.75 kW = 26.96 Ton de refrigeración, para ello se utilizó la siguiente ecuación:

$$Q_T = \frac{m_{\text{pescado}}(\text{kg}) * \left[C_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_1 - t_0) + l_{\text{cf}} + C_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_2 - t_0) \right]}{T_{\text{po}}(\text{s}) * \eta_{\text{evap}}}$$

Entalpía del gas, a alta presión, líquido saturado: presión del gas en alta:

17.82 bar. T: 90 °, y su entalpía h: 1630.2 kJ/kg

m_{pescado} = masa de pescado a congelar, 2500 kg

c_p: Calor específico del pescado, 2.187 kJ/(kg*°C)

t₁: Temperatura inicial del pescado, 265 °C

t₀: Temperatura de congelamiento del pescado, 0°C

t₂: Temperatura final del pescado, -5°C

η_{evap} = Eficiencia del evaporador = 95 %

Se observa que este valor resulta porque el valor de la presión del amoniaco que se utiliza en el evaporador es de 2.68 bar, pues da entalpía grande. también porque no se trabaja con una gran temperatura final, solamente de -5°C, siendo la temperatura de congelamiento, 0°C. también porque se trabaja con buen aislamiento frigorífico, de 95%. Las condiciones de evaluación son promedio año, pero se deduce que en invierno se trabaja con menos esfuerzo, pues la temperatura de los productos hidrobiológicos alcanza valores de 14 °C, a diferencia del verano, en que se tiene 25 °C, ocasionando más esfuerzo al sistema entálpica.

- Se determinó la capacidad del condensador frigorífico del equipo:163.44 kW

$$Q_{u-\text{cond}1}(\text{kW}) = m_{\text{gas-ref}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (h_{17 \text{ bar}, 90^\circ\text{C}} - h'_{17 \text{ bar}})$$

Entalpía de entrada del gas refrigerante: h_{17 bar, 90 °C}: 1630.2 kJ/kg

Entalpía de salida del gas refrigerante, como líquido saturado: h'_{17 bar}: 410.5 kJ/kg

Temperatura del aire entrada al condensador tai1: 30°C

Temperatura de salida del aire del condensador tai2: 36 °C

Del resultado onbtenido, se concluye que la temperatura del aire a la entrada es una restricción importante, en verano alcanza valores de hasta 34 °C, mientras que en invierno, 15 °C, en verano se complica la operación del

condensador, pues se reduce su capacidad de condensación al aumentar la temperatura del aire

- Se determinó la eficiencia frigorífica del sistema, con amoníaco, con la ecuación:

$$\varepsilon_f = \frac{Q_{u-NH3}}{P_2}$$

Siendo la Potencia mecánica, P2: Pelectrica*ηME = 25.11 kw y el calor útil Qu = 138.75 kw, resultando un valor de 5.25, es un valor aceptable para el amoníaco, en la industrial se obtienen valores por encima de 6, esto es porque a mayor presión (y entalpía) a la salida al evaporador, y a menor temperatura (y menos entalpía) a la entrada del evaporador se tendrá más eficiencia frigorífica.

- Se determinó los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica. El calor útil es Qu-nominal: 30 Ton-refrigeración = 154.41 kW

El 20 % de aumento de capacidad, ΔQn: 30.882 kW. Para asegurar esta capacidad, el condensador se proyecta a trabajar en régimen de subenfriamiento, es decir, el líquido debe salir a una temperatura menor que la de saturación, que es de 45 °C.

El flujo de aire necesario para la carga actual del condensador: 163.44 kW, se calcula con la ecuación del balance de energía:

$$Q_{cond}(kw) = m_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right) * C_{p-aire} \left(\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right) * (t_{a2} - t_{a1})(^\circ C)$$

Se tiene, reemplazando: flujo de aire = 23.28 kg/s

Temperatura del aire, al salir del chiller:

$$t_{aire2'} = t_{aire1} - \frac{Q_{chiller}(kw)}{m_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right) * C_{p-aire} \left(\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right)} = 28.86 ^\circ C$$

El calor específico del aire es muy bajo, limita directamente la reducción de la temperatura del aire, por seguridad operacional, se redondea a 25 °C.

- El análisis de costos se realizó aplicando los conocimientos de costos y presupuestos, no se incluyó un análisis financiero pues el monto de inversión es relativamente pequeño, menor a 90,000 soles y el tiempo de retorno de la inversión es de solamente cuatro meses.

- Se debe indicar que en ninguna tesis que figura en Trabajos Previos; se utilizan las ecuaciones de dimensionamiento de los equipos de refrigeración, solamente hacen el cálculo del calor útil y luego la selección de equipos, en ese sentido el presente estudio es un aporte para el dimensionamiento razonable de evaporadores y condensadores con amoniaco.

V. CONCLUSIONES

- Se determinó las capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de refrigeración, siendo la potencia útil de evaporador igual a 131.81 kw, la del condensador, 163.44 kw y la eficiencia frigorífica: 5.25
- Se determinó los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica, el enfriador de aire por NH₃, trabajará con gas a la entrada, de 44°C y a la salida, de -10°C, el aire entrará a 25 °C y saldrá a 30 °C
- Se dimensionó las superficies necesarias de intercambio de frío para obtener las capacidades de refrigeración necesarias.
- Para el enfriador de aire por amoníaco, de 30 kW, se necesitan 3.38 m² de superficie de intercambio de calor, para un coeficiente de transferencia de calor por convección, $h = 1,900 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, y una diferencia de temperatura entre gas y pared externa del tubo igual a 7.5 °C, la longitud de los tubos de cobre es de 2 m y el diámetro nominal del mismo, 1/4'', de cobre.
- Se seleccionó los instrumentos de medida y control de variables de procesos necesarios, siendo los seleccionados los siguientes:
 - Válvula de expansión termostática (VET o válvula TX en inglés) con las siguientes características:
 Rango de temperatura: -50 to +30°C
 Se puede utilizar en sistemas de refrigeración y de congelación.
 Conjunto de orificio intercambiable
 Elemento termostático intercambiable
 Capacidades nominales desde 3.5 a 295 kW, 1 a 85 ton (TR).
 Ajuste de recalentamiento externo
 Se puede ajustar en todos los evaporadores para optimizar su utilización.
 Bulbo de doble contacto patentado
 Montaje rápido y sencillo. Buena transferencia de frío del tubo al bulbo.

- **Manifold de manómetros para amoniaco**

Rango: -1 ...30 bar

Cantidad de manómetros: 2 piezas

- Se realizó el análisis económico:

El presupuesto de inversión es de S/. 84,320 soles,

El beneficio económico, asciende a S/.2104 soles/mes,

El tiempo de retorno de la inversión sería de 4 meses

VI. RECOMENDACIONES

- Se recomienda implementar el estudio de repotenciación de cámara frigorífica en la empresa Casamar s.a.c. Samanco, pues se logra el objetivo técnico, de aumentar la capacidad y la eficiencia frigorífica, también el objetivo económico, de tener rentabilidad pues se procesan más productos hidrobiológicos y, por lo tanto, se tendrá mayores ingresos que permiten el retorno de la inversión en un plazo razonable, de cuatro meses.
- Se recomienda capacitar a los trabajadores de operación y mantenimiento en temas de seguridad industrial, así como en interpretación de variables del proceso de refrigeración y mantenimiento de los nuevos instrumentos.
- Se recomienda analizar la posibilidad de instalar un variador de frecuencia para el accionamiento del motor del compresor frigorífico y para el motor de los ventiladores que enfrían los condensadores, con esto se lograría mayor flexibilidad operacional, con un interesante ahorro de energía eléctrica.
- Debido a la importancia del equipo de refrigeración, se recomienda invertir en la implementación de un sistema Scada para tener control de tipo supervisorio en tiempo real y continuo, para determinar su capacidad y eficiencia.
- Se recomienda analizar la posibilidad de invertir en un enfriador de aire por amoníaco a Scada, por ejemplo, de 1 kW, en el cual se realicen las pruebas y, utilizando la teoría de la Similitud proyectar el modelo industrial, con mayor seguridad.

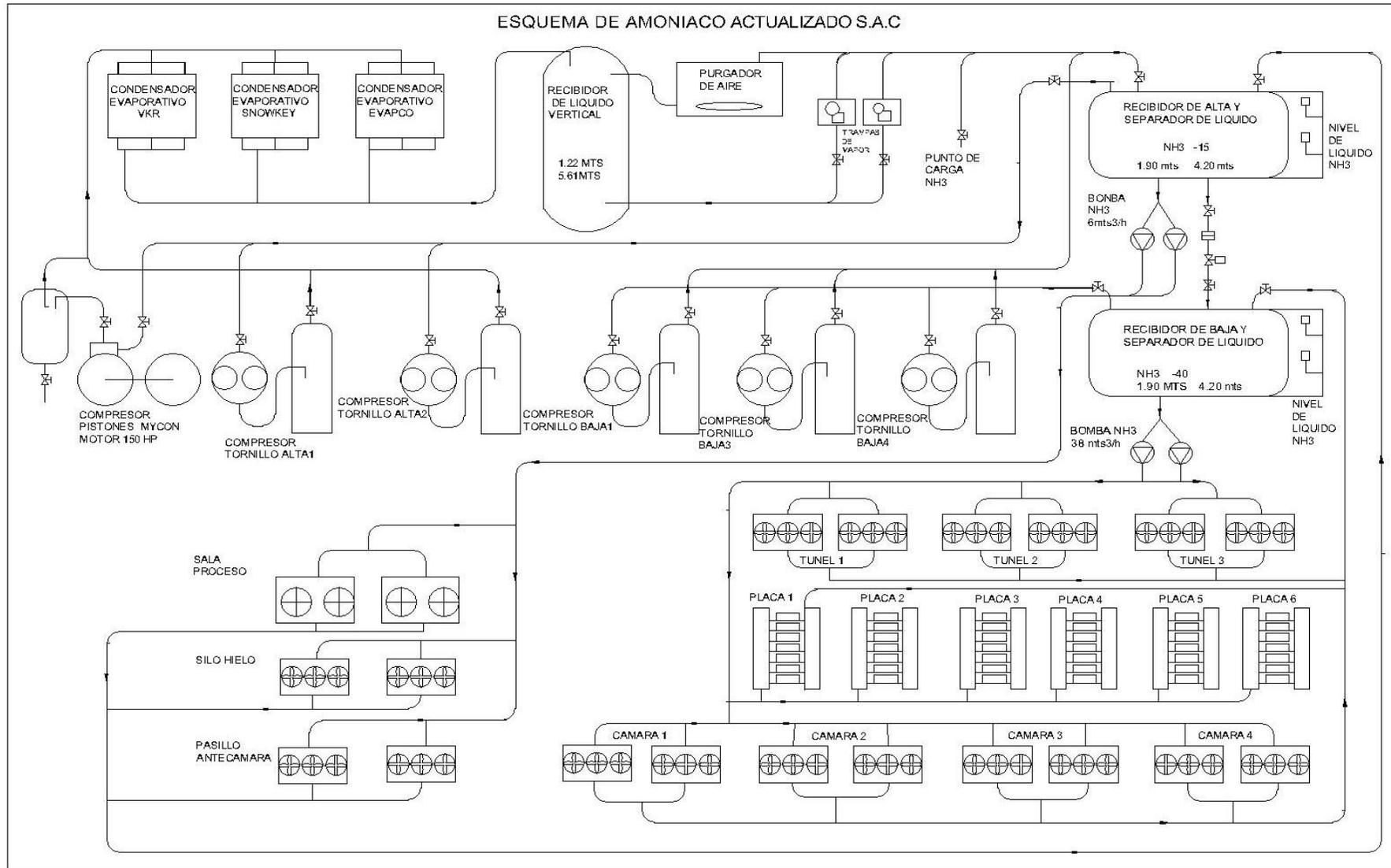
REFERENCIAS

- Alarcón Aguin, J. M., Granada Alvarez, E., & Vasquez Alfaya, M. E. (1999). *Simulación y cálculos de ciclos termodinámicos*. Bellisco.
- alva , g., & gonzales , a. (11 de diciembre de 2015). calculo termico y estructural de camara frigorifica para la refrigeracion de pescado y camaron. mazatlan, sinaloa, mexico.
- Baehr, H. D. (1987). *Tratado moderno de termodinámica*. Tecnilibro.
- barras, b. (27 de octubre de 2018). *derret ship stability for master and mattes*.
Obtenido de
<http://www.honda.com.pe/productos/content/pagina9.aspx?pidModel=55&pid>
- Cengel Yunus, A. (2004). *transferencia de calor*. McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- cespedes, r. (21 de marzo de 2012). 'SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CAPACIDAD DE BODEGA PARA ALMACENAR 300KG DE PESCADO. peru.
Obtenido de
<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/1264>
- Chadderton, D. V. (2000). *Manual práctico de aire acondicionado. Frio Y Calor*. A.Madrid Vicente.
- danfuss. (2005). Obtenido de
<http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/RD1EA205.pdf>
- donald, k. (2006). *proceso de transferencia de calor 7ma*. Mexico: continental S.A.
- Dossalt, R. (1980). *Principio de Refrigeracion 2a ed*. Mexico: continental.
- Friendhelm. (2019). Obtenido de <https://www.climasmonterrey.com/manifold-con-manometros-y-mangueras-48-para-nh3-amoniaco-40193>
- Garrigós, J. (11 de 2011). Obtenido de <https://www.motores de corriente alterna pdf>
- hernandez, v. (2009). Consideraciones en el montaje electromecánico de una cámara frigorífica para salmón". valdivia, chile.
- Herrera, E. (2006). *Diseño de sistema de refrigeracion mecanica en pesquero artesanal*. chile.
- Hurtado Mamani, C. J. (2014). "OPTIMIZACION DEL PROCESO DE CONGELACION DE TILAPIA (*Oreochromis aureus*) EN BLOQUES E IQF PARA LOGRAR UNA MAXIMA CALIDAD", .
- Kern, D. (2006). *procesos de transferencia de calor*. México: Continental S.A.
- Kreith, F., & Bohn, M. S. (2002). *Principios de transferencia de calor*. Madrid: 6ta. Thomson .

- Leunachesco, N. (1990). *problemas de termotécnica*. Bucarest: Didáctica y Pedagógica.
- manual tecnico valv. control*. (7 de agosto de 2018). Obtenido de http://www.emersonclimatemexico.com/literatura_catalogo.htm
- Paredes, R. (2016). *termodinamica para la ingenieria industrial*. trujillo.
- Ramirez , J. (1994). *enciclopedia de la climatizacion* . barcelona: refrigeracion .
- sanchez, p. (1996). *Proyecto de un Frigorifico para Fabrica Hielo y Conserva Productos del Mar*. chile.
- Segura, J. (1988). *Termodinámica Técnica*. Reverte S.A.
- Torella , E. (1996). *la produccion de frio*. valencia.
- velez, d. (2011). *diseño de un tunel de congelamiento discontinuo para pescado en la empresa el dorado en el canton esmeraldas*.
- Weg. (2008). Obtenido de <http://ecatalog.weg.net/>

ANEXOS

Anexo 1



Anexo 2

2. Propiedades de los principales refrigerantes

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

R-717, NH₃, Amoniaco

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

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

Tabla N°9: Propiedades del líquido y vapor saturado seco del amoniaco

Anexo 3

Tabla 2.4: Entalpía del líquido subenfriado y el vapor sobrecalentado para el R-717
h (kJ/kg), R-717, NH₃, Amoniaco

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

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

Tabla N°10. Entalpía de líquido sub enfriado y vapor sobrecalentado para el amoniaco

Anexo 4

E

TABLA 1.3 DATOS DE DISEÑO PARA ALMACENAJE DE CARNES.

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					PERIODO DE ALMACENAJE MÁXIMO	DATOS DE ENFRIAMIENTO			CALOR LATENTE ESTIMADO EN Btu/lb 24 hrs.	CALOR ESPECIFICO		Calor latente de fusión (Btu/lb)	Corte rido de agua (%)	Punto de congelación (°F)	Movimiento máx. de aire en el cuarto (ft/min)	
		Temp.		Humedad relativa		Granos por lb. De aire a la condición recomendada		Temp. Producto (°F)		Tiempo (hrs.)		Factor de rapidez	Btu / lb / °F					
		Recomendado (°F)	Recomendado (°F)	Recomendado (%)	Recomendado (%)			Empezar	Acabado				Antes del congelamiento					Después del congelamiento
Tocino	Corto	55	50-60	65	55-65	41.7	15 Días				2.5	0.50	0.30	29	20		150	
	Endurecimiento Cuarto de rebanado	28 50	28-30 50-55	75 40	70-80 35-40	16.4 21.3					1.2							
Res Combinada fría y colgada	Frió Empezar	38		85b		28.8		100	44	24	0.56	18.0f	0.75	0.40	98	72	31.3	250
	Frió acabar	33		85b		23.2						5.0						90d
Res fresca	Corto	35	35-40	87b	85-90	26.0	3 Semanas					5.0	0.75	0.40	98	72	31.3	60
	Largo	30	30-32	87b	85-90	20.8						1.7						60
	Frió empezar Frió acabar	45 30		87 87		38.3 20.8		100	44	18	0.67	22.0f 1.7						250 150d
Res secada	Largo	55	55-60	65	65-70	41.7	6 Meses					0.1	22-34	19-28	7-22	5-15		150
Carne en salmuera	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0						1.0	0.75					150
	Largo	31	31-32	85	80-85	21.3	6 Meses					0.8						150
Carne cortada	Corto	34	34-38	87a	85-90	24.8	5 Días					5.6	0.72	0.40	95	65	29	60
Pescado congelado en hielo	Largo	0	-5-0	85c	80-85	4.65	6 Meses					0.1	0.76	0.41	101	70	28	250
	Corto	34	34-38	85c	80-85	24.3						5.7						90
	Largo	30	30-32	85a	80-85	20.4	15 Días					0.4						90
Jamón fresco ahumado	Corto	34	34-38	85	85-87	24.3	3 Semanas					3.4	0.68	0.38	86.5	52	31.3	60
	Largo	28	28-30	85b	85-87	18.5						1.8						60
	Corto	55	50-60	65	55-65	41.7						1.3						150
	Frió empezar Frió acabar	60 55		70 70		53.9 44.8		105	57	8	1.00	5.0f 3	0.60	0.32		57		150 90d
Cerdo 18 hrs. Enfriado 14 hrs.	Frió empezar	45		85		37.5		105	35	18	0.67	24.0f	0.68	0.38	86.5	60	27	250
	Frió acabar	30		85		20.4						1.9						150d
	Frió empezar Frió acabar	38 28		90 90		30.1 19.7	105	35	14	0.67	23.0f 1.9						250 150d	
Puerco fresco	Corto	34	34-38	85	85-90	24.3	15 Días					3.4	0.68	0.38	86.5	60	28	90

Tabla N° 11a: Datos para almacenamiento de carnes

Anexo 5

TABLA 1.3 (CONTINUACIÓN).

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					PERIODO DE ALMACENAJE MÁXIMO	DATOS DE ENFRIAMIENTO			CALOR LATENTE ESTIMADO EN Btu/lb 24 hrs.	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión. (Btu/lb)	Contenido de agua (%)	Punto de congelación. (°F)	Movimiento máx. de aire en el cuarto (ft/min)	
		Temp.		Humedad relativa		Granos por lb. De aire a la condición recomendada		Temp. Producto (°F)		Tiempo (hrs.)		Factor de rapidez	Btu / lb / °F					
		Recomendado (°F)	Recomendado (°F)	Recomendado (%)	Recomendado (%)			Empezar	Acabado				Antes del congelamiento					Después del congelamiento
Borrego	Corto	34	34-28	90	85-90	25.8	2 Semanas	100	40	5	0.75	3.4	0.67	83.5	58	29	60	
	Largo	28	28-30	90b	85-90	19.7						60						
	Frió empezar	45		90		39.6						250						
	Frió acabar	30		90		21.6						1.3				90d		
Piezas (hígados, corazones, etc...)	Frió empezar	40		85		31.0		90	35	18	0.70	21.0f	0.75	103	72		150	
	Frió acabar	32		85		22.3						90d						
Ostiones en su concha en deposito	Corto	35	35-40	90c	85-90	26.8	15 Días					4.2	0.83	116	80.4	27	90	
	Largo	32	32-38	90c	85-90	23.7						0.5	0.44				87	90
	Corto	35	35-40	70	70-75	20.8	10 Días					2.3	0.90	125	87	27	150	
	Largo	32	32-38	70	70-75	18.6						0.2	0.46				150	
Pollos frescos, congelados, empacados, Húmedos.	Largo	28	28-30	87b	85-90	19.0	10 Días					0.4	0.79	106	74	27	60	
	Largo	0	-5-0	85	85-90	4.65	10 Meses					0.2	0.37				150	
	Frió empezar	45		85		37.5						17.0f					150	
	Frió acabar	32		85		22.3						0.4					90d	
Salchichas en tripas saladas.	Corto	40	40-45	80c	75-80		4 Meses					0.2					150	
	Largo	31	31-32	80c	75-80							0.0	0.60				150	
Francas y ahumadas	Corto	35	35-40	85*	80-90	25.2	48 horas	70	35	2	1.00	4.3	0.86	86	60	29	60	
	Frió empezar	42		80		31.6						9.0f	0.56				150	
	Frió acabar	32		80		21.1											60d	
Frescas	Corto	35	35-40	85a	85-90	25.2	7 Días	70	35	2	1.00	4.3	0.89	93	65	26	60	
	Frió empezar	42		42		33.6						9.0f	0.56				150	
	Frió acabar	32		85		22.3											60d	
Cuarto de preparación		55	55-60	40	35-40	25.5						0.0					60	

Tabla N° 11b: Datos para almacenamiento de carnes

Anexo 6

TABLA 2 COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR.

MATERIAL.	DENSIDAD (libras/pie)	TEMPERATURA MEDIA. (°F)	CONDUCTIVIDAD. (k)	CONDUCTANCLIA. (C)	RESISTENCIA (R)	
					Pig.	Total
MATERIALES DE CONSTRUCCION.						
Concreto, arena y grava.	140		12.0			0.08
Ladrillo común	120	75	5.0			0.20
Ladrillo de fachada	130	75	9.0			0.11
Ladrillo hueco de 2 celdas, 6"		75		0.66		1.52
Bloque de concreto, arena y grava, 8"		75		0.90		1.11
Bloque de concreto, cenizas, 8"		75		0.58		1.72
Yeso para estucar, arena	105	75	5.6			0.18
Uretano expandido, R-11						
Poli estireno expandido	0.5	75	0.32			3.12
Placa de lana mineral	0.5	75	0.32			3.12
Placa de corcho	6.5 - 8.0	0	0.25			4.0
Placa de fibra de vidrio	9.5 - 11.0	- 16	0.21			4.76
		0	0.17			5.88
	1.0	0	0.24			4.17
	15.0	0	0.25			4.0
Cubierta de techo aislante de 2"		75		0.18		5.56
Relleno suelto de lana mineral	2.0 - 5.0	0	0.23			4.35
Perlita expandida	5.0 - 8.0	0	0.32			3.12
TECHOS						
Techos de asbesto - cemento	120	75		4.76		0.21
Asfalto en rollo para techos	70	75		6.50		0.15
Techo prefabricado 3.8"	70	75		3.0		0.33
Tejas de madera		75		1.06		0.94
MATERIALES PARA PISOS						
Alfombra - con bajo alfombra de fibra		75		0.48		2.08
Alfombra - con bajo alfombra de hule espuma		75		0.81		1.23
Losa de corcho de 1/8"		75		3.60		0.28
Loseta asfáltica de vinilo o linoleum		75	6.50	20.0		0.05
Terrazgo, 1"		75		12.50		0.08
Subsuelo de madera de 25/32"				1.02		0.98
Suelo de madera de 3/4"				1.47		0.68

Tabla N°12. Coeficientes de transferencia de calor

Anexo 7

TABLA 4 CAMBIOS DE AIRE CADA 24 HORAS EN CUARTOS FRIOS DEBIDOS A LA APERTURA DE PUERTAS E INFILTRACIONES.

<i>VOLUMEN METROS CÚBICOS</i>	<i>VOLUMEN PIES CÚBICOS</i>	<i>CAMBIOS DE AIRE CADA 24 HORAS</i>
6	200	44.0
8	300	34.5
11	400	29.5
14	500	26.0
17	600	23.0
23	800	20.0
28	1,000	17.5
42	1,500	14.0
57	2,000	12.0
85	3,000	9.5
113	4,000	8.2
142	5,000	7.2
170	6,000	6.5
226	8,000	5.5
283	10,000	4.9
425	15,000	3.9
566	20,000	3.5
708	25,000	3.0
750	30,000	2.7
1133	40,000	2.3
1416	50,000	2.0
2124	75,000	1.6
2832	100,000	1.4

TABLA 5 CALOR DISIPADO POR PERSONAS DENTRO DEL ESPACIO REFRIGERADO.

<i>TEMPERATURA DEL ESPACIO (°F)</i>	<i>CALOR DISIPADO / PERSONA BTU / HORA</i>
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Tabla N°13. Cambios de aire en cuartos fríos

Anexo 8

TIPO DE SUPERFICIE	Pared este	Pares sur	Pares oeste	Techo plano
<i>(°F que se añaden a la diferencia de temperatura normal en los cálculos de transmisión de calor para compensar el efecto solar)</i>				
SUPERFICIE DE CALOR OSCURO:	8	5	8	20
Techo de arcilla negra				
Techo de chapopote				
Pintura negra				
SUPERFICIE DE CALOR MEDIO OSCURO:	6	4	6	15
Madera sin pintar				
Ladrillo				
Loza roja				
Cemento oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
SUPERFICIE DE CALOR CLARO:	4	2	4	9
Piedra blanca				
Cemento de calor claro				
Pintura blanca				

TIPO DE ACTIVIDAD	H_s	H_L	H_T (BTU/hra)
Para personas sentadas en reposo	195	155	350
Para personas sentadas con trabajo ligero	195	205	400
Personas paradas con trabajo ligero	200	250	450
Personas caminando en intervalos	200	300	500
Personas con trabajo ligero	220	530	750
Personas con trabajo medio	300	700	1000
Personas con trabajo pesado	465	985	1450
Personas con trabajo muy pesado	500	150	2000

Tabla N°14. Cantidad de calor disipado por personas (Btu/h)

Anexo 9

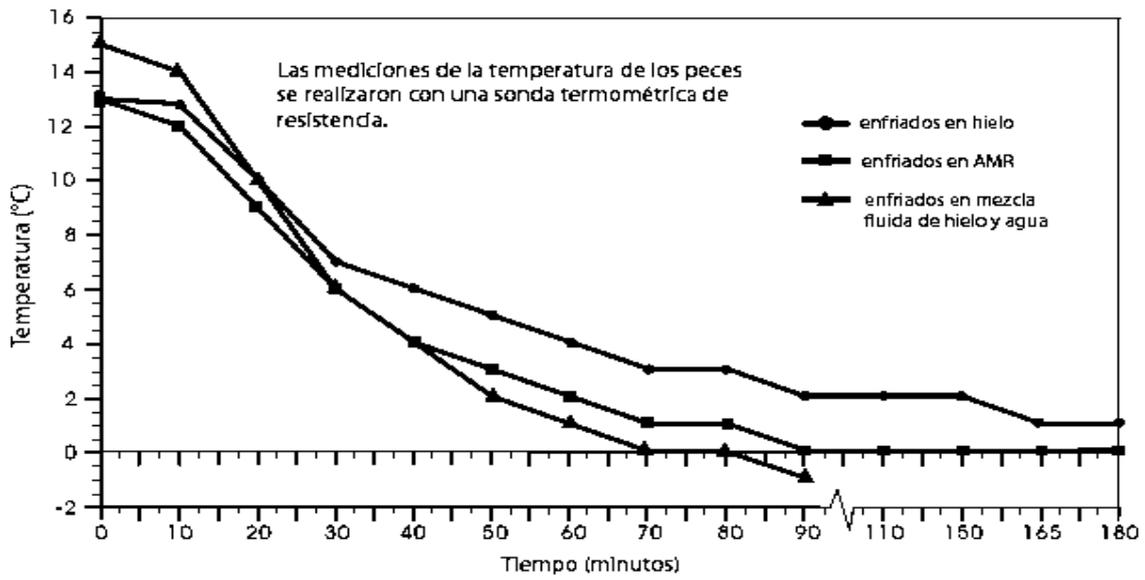


Tabla N°15. Corrección de temperatura por efecto solar

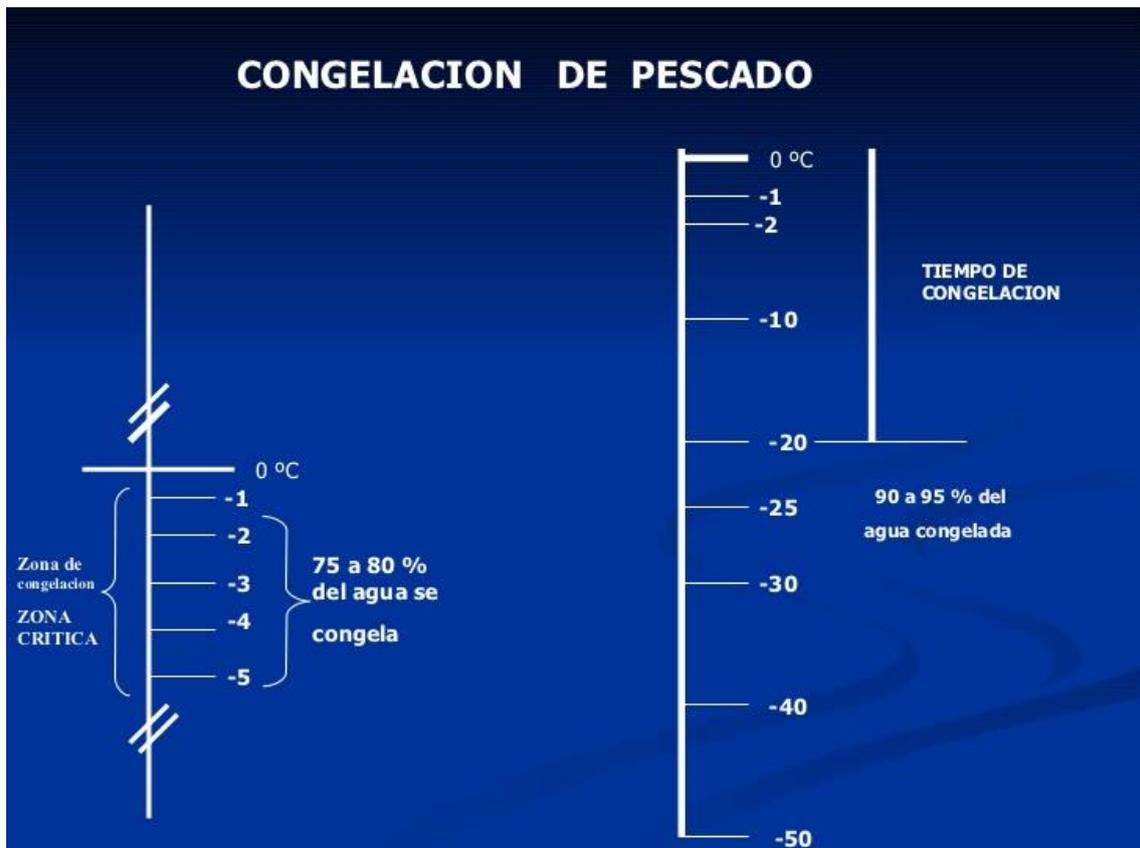
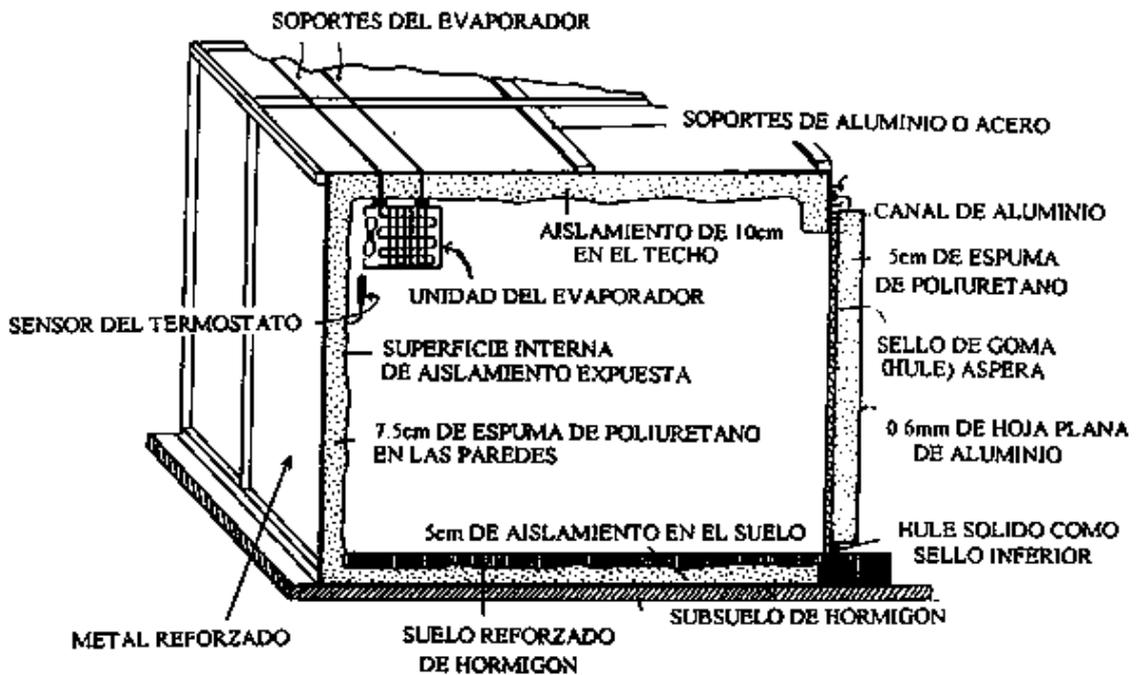
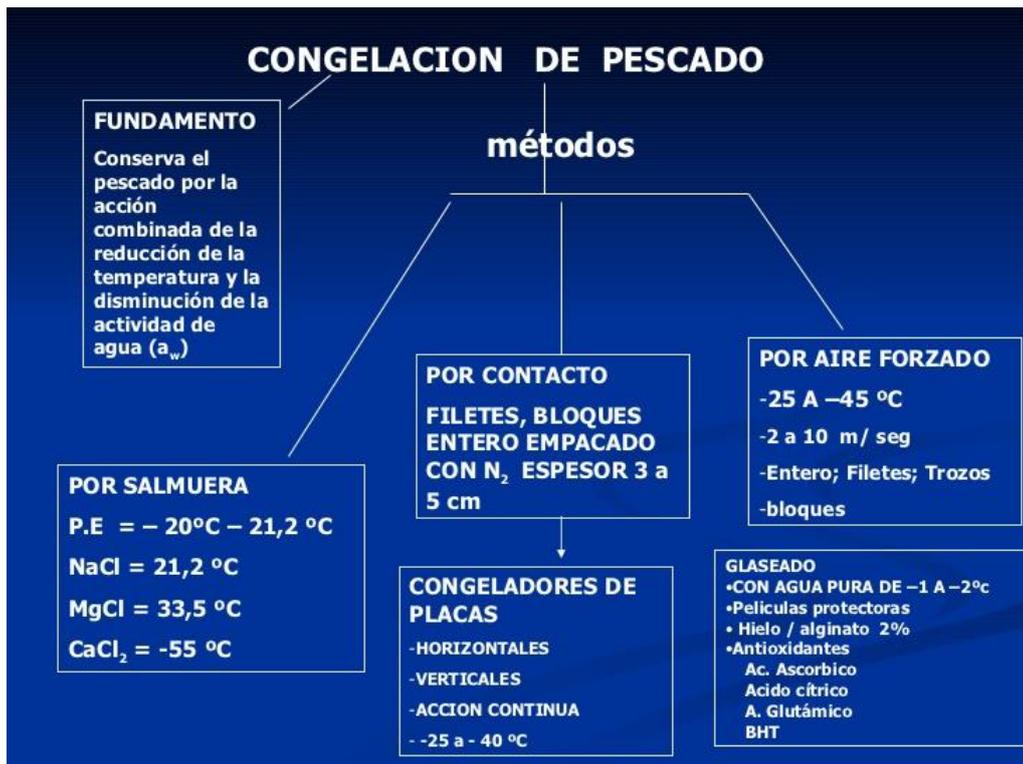


Tabla N°16: Compensación del calor solar en tipos de superficie

Congelamiento de pescado:

Anexo 10



Anexo 11

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

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

Tabla N°17 Entalpía de líquido sub enfriado y vapor sobrecalentado para el amoniaco

Anexo 12

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

R-717, NH₃, Amoníaco

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

Tabla N°18. Propiedades de líquido y vapor saturado para el amoníaco

Anexo 13

R 717 (NH₃)

Capacidad en kW, rango -50 a 0°C

Tipo y capacidad nominal en tons (TR)	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
	2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporación 0°C																
TEA 20-1	2.1	2.9	3.3	3.7	4.1	4.3	4.5	4.8	2.7	3.0	3.3	3.6	4.0	4.2	4.4	
TEA 20-2	4.1	5.6	6.5	7.4	8.1	8.6	9.0	9.3	5.2	6.0	6.8	7.5	8.0	8.3	8.7	
TEA 20-3	5.9	8.3	9.9	11.2	12.1	13.0	13.5	14.0	7.8	9.1	10.1	11.2	12.0	12.6	13.0	
TEA 20-5	10.5	14.1	16.7	18.6	20.2	21.5	22.4	23.3	12.9	15.1	17.1	18.7	20.0	20.8	21.5	
TEA 20-8	15.7	22.1	26.2	29.7	32.0	34.3	36.1	37.2	20.9	24.4	27.9	30.2	31.7	33.1	34.3	
TEA 20-12	24.4	33.1	39.5	44.5	48.3	51.8	54.7	56.4	31.4	36.6	41.9	45.0	47.7	50.0	52.3	
TEA 20-20	40.7	55.0	66.3	74.4	80.9	86.1	90.2	93.7	51.8	60.5	68.6	75.1	79.1	83.3	85.6	
TEA 85-33	69.3	92.8	110	122	134	145	151	157	85.6	101	113	122	134	140	145	
TEA 85-55	114	151	180	204	221	238	250	256	145	169	186	204	221	233	244	
TEA 85-85	180	238	285	320	343	366	384	395	221	256	291	314	337	355	372	
Temperatura de evaporación -10°C																
TEA 20-1		2.2	2.6	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7		2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	2.9	
TEA 20-2		4.3	4.9	5.6	6.2	6.6	6.9	7.1		4.1	4.5	4.9	5.2	5.5	5.6	
TEA 20-3		6.5	7.4	8.5	9.4	10.0	10.4	10.6		6.2	6.9	7.4	7.9	8.3	8.5	
TEA 20-5		11.0	12.9	14.4	15.6	16.5	17.2	17.7		10.1	11.3	12.3	13.1	13.7	14.3	
TEA 20-8		17.4	20.4	22.7	25.0	26.2	27.3	27.9		16.3	18.0	19.8	20.9	22.1	22.7	
TEA 20-12		25.6	30.8	34.9	37.2	39.5	41.9	43.0		25.0	27.9	30.2	31.4	32.6	33.7	
TEA 20-20		44.2	51.2	57.6	61.6	65.7	68.6	72.1		40.7	45.4	49.4	52.3	54.7	57.0	
TEA 85-33		72.1	84.9	94.9	103	109	114	116		68.6	75.0	80.9	85.6	90.2	94.2	
TEA 85-55		116	145	163	174	180	186	192		114	128	140	145	151	157	
TEA 85-85		180	221	244	267	279	291	302		174	192	209	221	233	244	
Temperatura de evaporación -20°C																
TEA 20-1			1.3	1.7	1.9	2.0	2.2	2.3		1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	
TEA 20-2			3.1	3.5	3.8	4.0	4.2	4.4		2.4	2.7	2.8	3.0	3.1	3.3	
TEA 20-3			4.8	5.2	5.7	6.0	6.4	6.6		3.7	4.1	4.3	4.5	4.8	5.0	
TEA 20-5			8.0	8.7	9.4	10.1	10.6	11.0		6.0	6.6	7.1	7.6	7.9	8.3	
TEA 20-8			12.8	14.0	15.1	16.3	16.9	17.4		9.3	10.5	11.0	11.6	12.2	12.8	
TEA 20-12			19.2	20.9	22.7	24.4	26.2	27.3		14.5	15.7	16.9	18.0	19.2	20.4	
TEA 20-20			32.0	35.5	38.4	40.7	43.0	44.8		24.4	26.2	27.9	29.7	31.4	32.6	
TEA 85-33			52.3	58.2	61.6	65.1	68.6	72.1		39.5	43.6	46.5	49.4	51.8	54.1	
TEA 85-55			86.8	96.5	104	110	116	122		66.3	72.1	77.8	81.9	86.1	89.6	
TEA 85-85			134	151	163	174	180	186		104	113	122	128	134	140	
Temperatura de evaporación -30°C																
TEA 20-1																
TEA 20-2																
TEA 20-3																
TEA 20-5																
TEA 20-8																
TEA 20-12																
TEA 20-20																
TEA 85-33																
TEA 85-55																
TEA 85-85																

1) Subenfriamiento Δt = 4K a la entrada de la válvula.

R 717 (NH₃)

Capacidad en kW, rango -20 a +30°C

Tipo y capacidad nominal en tons (TR)	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
	2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporación +30°C																
TEA 20-1	2.6	3.4	3.9	4.3	4.6	4.8	5.0	5.2	2.7	3.4	3.9	4.2	4.5	4.8	5.1	
TEA 20-2	4.7	6.5	7.5	8.1	8.7	9.2	9.6	9.9	4.9	6.6	7.5	8.1	8.7	9.1	9.5	
TEA 20-3	5.6	7.8	9.3	10.4	11.4	12.2	12.9	13.5	5.9	8.0	9.6	10.8	11.7	12.5	13.2	
TEA 20-5	11.6	16.0	19.0	20.9	22.2	23.4	24.5	25.4	12.1	16.5	19.3	20.9	22.2	23.4	24.4	
TEA 20-8	19.9	27.3	31.3	34.4	36.6	38.6	40.3	41.8	20.7	28.1	31.5	34.2	36.5	38.4	40.1	
TEA 20-12	29.1	39.6	45.3	49.2	52.2	55.2	57.7	59.8	30.2	40.2	45.0	48.8	52.0	54.8	57.2	
TEA 20-20	42.9	66.2	74.6	81.1	86.4	90.9	94.8	98.3	50.7	65.9	73.8	80.0	85.2	89.7	93.7	
TEA 85-33	83.0	106	122	133	143	150	158	164	85.0	106	120	132	141	149	156	
TEA 85-55	134	179	205	222	236	248	259	268	137	181	202	219	233	245	256	
TEA 85-85	196	257	297	328	353	374	392	408	200	258	296	326	351	372	390	
Temperatura de evaporación +10°C																
TEA 20-1	2.6	3.3	3.8	4.2	4.4	4.7	4.9	5.0	2.6	3.2	3.7	4.1	4.3	4.6	4.8	
TEA 20-2	5.1	6.6	7.4	8.0	8.6	9.0	9.5	9.9	5.2	6.4	7.2	7.9	8.4	8.9	9.4	
TEA 20-3	6.1	8.3	9.8	11.0	12.0	12.8	13.5	14.1	6.3	8.5	10.0	11.2	12.1	12.9	13.6	
TEA 20-5	12.5	17.0	19.1	20.7	22.0	23.2	24.3	25.2	12.9	16.8	18.7	20.3	21.7	22.9	23.9	
TEA 20-8	21.3	27.8	31.1	33.7	36.0	37.9	39.6	41.2	21.8	27.1	30.3	33.0	35.2	37.2	39.0	
TEA 20-12	30.9	39.5	44.2	47.9	51.1	53.9	56.3	58.5	31.4	38.4	42.9	46.7	49.9	52.7	55.2	
TEA 20-20	51.6	64.5	72.1	78.2	83.4	88.0	92.0	95.6	51.7	62.3	69.8	76.0	81.3	85.9	90.0	
TEA 85-33	84.0	104	118	129	139	147	153	160	82.0	101	114	126	135	143	151	
TEA 85-55	140	178	198	214	228	241	251	261	139	172	192	208	223	235	246	
TEA 85-85	200	255	292	321	346	367	385	401	196	248	285	314	339	360	378	
Temperatura de evaporación -10°C																
TEA 20-1		3.1	3.6	3.9	4.2	4.4	4.6	4.8		2.9	3.2	3.5	3.8	4.0	4.2	
TEA 20-2		6.1	6.9	7.5	8.1	8.6	9.0	9.4		5.4	6.2	6.8	7.3	7.8	8.2	
TEA 20-3		8.5	10.0	11.2	12.1	12.9	13.5	14.1		8.4	9.9	11.0	11.9	12.5	13.0	
TEA 20-5		15.6	17.5	19.1	20.4	21.6	22.7	23.6		13.6	15.4	17.0	18.3	19.4	20.4	
TEA 20-8		24.7	27.8	30.4	32.6	34.6	36.3	37.8		21.0	24.0	26.5	28.6	30.4	32.0	
TEA 20-12		36.9	41.5	45.3	48.6	51.5	54.0	56.3		32.2	36.7	40.4	43.5	46.3	48.7	
TEA 20-20		59.7	67.3	73.6	79.0	83.7	87.9	91.7		56.9	64.6	71.0	76.6	81.4	85.6	
TEA 85-33		97.0	111	122	131	140	147	154		92.0	107	118	128	136	144	
TEA 85-55		165	185	202	216	229	241	251		158	178	196	211	224	235	
TEA 85-85		239	276	306	331	352	371	388		230	267	297	323	345	364	

1) Subenfriamiento Δt = 4K a la entrada de la válvula.

Tabla N°19. Válvulas de expansión termostáticas para amoníaco, tipo TEA

Anexo 14

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN N°1: CUESTIONARIO

Objetivo del instrumento: A continuación, se presenta el siguiente instrumento de evaluación, el cual nos permitirá medir la percepción en la que se encuentra el sistema de refrigeración de la planta de congelado de productos hidrobiológicos Casamar SAC.

N° de ítems

Este instrumento consta de 7 preguntas debidamente enumeradas.

Dirigido a:

Jefe de Mantenimiento Cámaras frigoríficas.

Operador de sala de máquinas.

Anexo 15

Instrumento de evaluación nr.1: Encuesta

Apellidos y nombres:

Fecha:

Escuela de Mecánica eléctrica, facultad de Ingeniería

1; Considera que en la Planta Casamar SAC se realiza un buen proceso de congelamiento de productos hidrobiológicos?

a) Sí b) No

Explicar la razón

2. Considera que es viable aumentar la capacidad de congelamiento de productos hidrobiológicos en Planta Casamar SAC?

a) Sí b) No

Explicar la razón

3. Considera que es posible repotenciar el sistema de congelamiento de productos hidrobiológicos en Planta Casamar SAC, manteniendo el mismo gas refrigerante, NH₃?

a) Sí, b) No

4. Conoce los componentes del sistema de congelamiento que deben ser repotenciados en Planta Casamar SAC?

Sí No

5) ¿Ha recibido capacitación en sistemas de refrigeración por compresión mecánica?

Sí No

6) Considera que los parámetros limitantes de la capacidad de congelamiento de productos hidrobiológicos es adecuado en la Planta Casamar SAC?

Sí No

7) Considera que el mantenimiento preventivo de los equipos del sistema de congelamiento de productos hidrobiológicos es adecuado en la Planta Casamar SAC?

Sí No

Encuestados: -----

Jefe de Mantenimiento Cámaras frigoríficas

Anexo 16

Instrumento nro. 2: Registro de datos de procesos

Instrumentos de evaluación nr.2: Planta de frío CASAMAR SAC SAMANCO					
Proceso:	Compresión del gas refrigerante en compresor frigorífico				
Empresa:	Casamar SAC Samanco Ancash				
Responsable:	Echevarría Atacusi, kenjy Alain				
Objetivo	Determinar presión promedio de gas refrigerante Nh3 a la entrada y a la salida de compresor frigorífico				
Hora	UM	Presiones entrada y salida del NH3 del compresor frigorífico		Fecha	Observaciones
		Entrada	Salida		
1	Bar				
2	Bar				
3	Bar				
4	Bar				
5	Bar				
6	Bar				
7	Bar				
8	Bar				
9	Bar				
10	Bar				
11	Bar				
12	Bar				
13	Bar				
14	Bar				
15	Bar				
16	Bar				
17	Bar				
18	Bar				
19	Bar				
20	Bar				
21	Bar				
22	Bar				
23	Bar				
24	Bar				
Parámetros estadísticos descriptivos					
Media aritmética					
Mediana					
Moda					
Rango					
Varianza					
Variación Pearson					
Desviación estándar					

Anexo 17

Instrumentos de evaluación nr.2: Planta de frío CASAMAR SAC SAMANCO					
Proceso:	Compresión del gas refrigerante en compresor frigorífico				
Empresa:	Casamar SAC Samanco Ancash				
Responsable:	Echevarría Atacusi, kenjy Alain				
Objetivo	Determinar presiones promedio de gas refrigerante NH3 a la entrada y a la salida de condensador frigorífico				
Hora	UM	Presiones entrada y salida del NH3 del condensador frigorífico		Fecha	Observaciones
		Entrada	Salida		
1	Bar				
2	Bar				
3	Bar				
4	Bar				
5	Bar				
6	Bar				
7	Bar				
8	Bar				
9	Bar				
10	Bar				
11	Bar				
12	Bar				
13	Bar				
14	Bar				
15	Bar				
16	Bar				
17	Bar				
18	Bar				
19	Bar				
20	Bar				
21	Bar				
22	Bar				
23	Bar				
24	Bar				
Parámetros estadísticos descriptivos					
Media aritmética					
Mediana					
Moda					
Rango					
Varianza					
Desviación estándar					

Anexo 18

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

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

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

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

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *IPARRAGUIRRE LOZANO ARQUIMEDES*

Profesión: *INGENIERO MECANICO*

Especialidad: *DISEÑO MAQUINAS.*

Arquimedes
 Arquimedes Iparraguirre Lozano
 ING. MECANICO
 R. C.I.P. 73016

Firma del Experto

Anexo 19

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

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

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

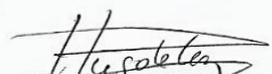
³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: Peláez Chávez, Víctor Hugo

Profesión: Ingeniero Mecánico

Especialidad: Ciencia de los Materiales


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

 Firma del Experto

Anexo 20

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

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

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

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

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Valderrama Campos, Edwin Ronald*

Profesión: *Ingeniero Mecánico*

Especialidad: *Circuitos Temáticos*


 CP: 109077
Firma del Experto

Anexo 21

- Matriz de consistencia del estudio de investigación.

Autor: Echevarría Atacusi, Kenji Alain				
Título: "REPOTENCIACIÓN DEL SISTEMA FRIGORÍFICO DE LA PLANTA DE CONGELADO DE PRODUCTOS HIDROBIOLOGICOS PARA AUMENTAR SU CAPACIDAD DE CARGA Y MEJORAR SU EFICIENCIA EN CASAMAR SAC SAMANCO"				
Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿En qué medida es viable desde el punto de vista técnico y económico la repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar capacidad y eficiencia en Casamar SAC Samanco?	Determinar la viabilidad técnico económica de repotenciar el sistema de congelamiento de pescado de la empresa Casamar SAC, para aumentar su capacidad y rendimiento frigorífico	La repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar capacidad y eficiencia en Casamar SAC Samanco es viable desde el punto de vista técnico y económico	Variable Independiente	1. Tipo de Investigación: Aplicada, pues se busca resolver un problema industrial
			Repotenciación de sistema frigorífico: • Mayor superficie de condensación, m ² • Mayor superficie de evaporación, m ² • Mayor capacidad compresión del gas, kw • Mayor diferencia logarítmica de temperatura, °C	2. Nivel de Investigación: Descriptivo 3. Método: Deductivo 4. Diseño de la Investigación: Flujograma de procedimientos para desarrollar los objetivos específicos y hallar solución al problema de investigación 5. Población: Sistemas de refrigeración para congelamiento de productos hidrobiológicos del Departamento de Ancash 6. Muestra: Sistema de refrigeración para congelamiento de productos hidrobiológicos de Planta Casamar SAC Samanco 7. Técnicas: observación de procesos, mediciones de parámetros industriales
	Objetivos Específicos		Variable Dependiente	8. Instrumentos: Entrevistas, encuestas, registros de datos
	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar las capacidades y eficiencias reales de los componentes del sistema de refrigeración • Determinar los nuevos parámetros de operación para obtener mayor eficiencia frigorífica • Dimensionar las superficies necesarias de intercambio de frío para obtener las capacidades de refrigeración necesarias. • Seleccionar los instrumentos de medida y control de variables de procesos necesario • Realizar el análisis económico: Presupuesto de inversión, beneficios, costos de mantenimiento y de operación nuevos • Realizar el análisis financiero: Determinar los indicadores de Valor actual neto, Tasa interna de retorno, período de retorno de la inversión, que determinen la viabilidad en el tiempo de la inversión en repotenciación del sistema de congelamiento 		Capacidad de enfriamiento aumentada, kw: • Entalpía de gas refrigerante, kJ/kg • Mayor flujo de gas refrigerante, kg/s Mayor eficiencia frigorífica: • Menor potencia de compresión del gas, kw • Mayor calor a fuente fría, kw	