

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA**

ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA



**“SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL
REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL
INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE
DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A.C.”**

Tesis para Optar el Título de Ingeniero en Energía

AUTORES:

Bachiller PAREDES QUISPE, ALDAIR
Bachiller CORDOVA VELASQUEZ, JOEL ANTONY

ASESOR:

Mg. GUEVARA CHINCHAYAN ROBERT

NUEVO CHIMBOTE, MAYO DEL 2015



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA**



**“SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL
REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO
DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE
HIELO LESSER S.A.C”**

Tesis para Optar el Título de Ingeniero en Energía

AUTORES:

Bachiller PAREDES QUISPE, ALDAIR

Bachiller CORDOVA VELASQUEZ, JOEL ANTONY

ASESOR : Mg GUEVARA CHINCHAYAN ROBERT.

NUEVO CHIMBOTE, MAYO DEL 2015



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

Título: "SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A.C"

TESISTAS: Bach. PAREDES QUISPE ALDAIR
Bach. CORDOVA VELASQUEZ JOEL ANTONY

.....
MG. ROBERT GUEVARA CHINCHAYAN

ASESOR



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL EN ENERGIA**

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

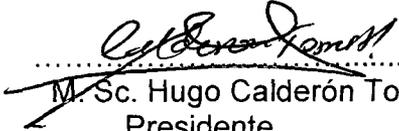
Damos la conformidad del presente Informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.N° 471-2002-CU-R-UNS); titulado:

**TESIS PARA OBTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

Título: "SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A.C"

TESISTAS: Bach. PAREDES QUISPE ALDAIR
Bach. CORDOVA VELASQUEZ JOEL ANTONY

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:


.....
M. Sc. Hugo Calderón Torres
Presidente


.....
Mg. Pedro Paredes Gonzales
Integrante


.....
Mg. Robert Guevara Chinchayán
Integrante

DEDICATORIA

*A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía
En nuestra carrera y por ser la luz en nuestra vida.*

*A mis padres: Mercedes y Eutimio
Por el afecto que me han dado y me siguen brindando,
por su apoyo permanente e incondicional,
desde que decidí hacerme profesional.*

A mi hermano Geyner por su ayuda desinteresada y su apoyo.

*A mi Tía Yolanda por su cariño,
por ese apoyo incondicional y sabios consejos.*

ALDAIR PAREDES QUISPE

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis amigos de la universidad quienes fueron un gran apoyo emocional durante el tiempo en que escribía esta tesis.

A mi padre Máximo Antonio Córdova Domínguez, mi madre Gladys María Velásquez Obregón y mi hermano Jean Marco Córdova Velásquez quienes me apoyaron todo el tiempo.

A mi enamorada y gran amiga Jeniffer Olenka Vega Villegas quien me apoyo y alentó para continuar, cuando parecía que me iba a rendir.

A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía en nuestra carrera y por ser la luz en nuestra vida.

A mis maestros quienes nunca desistieron al enseñarme, aun sin importar que muchas veces no ponía atención en clase, a ellos que continuaron depositando su esperanza en mí.

A todos los que me apoyaron para escribir y concluir esta tesis.

Para ellos es esta dedicatoria de tesis, pues es a ellos a quienes se las debo por su apoyo incondicional.

JOEL CORDOVA VELASQUEZ

RECONOCIMIENTO

A Dios, al darnos la fortaleza, y darnos fuerzas día a día y brindarnos sabiduría para poder culminar nuestra Tesis; y permitirnos lograr nuestras metas.

Al Ing. Robert Fabián Guevara Chinchayan por su don de gran maestro y amigo, así como también por sus enseñanzas durante nuestra estancia en la Universidad Nacional del Santa. Y además por haber aceptado ser nuestro asesor y asumir la dirección del presente trabajo.

A los Profesores de la EAP de Ingeniería en Energía Por el apoyo desinteresado Y sus enseñanzas durante Nuestra vida universitaria.

A nuestros Buenos Amigos, compañeros de jornada de la Escuela de Ingeniería en Energía por los gratos momentos compartidos y la confianza brindada durante mi paso por la universidad.

ALDAIR & JOEL

INDICE

INDICE

RESUMEN

ABSTRACT

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	3
1.3 Descripción del lugar donde se ha realizado el estudio	6
1.4 Justificación	7
1.5 Hipótesis	8
1.6 Objetivos	8
CAPITULO II: MARCO TEORICO	9
2.1 Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor	10
2.2 Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor	29
2.3 Interenfriadores	43
2.4 Carga frigorífica en la generación de hielo en bloques	60
CAPITULO III: MATERIALES Y METODOS	67
3.1 Materiales	68
3.2 Método de Investigación	75
CAPITULO IV: CALCULOS Y DISCUSION DE RESULTADOS	78
4.1 Calculo de la carga térmica en la planta de hielo en bloques	79
4.2 Balance de energía en el sistema de refrigeración	82
4.3 Caracterización del subenfriamiento y del sobrecalentamiento.	84
4.4 Dimensionamiento del interenfriador	90

4.6	Evaluación económica	98
4.7	Discusión de resultados	101
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		103
	Conclusiones	104
	Recomendaciones	105
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		106
ANEXOS		110

LISTA DE FIGURAS

Figura N° 1 Organigrama de la Empresa	6
Figura N° 2 Diagrama P vs h del Ciclo Termodinámico Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor	13
Figura N° 3 Distribución de equipos del Ciclo Termodinámico Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor	14
Figura N° 4 Detalles del Proceso de Compresión en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor	15
Figura N° 5 Recuperador de gases calientes salientes del compresor	17
Figura N° 6 Detalles del Proceso de Compresión en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor	19
Figura N° 7 Efecto del sobrecalentamiento del vapor en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor	23
Figura N° 8 Efecto de la presión en el condensador en un proceso real de Refrigeración	24
Figura N° 9 Efecto de la presión del evaporador en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor	24
Figura N° 10 Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados	25
Figura N° 11 Esquema de Interconexión de Equipos de un Ciclo de Refrigeración por Compresión de vapor	30
Figura N° 12 Regímenes de ebullición en función del salto térmico	31
Figura N° 13 Banco de evaporadores	32
Figura N° 14 Evaporador de placas para refrigeración de agua	33
Figura N° 15 Clasificación de los compresores	34
Figura N° 16 Compresor de Pistones en V	35
Figura N° 17 Compresor de doble Tornillo	36
Figura N° 18 Fases del proceso de disipación de calor en el condensado	38
Figura N° 19 Condensador enfriado por aire en convección forzada	39
Figura N° 20 Válvula termostática de accionamiento mecánico	40

Figura N° 21 Efecto del Tanque de Expansión en el efecto refrigerante en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor	42
Figura N° 22 Intercambiador de calor de coraza y tubos 1-2	45
Figura N° 23 Intercambiador de calor de placas	47
Figura N° 24 Disposición en paralelo	48
Figura N° 25 Disposición en contracorriente	48
Figura N° 26 Disposición cruzada	49
Figura N° 27 Disposición de los haces tubulares	50
Figura N° 28 Placas de Impacto	53
Figura N° 29 Esquema de un Intercambiador de tubo y coraza con deflector longitudinal	54
Figura N° 30 Límites de temperatura	55
Figura N° 31 Distribución de equipos Ciclo Real de Compresión de Vapor con Interenfriador	56
Figura N° 32 Disposición de temperaturas entre dos fluidos	57
Figura N° 33 Configuración de Planta de Hielo en Bloque	61
Figura N° 34 Perfil de temperaturas para la generación de hielo en bloque	62
Figura N° 35 Medidor de Flujo Ultrasonido PCE-TDS 100H	72
Figura N° 36 Medidor de Temperatura sin contacto Slim Flash	72
Figura N° 37 Entorno del Coolpack	73
Figura N° 38 Entorno del Excel	74
Figura N° 39 Compresor MYCOM N8WBHF	75
Figura N° 40 Agitador con Motor de 10 HP.	76
Figura N° 41 Algoritmo de Metodología de Cálculo	77
Figura N° 42 Moldes de generación de hielo	79
Figura N° 43 Intercambio de flujos en el Interenfriador	84
Figura N° 44 Determinación de la Temperatura T_a	86
Figura N° 45 Incremento del COP en función de la Temperatura final del fluido proveniente del evaporador	89

Figura N° 46 Mejora porcentual del COP en función de la Temperatura final del fluido proveniente del evaporador	89
Figura N° 47 Disposición del Banco de Tubos en tresbolillo	90
Figura N° 48 Factores de Corrección para disposición 1-2	91
Figura N° 49 Resistencias presentes en el diseño	95

LISTA DE CUADROS

Cuadro N° 1 Materiales de los evaporadores	22
Cuadro N° 2 Constantes C y m para flujo contracorriente	58
Cuadro N° 3 Principales propiedades del amoniaco	69
Cuadro N° 4 Características Técnicas del medidor Ultrasonido PCE-TDS 100H	71
Cuadro N° 5 Características Técnicas del Medidor de Temperatura Slim Flash	72
Cuadro N° 6 Planta de Hielo en Bloques	74
Cuadro N° 7 Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica	82
Cuadro N° 8 Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de Vapor	82
Cuadro N° 9 Temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor	88
Cuadro N° 10 Indicadores del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor para cada caso	88
Cuadro N° 11 Reducción de la Tarifa de Energía Eléctrica	98
Cuadro N° 12 Presupuesto Analítico	99
Cuadro N° 13 Indicadores de Rentabilidad	100

RESUMEN

El Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor es el más utilizado en el sector industrial y de servicios para la obtención de una temperatura baja, tal es el caso de la generación de hielo en bloques.

El Coeficiente de Performance evalúa el grado de generación de frío (efecto refrigerante) con la potencia mecánica del compresor que impulsa al fluido refrigerante, Amoniaco o R-717, desde la presión de baja a la presión de alta del sistema. El coeficiente de performance para nuestro caso es de 3.24, limitado por una temperatura mínima en el tanque de salmuera de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, generándose el hielo a $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En el presente informe se determina la influencia de subenfriar el fluido refrigerante en estado líquido saturado saliente del condensador, el cual cruza flujos de energía dentro de un interenfriador con el fluido refrigerante en estado de vapor saturado saliente del evaporador, obteniéndose un valor del coeficiente de performance de 3.86, con un incremento del 14 %.

La determinación del interenfriador está limitada por el valor de la temperatura del tanque de salmuera, el cual no puede ser menor a la temperatura final del fluido refrigerante proveniente del evaporador.

PALABRA CLAVE: Subenfriamiento y Sobrecalentamiento del Ciclo de Refrigeración

ABSTRACT

Cycle Vapor Compression Refrigeration is the most widely used in the industrial and service sectors to obtain a low temperature, as in the case of the generation of block ice .

The Coefficient of Performance assesses the degree of cold generation (cooling effect) with the mechanical power that drives the compressor refrigerant fluid ammonia or R-717 , from the pressure of the low pressure system can . The coefficient of performance for this case is 3.24 , limited by a temperature in the brine tank at -5°C , ice generating -3°C .

In this report the influence of subcooling is determined by the refrigerant in liquid state projection saturated condenser , which crosses energy flows within an intercooler with the refrigerant in the evaporator outgoing state saturated steam, yielding a coefficient of performance of 3.86 , an increase of 14%.

Determining the intercooler is limited by the value of the temperature of the brine tank , which can not be less than the final temperature of refrigerant fluid from the evaporator.

KEYWORD: Subcooling and superheat Refrigeration Cycle

CAPITULO I
INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

Como consecuencia de la diversidad de tecnologías involucradas en las instalaciones de refrigeración se requiere resaltar una multitud de aspectos. Análisis en cuanto a la selección de refrigerantes, los circuitos frigoríficos según aplicación, la influencia del tipo de control de la instalación así como la monitorización, los principios básicos termodinámicos de ahorro de energía que pese a la sencillez de algunos tienen una incidencia directa muy significativa en la reducción del consumo.

En primer lugar se debe indicar que en un circuito frigorífico para producir frío, transportar calor de una fuente fría a un punto o sumidero de calor a mayor temperatura, es necesario consumir energía, con un coste económico asociado. Se debe diferenciar entre ahorro económico y ahorro energético, los cuales, no siempre van unidos.

Las ingenierías, seleccionan y realizan un diseño de la instalación. Una buena concepción de la instalación frigorífica considerando el aporte mínimo de calor exterior (materiales empleados en la construcción, color en las paredes y techos, situación, orientación (norte), cerramientos y falsos techos), reducción de pérdidas por transporte frigorífico (situación de la sala de máquinas, agrupaciones de cámaras y servicios), agrupaciones por temperaturas de servicios, utilización del calor residual de condensadores para fines positivos (recuperación de calor, agua caliente sanitaria, calefacción de suelos, desescarche por gas caliente), selección y diseño de la instalación para ahorrar energía, (sistema de refrigeración, refrigerante utilizado, refrigeración directa, evaporadores secos e inundados, refrigeración indirecta, agua / glicoles / hielo fluido, compresores para el circuito frigorífico, circuitos independientes, multicircuitos, centrales de compresores-Booster, economizadores, evaporadores, intercambiadores de placas, sistema de condensación, aire, agua, torre, evaporativo, gestión y control, desescarche, etc.).

El ahorro en instalaciones frigoríficas trata de los métodos que las distintas tecnologías nos aportan para producir una cantidad de frío con el menor gasto posible. También trata de utilizar los residuos energéticos que se generan y que hay que eliminar como subproductos útiles, como por ejemplo con la utilización del calor de condensación para obtener agua caliente sanitaria.

Desde el año 2012 la Empresa Leseer SAC entro en el mercado de producción y comercialización de hielo en bloques, operando con Refrigerante R-717 o Amoniac como refrigerante manteniéndose en temperaturas de 35°C y -15°C en el condensador y el evaporador respectivamente, con un grupo de 8 empresas en la localidad con las cuales se disputa el mercado de abastecimiento de hielo. Debido a que todas las empresas cuentan con un similar sistema de refrigeración. Así mismo se tiene una corriente fría saliente del evaporador hacia el compresor, y una corriente caliente del mismo refrigerante saliente del condensador, conociendo esto surge la posibilidad de cruzar ambas corrientes a diversas temperaturas, y según esto determinar cuál es su relación con el incremento del coeficiente de performance.

Para esto formulamos el siguiente problema:

¿EN CUANTO SE INCREMENTA EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER-SAC, MEDIANTE EL SUBENFRIAMIENTO Y SOBREAUMENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-717?

1.2 ANTECEDENTES:

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedente al presente informe de tesis:

CAM RODRIGUEZ Juan Carlos. (1978) En su Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista. Expresa lo siguiente: Las condiciones de presión y temperatura son preponderantes para el adecuado funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Las condiciones de alta presión están condicionadas por la mínima temperatura en el condensador. Así mismo las condiciones de baja presión del ciclo están condicionadas a la temperatura del evaporador. El diseño de los componentes restantes están limitados por ambos focos de temperatura.

CARRANZA de la Cruz, Kevin. (2011). En su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía concluye: De acuerdo a los cálculos realizados, el refrigerante a utilizar es el amoniac quien al pasar por los evaporadores absorbe el calor del agua de la salmuera en donde se sumerge los depósitos de agua a congelar , determinándose

que es necesario instalar termosifones ,equipos adicionales , ya si mismo tender un adecuado manejo de la presión del evaporador para obtener el punto óptimo de operación para el dimensionamiento de la planta de congelado y mejorar el coeficiente de performance.

CHRISTIE, Jhon (2011). En si Informe técnico sobre Subcooling Liquid Refrigerant 12 in a Vapor Compression Refrigeration System with a Liquid-Vapor Heat Exchanger , concluye lo siguiente : El subenfriamiento del refrigerante líquido en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor aumenta la capacidad del sistema. El propósito de esta tesis es relacionar las características teóricas y experimentales de rendimiento a un método de subenfriamiento de refrigerante 12, el uso de un intercambiador de calor líquido-vapor. Los valores teóricos y experimentales de coeficiente de rendimiento del sistema y la potencia por tonelada se encuentran a varias presiones de evaporación para un sistema con y sin un intercambiador de calor líquido-vapor. El rendimiento teórico de un sistema con una presión de evaporación de 26 psia y una presión de condensación de 110 psia se encuentra para las variaciones en la efectividad del intercambiador de calor entre 0 y 1.

JARA Ponte, David. (2013). En su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía concluye: El Ciclo de refrigeración por compresión de vapor de bloque opera con temperaturas de -25 , -15 y -5 °C respectivamente (evaporador, agua de salmuera y hielo generado) , siendo sus parámetros característicos los siguientes : Efecto refrigerante igual a 96.18 KW , Potencia del Compresor igual a 47.57 KW , Potencia calorífica de rechazo de 143.73 kW , flujo másico de refrigerante R-404A igual a 1.062 kg/sg y un valor del COP de 2.02, siendo este último parámetro un indicador con el cual se determina que el sistema es ineficiente, siendo el valor mínimo ideal del COP igual a 3. Se realizó una nueva distribución de las temperaturas en la Cámara frigorífica de -5°C en la cámara frigorífica y -15°C en el evaporador ,operando el Ciclo de refrigeración por compresión de vapor con Refrigerante R-717 , obteniendo nuevos valores característicos siéndolos siguientes: COP igual a 3.45 , con un porcentaje de mejora de 43.75 % , Potencia del Compresor igual a 3.4 KW con un

porcentaje de mejora del orden de 30.61% y con una Potencia calorífica de rechazo de 15.06 KW con un porcentaje de mejora de 9.33 %.

MARIGNY Johan (2011). En su tesis para optar el título de Magister en Ciencias concluye: Cuando hay sub- enfriamiento, la condensación y la diferencia de entalpía de evaporación se incrementa en el evaporador, tal que permite que el sistema de refrigeración opere con un flujo de masa inferior. Debido a este flujo de masa inferior, se necesita menos potencia eléctrica para hacer funcionar el compresor. Sin embargo, un flujo de masa menor conduce también a una disminución de calor que puede ser potencialmente recuperado por un de- sobrecalentador . La diferencia de entalpía en el subenfriamiento puede ir incrementándose, así como también la entalpía en el sobrecalentador, pero debe existir un límite en el cual un sistema de subenfriamiento y sobrecalentamiento se hace viable técnicamente.

VEGA Iriarte, Luis Alberto (2011). En su tesis para optar el título de Magister en estudios amazónicos concluye: El sistema de generación de frío opera bajo el principio del ciclo de refrigeración, conformado por: Unidad compresora, condensador enfriado por aire, difusor (evaporador) para operatividad en inmersión (el cual estará en contacto directo con la leche), motor reductor con aspa para agitación del fluido a enfriar, amén de la tubería y válvulas. Sistema de conservación: Sistema de conservación de frío, compuesto por un tanque isótermo, con capacidad para 40 L, de doble camisa y aislado en poliuretano, tanque y sistema de enfriado que marca la diferencia competitiva con los convencionalmente encontrados en el mercado, cuya capacidad mínima de almacenamiento es de 580 L.

ZEGARRA Reveggino, Diego. (2010). En su tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico concluye: El sistema propuesto está compuesto por varios subsistemas. El proceso se inicia con el ingreso de agua a un tanque elevado de almacenamiento y luego desciende hasta al productor a través de tuberías. Luego el agua es rociada por medio de orificios sobre la superficie interna de un cilindro refrigerado externamente. Posteriormente, conforme va descendiendo se forma la capa de hielo

que es raspada continuamente empleando una cuchilla. Finalmente el hielo raspado sale del productor hacia la cámara para enfriar el producto de la pesca.

1.3 DESCRIPCIÓN DEL LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO.

a. DATOS MARCO :

El presente proyecto se desarrollara en las Instalaciones de la Planta de Hielo Lesser S.A.C ubicada en Av. Los Pescadores s/n Zona Industrial del 27 de Octubre Mz. B Lote 2Z. Distrito de Chimbote. Provincia de Santa. Departamento de Ancash.

Esta empresa está dedicada desde agosto del año 2012 a la generación de hielo en bloque con una capacidad de 20 TM/día, utilizando como refrigerante el Amoniaco o R-717 a través de un ciclo termodinámico por refrigeración por compresión de vapor ciclo simple, con un Compresor MYCOM de tornillo como unidad de consumo de energía.

b. ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA:

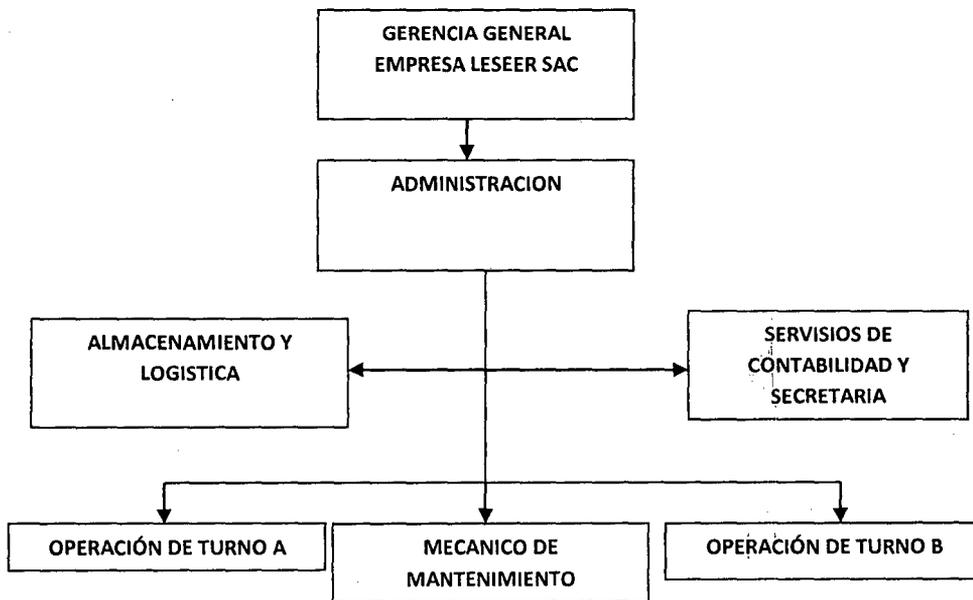


Figura N° 1 Organigrama de la Empresa

Fuente: Administración de Planta

1.4 JUSTIFICACIÓN

La necesidad de encontrar una mejora en el Coeficiente de Performance de la la Planta de Generación de Hielo en bloques de la Empresa Lesser SAC muestra la siguiente importancia:

- Es importante porque nos permitirá determinar la influencia de la instalación de un interenfriador para recuperar el calor remanente del vapor sobrecalentado y liquido subenfriado de dos corrientes de amoniaco de un mismo circuito refrigerante. De esta manera la aplicación de tecnologías limpias aprovechando los conceptos de ahorro de energía y una adecuada dispocison de equipos.
- Permitirá incrementar las ganancias de la Empresa en función de que el incremento del COP, permitirá incrementar el valor del Efecto Refrigerante, con una posibilidad de producir al mismo ritmo productivo, con una mayor velocidad debido a la mayor capacidad frigorífica en los evaporadores, o en su defecto reducir los costos por consumo de energía eléctrica, es reducirse el consumo de este en el compresor del refrigerante.
- La Empresa espera que la incentivación económica fomente el ahorro energético tanto desde la óptica de fomentar nuevas técnicas y tecnologías que aprovechen mejor la energía, sin embargo mientras no lleguen penalizaciones importantes por el despilfarro de energía de forma innecesaria, no se tomaran medidas reales. Para las empresas es mucho más importante, incrementar su participación energética con el despilfarro, para que cuando llegue la legislación punitiva poder disponer de más cuota eléctrica, para poder ahorrar y crecer con el ahorro conseguido. El ahorro energético por despilfarrar mucho se convierte en posibilidad de crecimiento futuro.
- La Instalación de interenfriador aprovechando el sobrecalentamiento y el subenfriamiento del amoniaco (R-717) servirá de modelo para que otras empresas apliquen tecnologías apropiadas para mejorar el COP, lo que a futuro puede ser la instalación de refrigeración por compresión de vapor con compresión múltiple y con interenfriador de contacto y de mezcla.

1.5 HIPÓTESIS:

Se plantea la siguiente hipótesis: "EL SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-717 INCREMENTA EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER-SAC EN UN 10%."

1.6 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL

- Determinar la relación existente entre el subenfriamiento y el sobrecalentamiento del Refrigerante R-717 y el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser –SAC

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar el valor del coeficiente de performance actual de la Fábrica de Hielo Lesser-SAC en función a un balance de energía en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Determinar los valores de temperatura de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-717 que permitan un incremento del coeficiente de performance.
- Establecer las condiciones de operación de los componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor al subenfriar y sobrecalentar el refrigerante R-717.
- Dimensionar las características del equipo térmico del subenfriador y sobrecalentador de refrigerante R-717.
- Establecer la relación entre el subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-717 y el incremento del coeficiente de performance

CAPITULO II:
MARCO TEORICO

2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

2.1.1 GENERALIDADES:

En el Área tecnológica, la refrigeración se define como un método no natural de producir frío en un ambiente determinado. La utilización del frío es un proceso conocido ya desde muy antiguo; en el siglo XII los chinos utilizaban mezclas de salitre con el fin de enfriar agua; los árabes en el siglo XIII utilizaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas; en los siglos XVI y XVII, investigadores y autores como Boyle, Faraday (con sus experimentos sobre la vaporización del amoníaco) etc, hacen los primeros intentos prácticos de producción de

Frío

En 1834, Perkins desarrolla su patente de máquina frigorífica de compresión de éter y en 1835 Thilorier fabrica nieve carbónica por expansión; Tellier construyó la primera máquina de compresión con fines comerciales, Pictet desarrolla una máquina de compresión de anhídrido sulfuroso, Linde otra de amoníaco, Linde y Windhausen la de anhídrido carbónico, Vincent la de cloruro de metilo, etc. Un capítulo aparte merece Carré, propulsor de la máquina frigorífica de absorción y Le Blanc-Cullen-Leslie la de eyección.

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador.

La finalidad básica de la refrigeración es mantener la temperatura de un determinado ambiente a temperaturas inferiores al valor de la temperatura ambiental, con un valor constante y sostenido.

Dentro de sus aplicaciones tenemos:

- Conservación de productos hidrobiológicos en cámaras frigoríficas.
- Túneles de congelamiento.
- Producción de hielo.
- Dispensadores de productos.
- Procesos de licuefacción.
- Generación de agua fría.
- Sistemas de aire acondicionado.

En la práctica cotidiana el calor fluye desde una zona de alta temperatura a una de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo. El proceso inverso no sucede por si solo (principio de la segunda ley de la termodinámica), para lograr transferir calor desde una zona de baja temperatura a una de alta sin violar la segunda ley requiere de dispositivos especiales conocidos como refrigeradores. Para lo cual el fluido refrigerante actúa como elemento caloportador para este proceso.

Para efectos de cálculos en los sistemas de refrigeración se definen los términos de calor latente y calor sensible. El calor sensible es aquel que recibe un cuerpo o un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado. En general, se ha observado experimentalmente que la cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico. Mientras que el calor latente es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización). Se debe tener en cuenta que esta energía en forma de calor se invierte para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura. Desde la antigüedad se usaba la expresión calor latente para referirse al calor de fusión o de vaporización.

Para poder cuantificar los sistemas de refrigeración y compararlos uno de otro en función a su capacidad de generación de frío, según el sistema internacional de unidades, se hace uso de la Tonelada de Refrigeración (TON), la cual equivale a la cantidad de calor que absorbe una tonelada corta de hielo a 0°C para descongelarse en un periodo de 24 horas. Este calor de fusión es el calor latente del agua, para pasar del estado sólido al estado líquido.

Una tonelada corta (medida del sistema inglés) equivale a 907.2 kg de agua o 0.907 toneladas métricas, y el calor latente de fusión del hielo a 0°C es 334,940 J/kg (80 cal/gr). Todo este calor se da en un periodo de 24 horas. Por lo tanto:

$$1 \text{ Ton} = 3.52 \text{ kW}$$

2.1.2 CICLO TEORICO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

En el ciclo de refrigeración ideal, en los balances de energía del equipo se desprecian cualquier pérdida o ganancia de calor en las tuberías, considerando que los únicos

intercambios de calor que se producen en el sistema, ocurren en el evaporador y en el condensador, a pesar de que se conoce que el fluido refrigerante presenta una temperatura diferente a la de las tuberías y que esto necesariamente produciría un intercambio de calor. En cuanto a la presión las pérdidas por fricción en el sistema son completamente despreciables, debido a que las presiones entre los recorridos de las tuberías no varían significativamente. En el equipo se observan que existen 2 zonas de presión, una de presión alta entre el compresor y la entrada de la válvula y la otra de presión baja que se encontró entre la salida de la válvula y la entrada del compresor.

Los procesos son los siguientes:

- Proceso 1-2: Proceso de compresión adiabático y reversible del gas refrigerante a entropía constante, en el cual desde la presión de baja el refrigerante se comprime incrementando su presión y temperatura y reduciendo su volumen específico, desde el estado de vapor saturado al estado de vapor sobrecalentado. Este se realiza adicionando trabajo mecánico al sistema, el cual es un compresor, que puede ser del tipo recíprocante, tornillo o hermético. En este proceso se entrega trabajo mecánico al compresor para impulsar al refrigerante; esto implica el consumo de energía eléctrica.
- Proceso 2-3: El gas refrigerante en estado de vapor sobrecalentado cede calor sensible y calor latente en un proceso isobárico dentro del condensador, actuando a la presión de alta del sistema. La cesión de calor se realiza a través de un proceso de transferencia de calor con el medio externo al sistema de refrigeración, por medio de convección natural para sistemas pequeños, por intercambio de calor de forma indirecta con agua y aire en un sistema forzado. Este proceso se conoce como Calor de rechazo, y se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado condensador evaporativo.
- Proceso 3-4: Dentro de la válvula de expansión el gas refrigerante cambia de presión, reduciéndose este el valor de la presión de baja del ciclo. El proceso se inicia con el refrigerante en el estado de líquido saturado, posteriormente se expande en un proceso a entalpía constante, sin intercambio de calor, ni cesión o suministro de trabajo mecánico.

- Proceso 4-1: El refrigerante en el estado de vapor húmedo y a la presión de baja, absorbe el calor de la carga a refrigerar ebulle hasta su punto de saturación. El refrigerante absorbe el calor contenido en la carga a refrigerar reduciéndole su temperatura y así mismo manteniéndola en esas condiciones. Este proceso se realiza a presión constante, alcanzando el refrigerante finalmente el estado de vapor saturado, condiciones en las cuales se inicia el proceso de compresión. Se procesó se conoce como Efecto Refrigerante, y cuando más alto su valor numérico, el ciclo refrigerante es más eficiente. El proceso se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado evaporador.

En la figura siguiente se presenta el diagrama presión y entalpia del ciclo termodinámico ideal del sistema de refrigeración por compresión de vapor y así mismo el sistema básico de distribución de equipos:

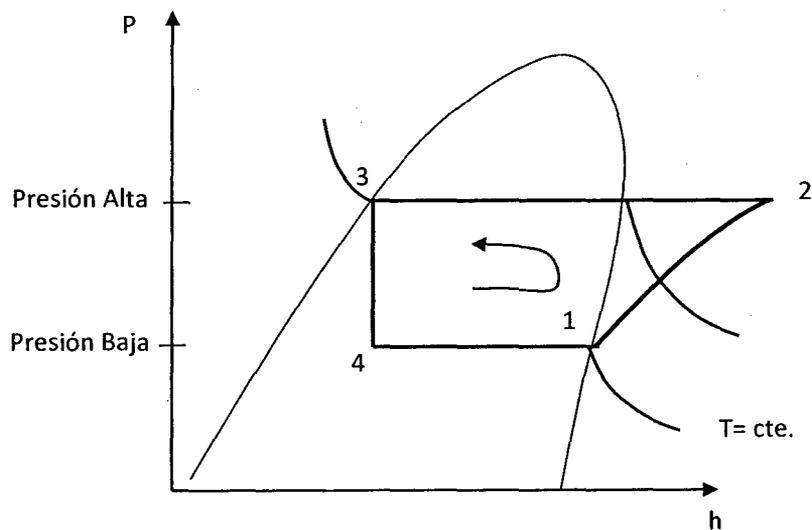


Figura N° 2 Diagrama P vs h del Ciclo Termodinámico Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

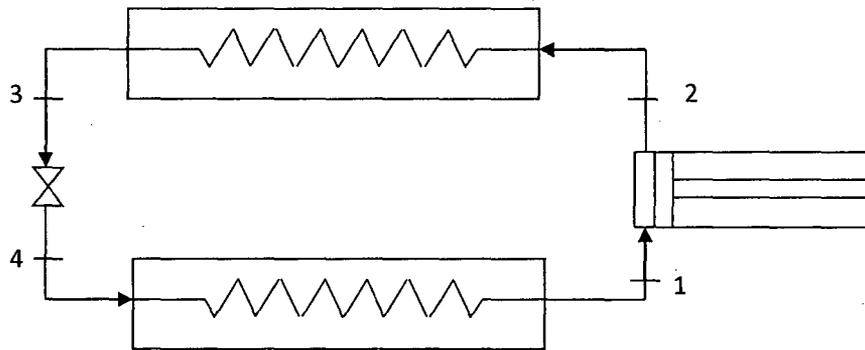


Figura N° 3 Distribución de equipos del Ciclo Termodinámico Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

2.1.3 CICLO REAL DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

Las Irreversibilidades de los procesos, afectan sustancialmente al ciclo de refrigeración por compresión de vapor en los siguientes aspectos:

a) PROCESO DE COMPRESION:

Se tiene las siguientes diferencias:

- Sobrecalentamiento del vapor en las tuberías de succión del compresor.(1-a)
- Laminación en la válvula de aspiración (proceso 1-b), como consecuencia del estrangulamiento provocado.
- Rendimiento volumétrico del compresor inferior a la unidad, como consecuencia de la estrangulación en la válvula. El valor de este rendimiento depende de la configuración del compresor. En el caso de volumétrico y alternativo, se expresa en función de su carrera S , su diámetro D , el número de cilindros z y el régimen de giro N .
- Sobrecalentamiento del vapor al entrar en contacto con las paredes calientes del cilindro (proceso b-c).
- Compresión no adiabática ni reversible, y por tanto tampoco isoentrópica, caracterizada por un rendimiento isoentrópico distinto a la unidad, no necesariamente inferior (proceso c-d). El rendimiento isoentrópico del compresor es el cociente entre el incremento de entalpía que sería necesario aportar al vapor refrigerante en el caso isoentrópico y el que es necesario aportar realmente.

- Laminación en la válvula de escape (proceso d-2), como consecuencia del estrangulamiento provocado.
- Enfriamiento en las tuberías de conexión al condensador (proceso 2-e)

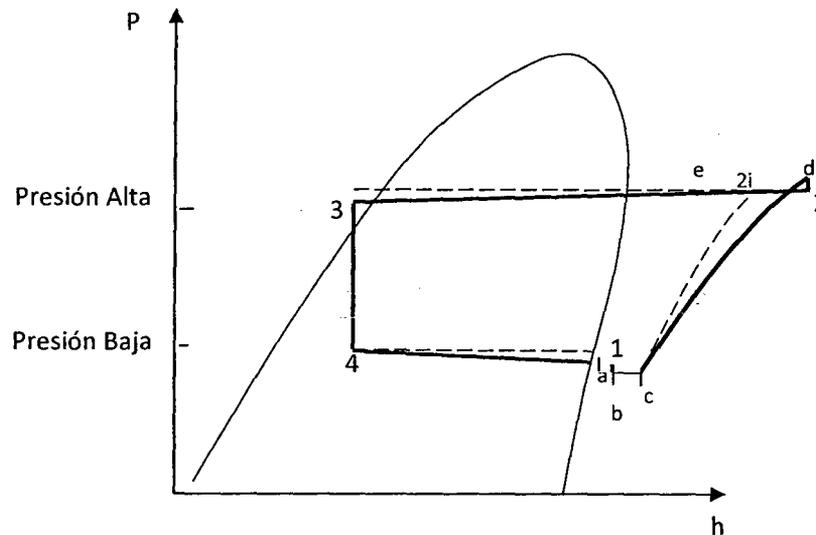


Figura N° 4 Detalles del Proceso de Compresión en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

b) PROCESO DE ABSORCIÓN DE CALOR EN EL EVAPORADOR:

Durante el proceso de absorción de calor que tiene lugar en el evaporador, las principales diferencias con el ciclo teórico de compresión, o aspectos asociados a la instalación real que no se reflejan en el ciclo teórico, son:

- Salto de temperaturas entre el objetivo de refrigeración (aire de un recinto, fluido circulante, etc.) y el refrigerante, de manera que el calor cedido desde el primero al segundo se puede también expresar en función de la diferencia de temperaturas logarítmica media entre ambos, el coeficiente global de transmisión de calor y la superficie de intercambio de calor.
- Estos saltos suelen ser de nuevo de entre 5 y 7 °C cuando el objetivo de refrigeración es otro líquido (fluido frigorífero), y algo mayores, aunque dependiendo mucho de la

humedad, cuando es aire de un recinto. Estos saltos conducen a dimensiones del evaporador finitas y a un proceso de cesión de calor irreversible.

- Sobrecalentamiento del vapor en la parte final del evaporador, o en las tuberías que conectan el evaporador con el compresor. Este efecto está limitado por la temperatura del fluido objetivo de refrigeración, siempre y cuando el evaporador o las tuberías donde ocurre estén en contacto con dicho fluido, pero el refrigerante puede sobrecalentarse más allá de dicha temperatura si las tuberías de conexión con el compresor (ya fuera del contacto con el objetivo) son largas o están mal aisladas, ya que la temperatura ambiental que las rodea es más elevada. Al sobrecalentamiento debido al intercambio de calor con el objetivo se le denomina sobrecalentamiento útil, mientras que el provocado por el intercambio con el ambiente exterior no es útil. El sobrecalentamiento es necesario porque asegura ausencia de líquido en el compresor, pero un exceso de sobrecalentamiento tiene consecuencias negativas: a) eleva la temperatura a la salida del compresor, lo que puede ocasionar problemas de descomposición del lubricante del compresor, b) disminuye el gasto másico entrante en el compresor, al aumentar el volumen específico del refrigerante y c) reduce el gradiente térmico y por tanto la capacidad de absorción o cesión de calor para una superficie de transmisión determinada, por lo que disminuye la eficacia del ciclo, particularmente si el recalentamiento no es útil, caso en que ni siquiera debe incluirse en el numerador de la eficacia
- Deslizamiento térmico provocado por la variación de la temperatura de saturación (y por tanto de la presión) en el caso de mezclas no azeótropas. En este caso los componentes menos volátiles de la mezcla evaporan a más temperatura y con un cierto retraso con respecto a los más volátiles, provocando una ligera elevación de la temperatura y presión (efecto que se contrapone al de las pérdidas de carga).
- Pérdidas de presión a lo largo del evaporador. Esto hace que la presión más baja del ciclo tenga lugar a la entrada del compresor, siendo algo mayor a la entrada del evaporador. También se cuantifican a través de un coeficiente de pérdidas de presión, que representa el porcentaje de presión perdida en el evaporador. Si se desean

mantener las temperaturas de trabajo, estas pérdidas, junto a las ya mencionadas en el condensador, conducen a la necesidad de aumentar la relación de compresión en el compresor, por lo que también tienen un efecto negativo sobre la eficacia.

c) PROCESO DE CESION DE CALOR EN EL CONDENSADOR:

Durante el proceso de cesión de calor que tiene lugar en el condensador, las principales diferencias con el ciclo teórico de compresión, o aspectos asociados a la instalación real que no se reflejan en el ciclo teórico, son:

- Incremento de temperaturas del agente externo (identificado con el subíndice a), como consecuencia de recoger el calor que le cede el refrigerante. Si como es habitual, el agente externo es agua líquida o aire, y despreciando en ambos casos la variación del calor específico a presión constante con la temperatura, el calor cedido desde el refrigerante se puede expresar en función de dicha reducción de temperaturas.

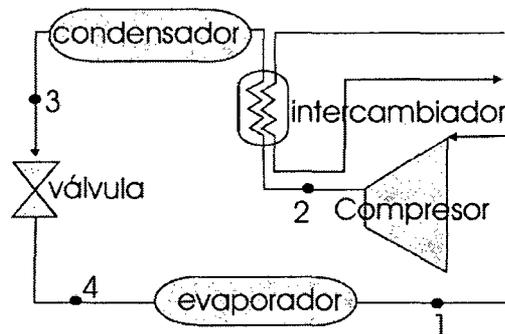


Figura N° 5 Recuperador de gases calientes salientes del compresor

Fuente: Frio Industrial (Octavio Armas)

- Salto de temperaturas entre el refrigerante y el agente externo, tal como se esquematiza en el diagrama presión y entalpía de la figura n°5. El calor cedido desde el refrigerante hasta el agente se puede también expresar en función de la diferencia de temperaturas logarítmica media entre ambos, el coeficiente global de transmisión de calor, U , y la superficie de intercambio de calor, A .

Estas diferencias de temperatura medias suelen ser de entre 5 y 7 °C cuando el agente externo es agua, y se elevan a entre 10 y 15 °C cuando es aire, aun siendo habitual que la circulación de éste sea forzada por un ventilador. Tales saltos hacen posible que las dimensiones del condensador sean finitas y provocan que el proceso de cesión de calor

sea irreversible. A lo largo del proceso de cesión de calor, los máximos saltos térmicos tienen lugar a la salida del compresor, por lo que en ocasiones, éstos se aprovechan mediante un intercambiador de recuperación de gases calientes. Este intercambiador suele ser de placas y la energía recuperada se emplea para producir agua caliente sanitaria.

- Subenfriamiento del líquido en la parte final del condensador. Este efecto está limitado por la temperatura del agente externo, ya que nunca el refrigerante puede enfriarse más que el agente que provoca su enfriamiento, pero es beneficioso por dos razones: Primero, porque disminuye el título a la entrada del evaporador, haciendo posible un incremento del calor absorbido en el evaporador, y por tanto de la eficacia. Segundo, porque permite un funcionamiento más estable de la válvula de expansión, al ser monofásico el flujo que circula por ella.
- Pérdidas de presión a lo largo del condensador, que son proporcionales al cuadrado de la velocidad de circulación, y por tanto del caudal, del refrigerante. Provocan que la presión más alta del ciclo tenga lugar a la salida del compresor, siendo algo menor a la salida del condensador. Se cuantifican a través del coeficiente de pérdidas de presión, que representa el porcentaje de presión perdida a lo largo del condensador.
- Deslizamiento térmico provocado por la variación de la temperatura de saturación (y por tanto de la presión) cuando el refrigerante es una mezcla no azeótropa. En este caso los componentes más volátiles de la mezcla condensan a menor temperatura y con un cierto retraso con respecto a los menos volátiles, provocando una ligera caída de la temperatura y presión (efecto que se superpone al de las pérdidas de carga).
- Consumos energéticos adicionales al trabajo consumido por el compresor, debidos a la bomba que hace posible la circulación del agua que actúa como agente externo disipador de calor, o en el caso de que dicho agente sea aire, debidos al ventilador que provoca la circulación forzada del mismo. Estos consumos habría que añadirlos en el conjunto de consumos energéticos que figuran en el denominador de la eficacia. Finalmente, el calor cedido total también puede expresarse en función de las entalpías del refrigerante a la salida del compresor y a la entrada de la válvula de expansión.

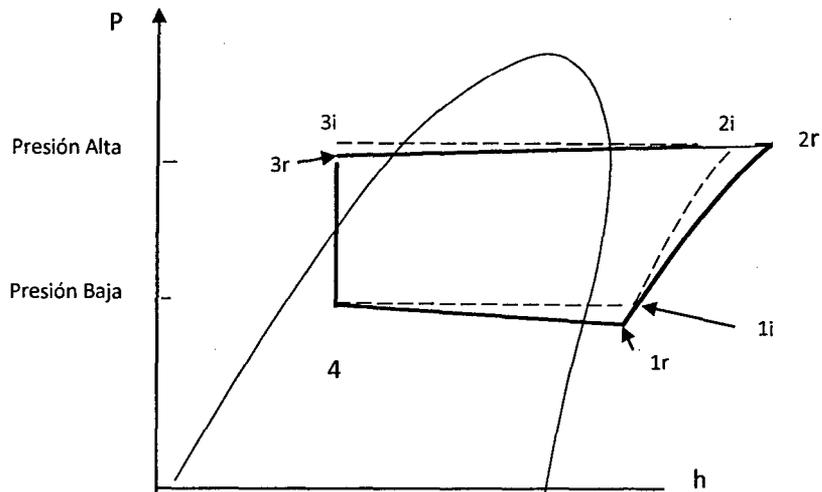


Figura N° 6 Detalles del Proceso de Compresión en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

2.1.4 INDICADORES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

- a) **EFFECTO REFRIGERANTE:** Mide la capacidad que tiene un refrigerante para absorber calor de un sistema, desde que ingresa al evaporador en el estado de mezcla bifásica (vapor húmedo) hasta al alcanzar el estado de vapor saturado. El efecto de refrigeración se resume como la diferencia entre el calor que contiene la mezcla (vapor + líquido) y el calor contenido en el vapor después de pasar por el evaporador. Se evalúa en función de la siguiente ecuación:

$$ER = \dot{m}_r * (h_1 - h_4) \dots \dots (1)$$

Dónde:

\dot{m}_r = Es el flujo másico del refrigerante.(kg/sg)

h_1 = Es la entalpia del refrigerante a la salida del evaporador y se valor se determina en función a la entalpia de vapor saturado del refrigerante a la presión de baja del sistema de refrigeración.

h_4 = Es la entalpia del refrigerante a la entrada del evaporador y su valor es igual a la entalpia de líquido saturado a la presión de alta del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

El efecto refrigerante producido es función de la entalpia de vaporización o calor latente del refrigerante, cuando este valor es mayor para un refrigerante, entonces este

tendrá mayor capacidad de absorber calor de un sistema, y utilizara un menor flujo másico del refrigerante para una misma condición de comparación entre refrigerantes:

Así tenemos los valores del calor latente para distintos refrigerantes a una temperatura de -20 °C:

- Amoniaco (R 717):	1,329 kj/kg
-R134 A:	212 kj/kg
-CO ₂ (R 744)	154 kj/kg
-R22:	220.32 kj/kg
-R12:	160.92 kj/kg
-Propano (R 290) :	394 kj/kg

En este caso el Amoniaco tiene la capacidad de generar efecto refrigerante en comparación al resto de refrigerantes.

- b) POTENCIA DEL COMPRESOR:** Mide la potencia mecánica necesaria que absorbe el compresor, para poder comprimir al refrigerante desde la presión de baja hasta la presión de alta del sistema de refrigeración por compresión de vapor, se evalúa en función de la siguiente ecuación:

$$P_c = \dot{m}_r * (h_2 - h_1) \dots \dots (2)$$

Dónde:

h_2 = Es la entalpia del refrigerante a la salida del compresor entrada del evaporador y su valor es igual a la entalpia del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado en función a la presión de alta y a la temperatura 2 a la salida del compresor.

El compresor es accionado por un motor eléctrico, con lo cual la Potencia suministrada por el motor eléctrico es igual a:

$$P_{me} = \eta_c * \eta_{me} * P \dots \dots \dots (3)$$

Dónde:

η_c = Es la eficiencia o rendimiento mecánico del compresor, y está en función del tipo de compresor utilizado, así tenemos para compresores recíprocante es igual a 0.8 y para compresores de tornillo es de 0.85.

η_{me} = Es la eficiencia o rendimiento del motor eléctrico que acciona al compresor.

P_{me} = Es la Potencia suministrada por el motor eléctrico.

c) POTENCIA TERMICA DE RECHAZO:

Es la potencia térmica asociada a la energía que el fluido refrigerante debe liberar del ciclo de refrigeración hacia el medio ambiente, con la finalidad de entrar condiciones termodinámicas necesarias para poder efectuar nuevamente el efecto refrigerante. Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTR = \dot{m}_r * (h_2 - h_3) \dots \dots (4)$$

d) COEFICIENTE DE PERFORMANCE:

Es un indicador que denota la eficiencia de un ciclo de refrigeración, y se evalúa comparando el efecto refrigerante entre la potencia absorbida por el compresor. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor es un valor superior a la unidad, encontrándose en valores máximos de 3.5 a 3.7 para plantas industriales con generación de hielo en bloque y cámaras frigoríficas (Refrigeración Industrial, Ramírez Vásquez)

$$COP = \frac{ER}{P_c} \dots \dots (5)$$

Dentro de las condiciones y características para el incremento del Coeficiente de Performance tenemos lo siguiente:

- **EFFECTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTAL:** Cuando la temperatura ambiental, según zonas geográficas y estaciones del año, es baja influye en la generación de efecto refrigeración y en la disipación de calor en la potencia térmica de rechazo. Así tenemos que el COP de los meses de invierno es superior al COP de los meses de verano (estación en donde la temperatura ambiental es superior a los 20°C, en Chimbote, motivo por el cual se necesita un mayor flujo de refrigerante en el evaporador para poder conseguir las mismas condiciones de Efecto refrigerante). De otro lado el COP de los sistemas de refrigeración ubicados en ciudades cercanas a los polos geográficos es mayor que el COP de los sistemas de refrigeración ubicadas cerca de la línea ecuatorial geográfica.

- **MATERIALES DE FABRICACION DE LOS EVAPORADORES :** Los materiales de fabricación de los evaporadores influyen directamente en la eficiencia de la transferencia de calor entre la carga térmica a refrigerar y la capacidad de absorción de calor del refrigerante a baja temperatura, así tenemos las características de los materiales más utilizados en los evaporadores:

Cuadro N° 1 Materiales de los Evaporadores

Material	Ventajas	Inconvenientes
Cobre	Instalación sencilla Admite desinfección térmica y por cloro y peróxidos Limita la formación de biocapa por la acción bactericida de contacto.	Es difícil encontrar materiales normalizados para dimensiones grandes. Posibilidad de corrosión por "erosión/cavitación" en tubos recalentados mucho tiempo.
Acero Inoxidable AISI 316L	Adaptado a fluidos corrosivos. Soporta la desinfección química.	Costo muy elevado Instalación difícil, solo personal altamente calificado. La instalación se debe pasivar. Los productos de la corrosión favorecen el crecimiento microbiano.
Acero galvanizado	Instalación sencilla. Disponibilidad de grandes diámetros	Puede producir degradación acelerada en función química del refrigerante (Norma UNE 112-076 prevención de la corrosión) Pérdida de carga muy importante en la red cuando se produce corrosión o depósitos calcáreos en su interior.
Titanio K= 21.9 W/m ² °C	Alta resistencia a la corrosión Soporta la desinfección química. Buenas propiedades de intercambio térmico.	Costo muy elevado. Instalación difícil, solo personal altamente calificado.

Fuente : DANFOSS

- **SOBRECALENTAMIENTO UTIL:**
Es un proceso térmico provocado por intercambio térmico con el objetivo de incrementar el Efecto refrigerante. Los dos términos de la ecuación (5) resultan positivos. El primero, al aumentar la entalpía a la entrada del compresor, y el segundo porque el trabajo requerido por el compresor (para un salto de presiones dado) es proporcional a la temperatura de entrada o de admisión al compresor. Por tanto no es posible establecer de forma general si la eficacia aumenta o disminuye, sino que depende de las condiciones de funcionamiento y de la naturaleza del refrigerante.

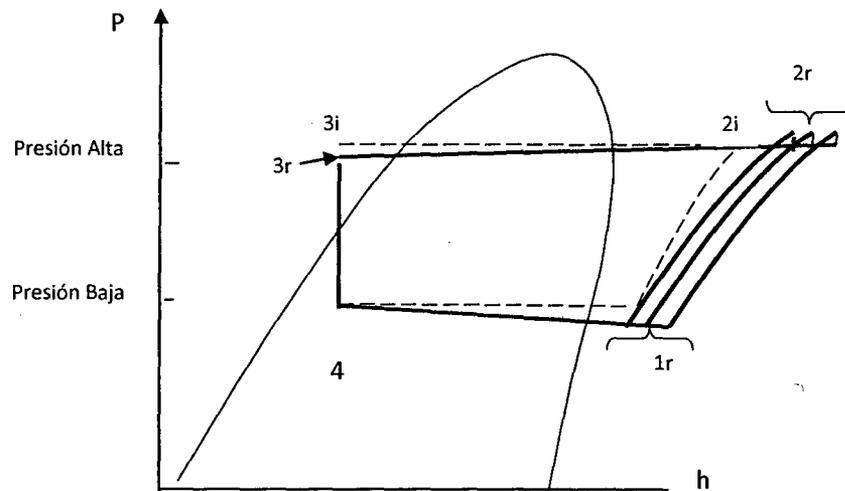


Figura N° 7 Efecto del sobrecalentamiento del vapor en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

- **DISMINUCION DE LA PRESION Y TEMPERATURA DE LA EVAPORACION:**

En equipos de refrigeración suele ser provocado por un aumento de la temperatura del agente externo, lo cual es más probable si éste es aire. La consecuencia es una disminución de la eficacia, tanto por disminución del calor absorbido como por el incremento del trabajo de compresión. La consecuencia es una disminución del coeficiente de performance, tanto por disminución del calor absorbido como por el incremento del trabajo de compresión. Con el fin de evitar que los equipos no alcancen las prestaciones deseadas, éstos se suelen diseñar para las condiciones más desfavorables, es decir para el mayor nivel térmico esperable en el agente externo. Por contra, si a partir de este diseño, la temperatura del agente se reduce mucho, cabe la posibilidad de que aparezcan burbujas de vapor a la entrada de la válvula de expansión.

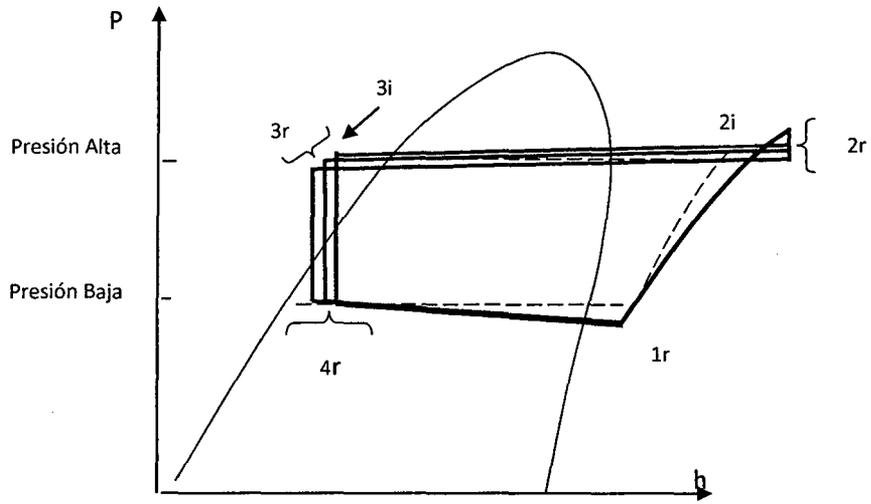


Figura N° 8 Efecto de la presión en el condensador en un proceso real de Refrigeración

Fuente: Elaboración Propia.

- DISMINUCION DE LA PRESION O TEMPERATURA EN EL EVAPORADOR:

Es el efecto que ocurre durante el transitorio desde el arranque del equipo hasta alcanzar su estado de equilibrio, o ante reducciones de la carga térmica en el foco frío. También en estos casos la consecuencia es una disminución de la eficacia, principalmente por el incremento del trabajo de compresión, ya que el efecto sobre el calor absorbido es mucho menor.

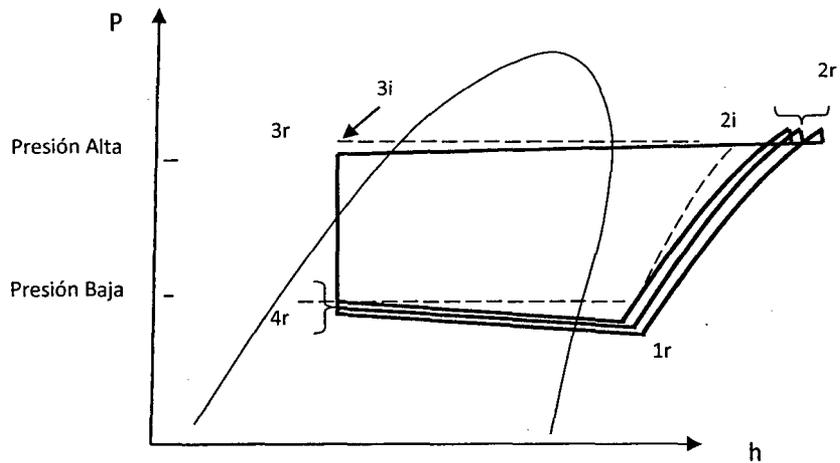


Figura N° 9 Efecto de la presión del evaporador en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

- INCREMENTO DEL EFECTO REFRIGERANTE CON SUB ENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE:

En el apartado anterior se ha visto que el subenfriamiento es beneficioso para la eficacia del ciclo y que el sobrecalentamiento no lo es, especialmente si no es útil. Por ello, puede ser conveniente para aumentar la eficacia del sistema provocando un mayor subenfriamiento a costa de sobrecalentar el vapor a la salida del evaporador, pero aún dentro del recinto o fluido a enfriar, es decir, de provocar un sobrecalentamiento útil; esto último estaría limitado por la temperatura de la carga a refrigerar. La solución estaría dada en instalar un interenfriador o intercambiador de calor líquido-gas entre la salida del condensador y la del evaporador. Si se desprecian las pérdidas de calor del intercambiador al entorno, el balance entrálpico resulta (donde el subíndice l se refiere al fluido refrigerante en estado líquido y el subíndice v, al mismo en estado vapor):

$$Cp_v * (T_1 - T_b) * 0.9 = Cp_l * (T_a - T_3) \dots\dots (6)$$

Esta solución puede no siempre ser adecuada, ya que para lograr un determinado subenfriamiento, es necesario provocar un mayor sobrecalentamiento, con una eficiencia de 0.9, debido a que el calor específico a presión constante de la fase líquida es siempre mayor que el de la fase vapor, así tenemos que:

$$Cp_v < Cp_l$$

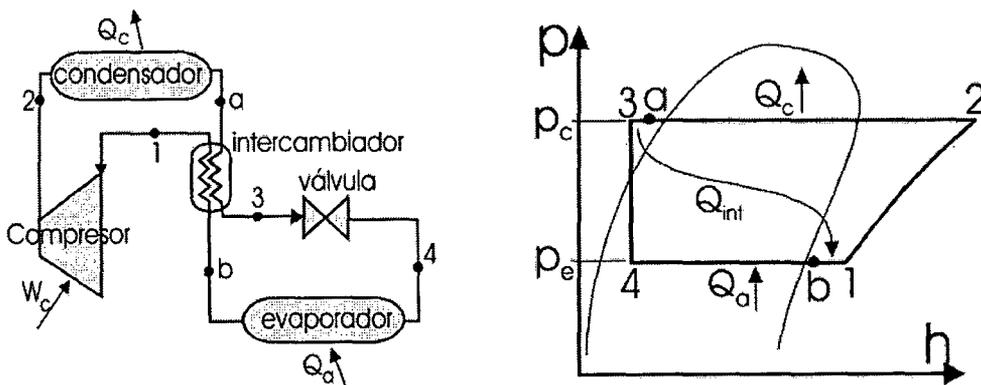


Figura N° 10 Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados

Fuente: Frio Industrial (Octavio Armas)

- **REDUCCION DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR:**

El diseño de los compresores se ve condicionado por el principio mecánico de compresión, de pistones, rotativos, scroll (de caracola o espiral), de tornillo, turbo-compresores, etc. Su adecuada selección en función a su rendimiento permite un valor del COP aceptable.

Las características del compresor, entre las que se encuentran las fugas durante la compresión, el volumen muerto, la pérdida de carga en aspiración y descarga, la relación de compresión, la diferencia de presión ($P_{\text{pistón}} - P_{\text{aspiración}}$), el incremento en la temperatura de aspiración, son importantes, ya que afectan a la eficiencia del proceso de compresión resultando distinto para cada refrigerante, tipo de compresor y aplicación específica (temperaturas de evaporación y condensación) afectan a la recomendación del tipo de compresor. Asociado a la aplicación, se incorporara el clima de la planta.

Como norma general los compresores de pistón consumen más energía que los rotativos, scroll o de tornillo equivalentes, pero esto no siempre es cierto. Hay que tener en cuenta la aplicación y el lugar donde se instala la planta. En las instalaciones con variaciones en las condiciones ambientales y en la carga térmica de la planta, los compresores alternativos al permitir una relación de compresión variable (los demás actualmente no pueden) y utilizando los principios de regulación de presiones de aspiración y descarga flotantes, ofrecen muchas posibilidades para reducir el consumo del compresor.

Los compresores están diseñados para un desplazamiento volumétrico determinado consumiendo una energía eléctrica determinada. En el diseño de los compresores se impone la condición de minimizar el consumo cuando el compresor está funcionando completamente (100%). Cuando por cualquier sistema de regulación de capacidad se fuerza al compresor a trabajar fuera de estas condiciones, el rendimiento energético es menor y como consecuencia se penaliza el consumo de energía. En los compresores de tornillo, esto llega a tener tanta importancia que se recomienda no utilizar compresores de tornillo por debajo del 50-60% de capacidad.

- **OPERACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACION:** En una instalación frigorífica para que pueda mantener unas condiciones de presión de evaporación y de condensación de

forma estable, es necesario que la capacidad demandada por la instalación sea exactamente la proporcionada por los compresores y condensadores. Como la variación de la carga térmica demandada por la instalación varía de forma continua, la proporcionada por los compresores debería de cambiar de la misma forma.

Sin embargo debido a limitaciones técnicas esto no siempre es posible. Cuando la variación de producción frigorífica es discontinua a saltos, nos encontramos con problemas a la hora de mantener las presiones de evaporación y condensación en los valores requeridos. En cualquier caso, cuanto menores sean los saltos de capacidad en la producción frigorífica, más fácil resultará su ajuste a la capacidad frigorífica demandada. Esto lleva a planteamientos diferentes a la hora del diseño.

Finalmente y quizás esta sea la aplicación más interesante es la variación continua de capacidad utilizando varios compresores de pistón, scroll o tornillo en los cuales un compresor de tamaño reducido se acopla entre los saltos de capacidad de dos compresores por medio de un variador de frecuencia, el cual en función de la señal que recibe de un controlador pone al compresor a la capacidad que se necesita.

Como los compresores tienen una frecuencia mínima de trabajo, hay que tener en cuenta esta limitación para que el solape de la variación de velocidad con las etapas de los demás compresores sea correcto. Para ello el compresor gobernado por el variador de velocidad deberá tener aproximadamente una potencia del 33 % superior al compresor más pequeño.

- **CALIDAD DEL REFRIGERANTE:**

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoníaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno,...), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones por encima del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R134a, R-502 y R-717 son los más utilizados.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el amoníaco R-717, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos energéticos), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y,

por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La principal desventaja del amoníaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoníaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y de otros procesos. Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor. Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10° C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a -10°C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a -20 °C mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a -20°C en este caso particular. El amoníaco y el R-134a son dos de esas sustancias. La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20 °C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante debajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama sistema en cascada, el cual se analizará más adelante.

- **ALTERACION DEL CICLO SIMPLE DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:**

Consiste en adicionar componentes, tal como número de compresores, intercambiadores de calor del tipo directo o indirecto y válvulas de expansión, así como en ciertos casos se recurre a incrementar el COP en función de operar más de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cascada. Para cada caso, el costo de instalación se incrementa a medida de que se incrementa el número de equipos. Tenemos los siguientes casos:

Sistema de Refrigeración por Compresión de vapor con sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Sistema de Refrigeración por Compresión de vapor con compresión múltiple.

Sistemas de Refrigeración por Compresión de vapor con compresión múltiple e interenfriador indirecto.

Sistemas de Refrigeración por Compresión de vapor con compresión múltiple e interenfriador directo o de mezcla.

Sistemas de Refrigeración por Compresión de vapor en cascada.

2.2 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

2.2.1 ESQUEMA DE EQUIPOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

El Ciclo de refrigeración por compresión de vapor así como consta de 4 equipos principales, está compuesta si mismo por unos equipos auxiliares que de alguna manera garantizan el estado del refrigerante en un diagrama presión y entalpía, así tenemos el siguiente esquema:

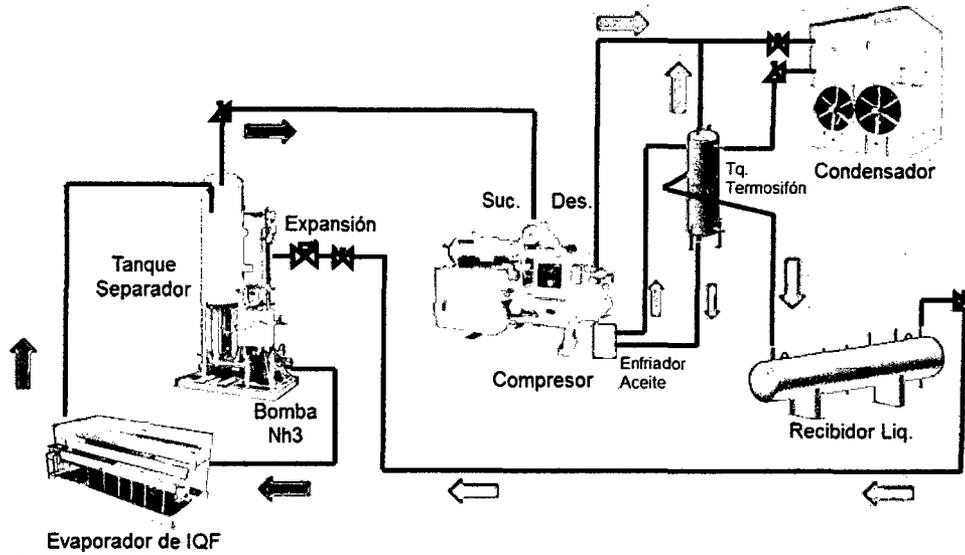


Figura N° 11 Esquema de Interconexión de Equipos de un Ciclo de Refrigeración por Compresión de vapor

Fuente: Sistema IQF

2.2.2 EVAPORADORES:

Los evaporadores son intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea superior a la de evaporación de éste, provocando así su cambio de fase total o parcial.

En refrigeración, los saltos térmicos no son muy altos, con el fin de minimizar las irreversibilidades térmicas. Por eso, el régimen de evaporación habitual raramente pasa de la ebullición nucleada (ver Figura 11), en el que las burbujas de vapor se generan en las superficies superiores, o si lo hacen en las superficies inferiores, no alcanzan a atravesar el líquido disipándose en éste.

En los sistemas frigoríficos el evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración.

El flujo de refrigerante en estado líquido es controlado por un dispositivo o válvula de expansión la cual genera una abrupta caída de presión en la entrada del evaporador. En

los sistemas de expansión directa, esta válvula despiden una fina mezcla de líquido y vapor a baja presión y temperatura. Debido a las propiedades termodinámicas de los gases refrigerantes, este descenso de presión está asociado a un cambio de estado y, lo que es más importante aún, al descenso en la temperatura del mismo.

De esta manera, el evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar transformándolo en calor latente el cual queda incorporado al refrigerante en estado de vapor. Este calor latente será disipado en otro intercambiador de calor del sistema de refrigeración por compresión conocido como condensador dentro del cual se genera el cambio de estado inverso, es decir, de vapor a líquido.

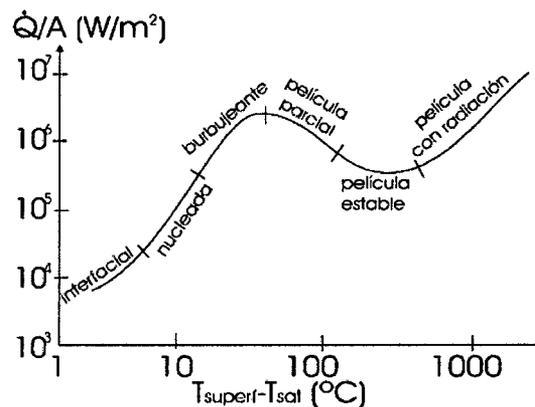


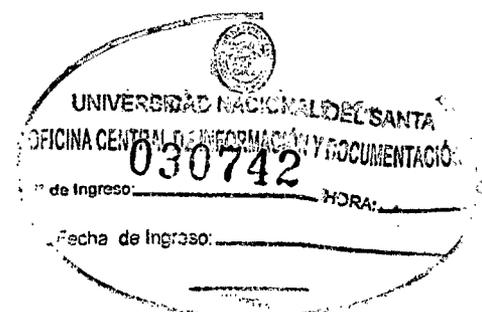
Figura N° 12 Regímenes de ebullición en función del salto térmico

Fuente: Whitman (Tecnología de la Refrigeración)

Los evaporadores pueden clasificarse en función del medio a enfriar. Cuando éste es un líquido, los evaporadores (chillers), a su vez, pueden ser de tipo inundado o de tipo seco:

- Evaporadores inundados. Son adecuados para caudales de líquido altos, con necesidades de enfriamiento bajas. Aseguran que la salida del refrigerante ocurre en condiciones de vapor saturado, aunque esto no garantiza que el vapor aspirado por el compresor esté totalmente seco. La evaporación de éste suele ocurrir en las superficies exteriores de los tubos, circulando el líquido a enfriar por el interior.

Los evaporadores inundados trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, la mayor razón posible de transferencia de calor. El evaporador inundado está equipado con un acumulador o colector de vapor el que sirve, a la vez, como



receptor de líquido, desde el cual el refrigerante líquido es circulado por gravedad a través de los circuitos del evaporador. Preferentemente son utilizados en aplicaciones industriales, con un número considerable de evaporadores, operando a baja temperatura y utilizando amoníaco (R717) como refrigerante.

Los evaporadores inundados se utilizan en montajes frigoríficos con evaporadores múltiples utilizando, generalmente, amoníaco(R717) como refrigerante, situación propia en instalaciones de gran volumen. Esto se debe al complejo y voluminoso sistema frigorífico asociado a este tipo de evaporadores -sistema con estanque de recirculado- el cual justifica su implementación sólo en plantas de gran envergadura como plantas frigoríficas de gran tamaño y producción.

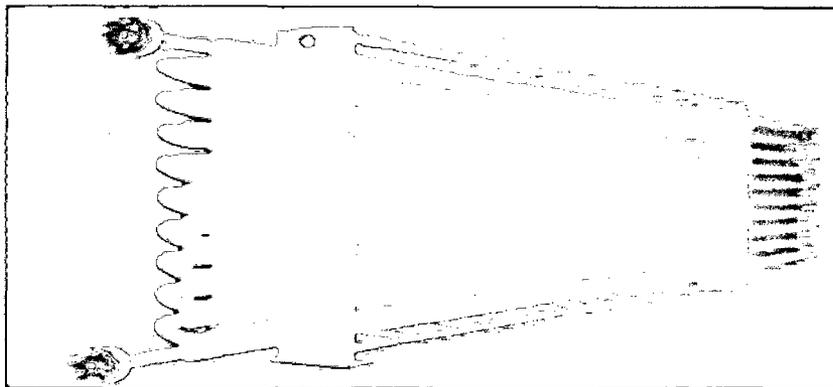


Figura N° 13 Banco de evaporadores

Fuente: Dossat (Principios de Refrigeración)

- Evaporadores secos. Suelen ser de carcasa y tubos, o en el caso de bajas potencias, de tubos concéntricos, en ambos casos dispuestos contracorriente. También pueden ser intercambiadores de placas pequeños, como el de la Figura 13. En todos los casos, el refrigerante se evapora en los tubos internos. Nada garantiza la evaporación completa, por lo que debe ser el sistema de regulación el encargado de asegurar que a la salida el vapor refrigerante tenga cierto sobrecalentamiento. En los evaporadores de expansión directa la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose este en estado de mezcla en un punto intermedio de este. De esta manera, el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobrecalentado. Estos evaporadores son los más comunes y son ampliamente utilizados en sistemas de aire acondicionado. No obstante son muy utilizados en la refrigeración

de media y baja temperatura, no son los más apropiados para instalaciones de gran volumen.

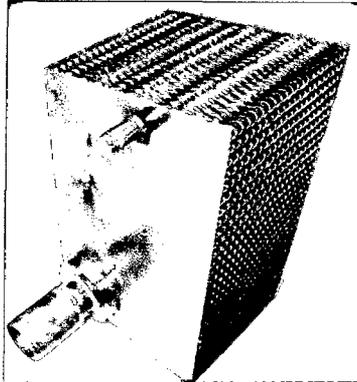


Figura N° 14 Evaporador de placas para refrigeración de agua
Fuente: Dossat (Principios de Refrigeración)

2.2.3 COMPRESORES:

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Los compresores pueden ser volumétricos o de flujo continuo o turbocompresores. Los más utilizados en refrigeración son sin duda los compresores volumétricos, es decir, los que confinan el volumen de gas durante su proceso de compresión. Estos, a su vez, pueden ser alternativos o rotativos en función del movimiento predominante de la máquina. El proceso de compresión involucra un incremento de la presión y de la temperatura del gas refrigerante, así como una reducción de su volumen específico.

El coeficiente politrópico varía en función del número de átomos del refrigerante, así tenemos: para gases monoatómicos el valor es 1.67 (Argón, Helio), para gases biatómicos es 1.41 (Aire , Oxígeno y Nitrógeno) , para gases triatómicos es 1.32 y para gases tetraatómicos es 1.29(Amoniaco).

En la figura 14 se presenta una clasificación de los tipos de compresores de posible utilización en refrigeración.

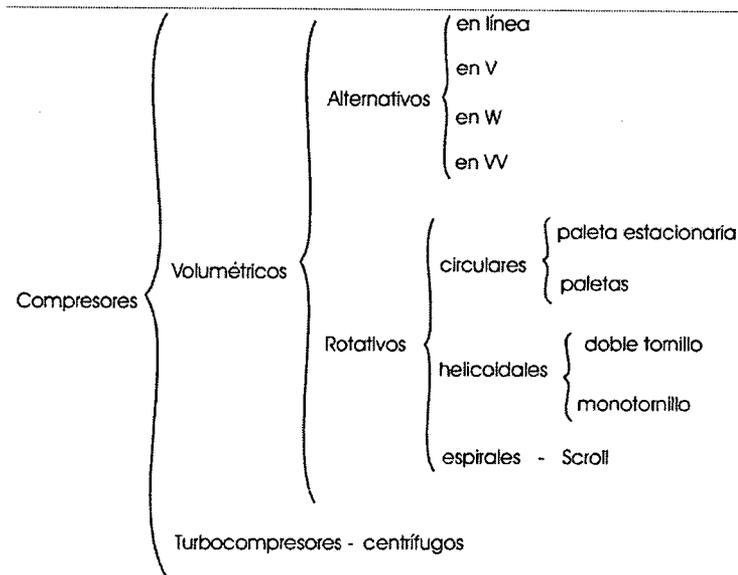


Figura N° 15 Clasificación de los compresores

Fuente: Oscar Pinedo (Instituto Tecnológico de México)

a) COMPRESORES ALTERNATIVOS:

Se caracterizan porque el movimiento predominante entre el pistón, principal pieza móvil, y el cilindro durante el ciclo de compresión es de tipo lineal alternativo.

Son los compresores más utilizados en refrigeración. Se instalan en sistemas de refrigeración comprendidos entre 0.8 y 700 kW, es decir en todo el espectro de acondicionado, en edificios comerciales, residenciales o industriales. Pueden estar formados por baterías de cilindros, que pueden sumar hasta un número de 16, y estar dispuestos en línea, en V (dos líneas con un cierto ángulo agudo entre ellas), en W (tres líneas con cierto ángulo entre líneas) o en VV (cuatro líneas con cierto ángulo entre líneas).

A su vez, los compresores alternativos pueden clasificarse en función de la disposición de la carcasa en:

- Herméticos. Disponen de una carcasa única que contiene tanto al compresor como al motor eléctrico. Son los más comunes en el rango de bajas potencias, donde interesa un compresor compacto de reducido tamaño y no merece la pena su reparación en caso de avería.

- Abiertos. Disponen de carcasas independientes para el motor eléctrico y para el compresor. Esta disposición es más sencilla cuando el compresor cuenta con gran número de cilindros. Además, la separación del motor eléctrico evita un cierto sobrecalentamiento del vapor a la entrada del compresor. Tienen el inconveniente de las posibles fugas de refrigerante en el sellado de la transmisión, que debe conectar las dos carcasas.

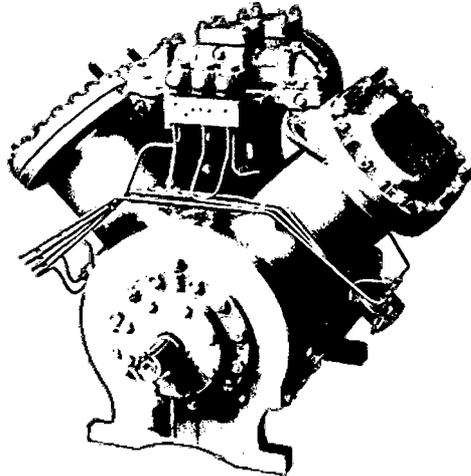


Figura N° 16 Compresor de Pistones en V

Fuente: Ingersoll Rand

b) COMPRESORES ROTATIVOS:

Se clasifican en función del tipo de movimiento rotativo de sus piezas móviles y por tanto del fluido confinado por ellas. En primer lugar, si el movimiento del fluido rotativo es circular, es decir, tiene componente angular pero carece de componentes axial y radial, existen dos tipos de compresores de aplicación en sistemas de refrigeración: rotativo circular y rotativo helicoidal. Si el movimiento del fluido rotativo es helicoidal, es decir, tiene componentes angular y axial pero carece de componente radial, existen dos tipos de compresores. En ambos casos el rango de potencias es mucho mayor que el de los compresores rotativos circulares:

- Compresores de doble tornillo. Se utilizan en sistemas de refrigeración y aire acondicionado hasta 175 kW de potencia frigorífica. Se suele referir a ellos por medio del término "compresores de tornillos" (screw compressors). Son mucho más comunes que los de monotornillo.

- **Compresores de monotornillo (single screw compressors):** Ocupan el sector de mayor potencia de todos los compresores rotativos. Son habituales en sistemas de refrigeración o de aire acondicionado medios o grandes. Cubren un rango de potencias frigoríficas entre 53 kW y 1400 kW.

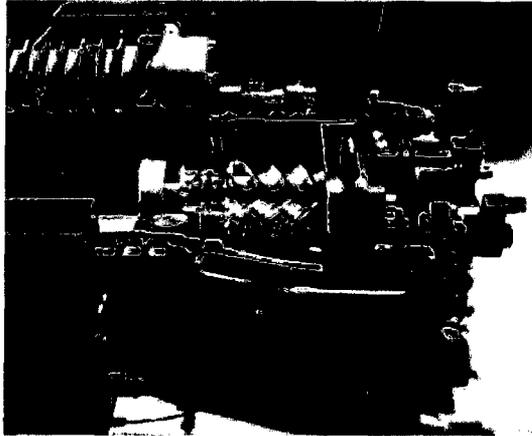


Figura N° 17 Compresor de doble Tornillo

Fuente: Vilter

c) **DIFERENCIAS ENTRE COMPRESORES DE PISTON Y DE TORNILLO:**

- **Mejor funcionamiento**

El constante movimiento oscilante de los pistones y bielas de un compresor a pistón produce vibración, fricción y calor, restándole rendimiento al compresor en general y generando un consumo eléctrico mayor. Un compresor a tornillo utiliza elementos rotativos de menor tamaño y mejor capacidad, evitando así la vibración y fricción que provocan los pistones y alcanzando de este modo mayor eficiencia mecánica.

Como se puede ver claramente en las animaciones, la ventaja más importante que tiene el compresor a tornillo es que comprime de forma continua, por su movimiento sin fin. En cambio el pistón realiza la compresión en forma intermitente, por el cambio de dirección constante del pistón.

- **Mayor aire de salida por HP**

Gracias a su mayor eficiencia operativa, el compresor a tornillo produce más cantidad de aire por HP. Generalmente, un compresor a pistón produce 3 a 3.5 pies cúbicos

minuto/HP. Un compresor a tornillo produce 4 a 5 pies cúbicos minuto/HP., superando el compresor a pistón en un 30%.

- Mayor período de trabajo bajo carga.

Debido al incremento de calor en el compresor a pistón, el período de trabajo bajo carga es de 50%-60%, con un máximo de 80%. Los compresores a tornillo están diseñados para operar con un período de trabajo bajo carga de 100%, es decir de manera continua

- Mayor durabilidad.

Esto es gracias a su mayor eficiencia, al funcionamiento más refrigerado y al mejor equilibrio. El compresor a tornillo posee una mayor vida útil, generalmente el doble que la del compresor a pistón.

- Mejor calidad de aire.

El compresor a tornillo incluye un enfriador de aceite y un enfriador de aire de salida. Ambos garantizan una mayor calidad de aire saliente, el cual es más frío, más limpio y más seco que el aire producido por un compresor a pistón.

2.2.4 CONDENSADORES:

Los condensadores son también intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea inferior a la de condensación de éste, provocando así su cambio de fase, por lo general completo. Aunque por término medio los saltos térmicos no son muy altos, sí lo pueden ser en la sección de entrada del refrigerante, ya que éste procede de la impulsión del compresor, donde el vapor está sobrecalentado. Así pues, pueden distinguirse tres fases en el condensador, en función del estado del refrigerante:

- Enfriamiento del vapor. En este tramo del condensador el coeficiente de transmisión por convección (o coeficiente de película) es relativamente bajo, aunque como se ha dicho, los saltos térmicos suelen ser mayores que en el resto del condensador.
- Condensación. La temperatura del refrigerante permanece constante (salvo en caso de mezclas zeótropas), dependiendo el coeficiente de película del régimen de condensación. Si la condensación es por película, el coeficiente es bajo (más aún si la película es laminar que si es turbulenta, ya que en este caso la difusión térmica se multiplica), como consecuencia de la resistencia térmica ofrecida por la película de

líquido que se interpone entre el vapor y la pared. Si la condensación es por gotas, pueden lograrse valores del coeficiente de película hasta diez veces mayores que en régimen de condensación por película. No obstante, se requiere un preciso control del salto térmico para lograr mantener el régimen de condensación por gotas, que además depende de otros factores como el acabado superficial, la presión, etc. El diseño de condensadores que mantengan el régimen de condensación por gotas es un reto de investigación y de diseño en la actualidad.

- Subenfriamiento del líquido. En este tramo el coeficiente de transmisión por convección es relativamente alto, pero los saltos térmicos pueden reducirse mucho, acercándose la temperatura del refrigerante a la del agente externo.

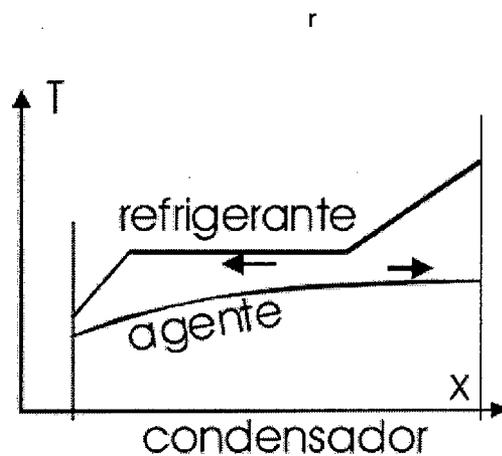


Figura N°18 Fases del proceso de disipación de calor en el condensado

Fuente: Frio Industrial (Octavio Armas)

También los condensadores pueden clasificarse en función del agente disipador. Cuando éste es aire, los condensadores se denominan baterías (coils) y la condensación ocurre en el interior de los tubos. En este caso la convección es, casi sin excepción, forzada con ayuda de ventiladores, lo que hace que por extensión suela denominarse a estos condensadores como aerotermos, o simplemente "aeros". Si el agente es agua, entonces la condensación suele ocurrir en las superficies exteriores. Son habituales los intercambiadores de carcasa y tubos, para los cuales es más usual la disposición horizontal, debido a la mayor facilidad para el drenaje del líquido, si bien en el caso del refrigerante amoníaco suele utilizarse la disposición vertical.

También se usan los condensadores de placas, más compactos, y son cada vez más habituales los de tubos concéntricos o coaxiales. Por último, si se combina la condensación del refrigerante con la evaporación de un líquido por necesidades industriales, o en refrigeradores en cascada, se utilizan los condensadores evaporativos.

Un caso particular de condensador es aquel en el que tanto el refrigerante como el agente disipador son agua. Estos son condensadores de contacto, en los que los caudales de ambas corrientes se llegan a mezclar, mejorándose así la eficiencia del intercambio. Si además, como consecuencia del intercambio, la temperatura de salida puede llegar a ascender por encima de la de ebullición, se trata entonces de torres de refrigeración, que expulsan parte del caudal en forma de vapor y recuperan el resto como agua líquida. Estas, además, pueden ser de tiro inducido o de tiro forzado.

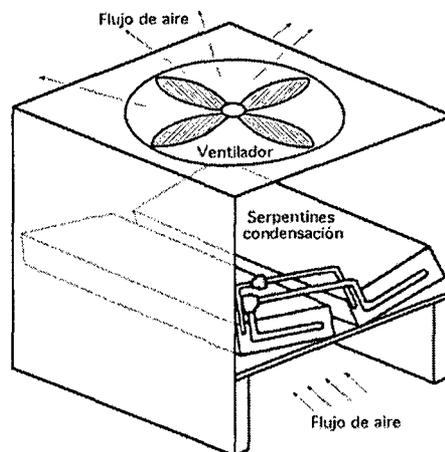


Figura N°19 Condensador enfriado por aire en convección forzada

Fuente: Refrigeración (Diez Hernández)

2.2.5 VALVULAS DE EXPANSION:

Las funciones de las válvulas de expansión en los sistemas de refrigeración son tres:

- Reducir la presión hasta la presión de entrada al evaporador, y por tanto provocar el enfriamiento del fluido refrigerante.
- Regular el caudal de refrigerante circulante en la máquina, adaptándolo a las necesidades de refrigeración.

- Estabilizar el evaporador ante sobrecargas, manteniendo constante el sobrecalentamiento de diseño, y en consecuencia, evitando que el compresor pueda aspirar refrigerante en estado líquido.

Suponiendo que el flujo que atraviesa la válvula es incompresible, hipótesis que se fundamenta en que el título de vapor suele ser bajo a su paso por la válvula. El criterio básico de regulación de las válvulas de expansión en los equipos de refrigeración consiste en que al descender la temperatura del fluido refrigerante a la salida del evaporador, la válvula se cierra, es decir se reduce su grado de apertura ϕ . Por el contrario, al aumentar la temperatura de salida del evaporador, se abre la válvula. De esta forma, se adapta el gasto de refrigerante a las necesidades de refrigeración, ya que un descenso de la temperatura a la salida del evaporador indica que la evaporación se ha completado más tarde (ha ocupado más espacio del evaporador), como consecuencia de una disminución del flujo de calor desde el foco frío (por haber descendido la carga térmica en el mismo), lo que ha provocado una reducción del sobrecalentamiento. En este caso, un descenso del gasto de refrigerante restituye la situación original, lográndose el doble objetivo de adaptar el equipo a la menor necesidad de refrigeración, y de paso, proteger el compresor de la posibilidad de aspirar líquido. Por el contrario, un incremento de la temperatura a la salida del evaporador indica que la evaporación se ha completado demasiado pronto (ocupando menos espacio del evaporador) incrementándose el sobrecalentamiento, y en este caso, una reducción del gasto de refrigerante, vuelve a alargar la evaporación y a reducir el sobrecalentamiento.

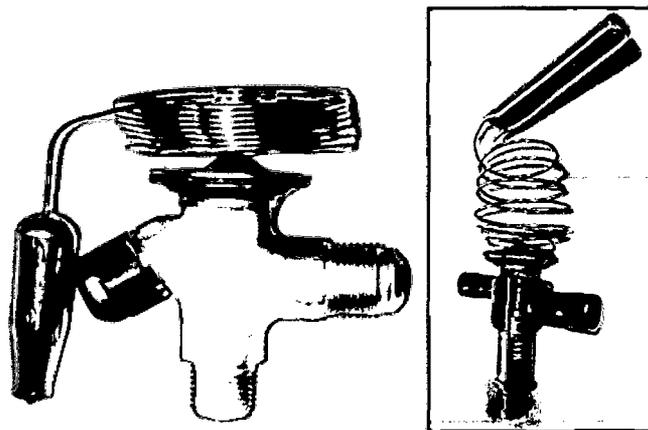


Figura N°20 Válvula termostática de accionamiento mecánico

Fuente: Danfoss

En el caso de actuar el equipo como bomba de calor, la válvula está igualmente comandada por la temperatura de salida del evaporador, dada la prioridad de proteger el compresor, a pesar de que los cambios de temperatura ante variaciones de carga son menos sensibles que en el condensador. En este caso, el criterio de regulación es opuesto al anterior: cuando se reduce la temperatura a la salida del evaporador se abre la válvula y se incrementa el gasto de refrigerante. Los equipos reversibles pueden llevar válvula única, comandada por la temperatura de aspiración del compresor, tomada de un punto más cerca de éste que la válvula inversora, o bien llevar doble válvula, cada una programada con un criterio de regulación (para refrigeración o para calefacción), con la ventaja de una regulación más adecuada.

Las válvulas de expansión pueden ser manuales, presostáticas, termostáticas (las más comunes), de flotador o de sección constante.

2.2.6 COMPONENTES ADICIONALES:

a. TANQUES DE EXPANSION.

El tanque de expansión o flash tiene como finalidad reutilizar el revaporizar o expansionar parte del refrigerante a la salida de evaporador, que por ciertas condiciones de operaciones alcanzan a la salida del evaporador el estado de vapor húmedo. Con este equipo se garantiza que el refrigerante entrante al compresor es netamente vapor saturado, evitándose el daño que puede ocasionar a las partes metálicas del compresor la presencia de partículas de refrigerante líquido. Este sistema actúa como recolector, separador y distribuidor, ya que al ingresar el revaporizado parcial se separa, saliendo el vapor por la abertura superior dirigiéndose hacia el compresor, mientras que el condensado retorna al evaporador a través de un filtro e impulsado por una bomba de refrigerante.

El tanque de expansión recibe la corriente fluida saliente de la válvula de expansión, expansionándose y alcanzando una parte del fluido el estado de líquido saturado, con lo cual efecto refrigerante se incrementa, por lo consiguiente también el COP.

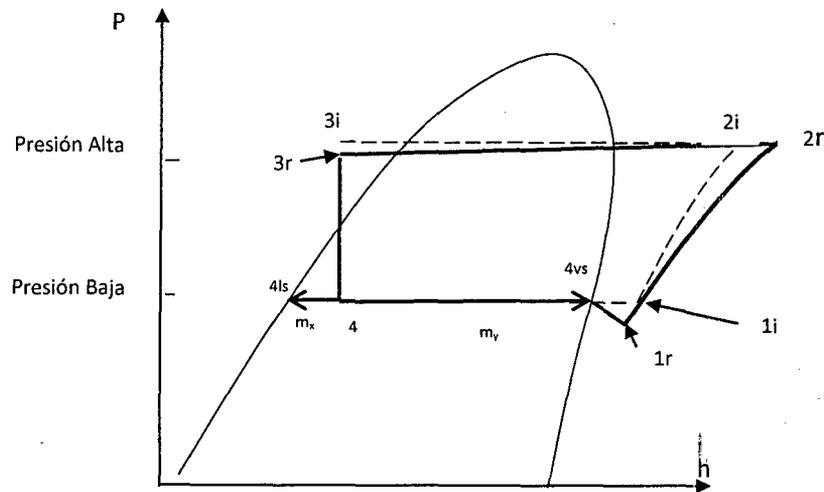


Figura N° 21 Efecto del Tanque de Expansión en el efecto refrigerante en un proceso real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Fuente: Elaboración Propia.

Al entrar al tanque de expansión el flujo másico de refrigerante total se expande, dividiéndose en 2 flujos, una fracción en estado líquido saturado y otra fracción en estado de vapor saturado, tal como se detalla en el siguiente balance de masas:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_x + \dot{m}_y \dots (7)$$

Con el cual el efecto refrigerante varía en función de la siguiente ecuación:

$$ER = \dot{m}_x * (h_1 - h_{4ls}) \dots \dots (8)$$

b. ENFRIADOR DE ACEITE:

Son intercambiador de placas o coraza y tubos que tienen por finalidad enfriar el aceite que realiza la función de lubricante y refrigerante dentro del compresor, generalmente el aceite se extrae a una temperatura de 70 °C a 80 °C (valores superiores ocasionan la pérdida de propiedades del aceite). El enfriamiento se realiza por contacto indirecto con una fracción de fluido refrigerante en estado de líquido saturado extraído a la salida del condensador.

c. TANQUE TERMOSIFON.

El efecto termosifón, efecto termosifónico o tiro térmico es un fenómeno que se produce en los fluidos cuando se calientan. Las sustancias, al calentarse se dilatan y entonces disminuye su densidad. Si se considera la masa de un fluido, la porción más caliente tiene menos densidad, de modo que asciende (dicho al modo llano, *flota*) sobre la porción de fluido más fría. Este efecto es el responsable de muchos otros, como el del intercambio de calor por convección. También puede servir para provocar una circulación natural, en los ambientes habitados o en redes de tuberías. En el Tanque termosifón se cruzan flujos fríos y calientes en estado líquido del refrigerante. Por un lado los fluidos calientes formados por el refrigerante caliente extraído del enfriador de aceite y por el fluido refrigerante frío a la temperatura de saturación del condensador ,proveniente del condensador ,los cuales se reparten en un flujo dirigido hacia el tanque de amoniaco para su almacenamiento y otro dirigido hacia el enfriador de aceite.

d. TANQUE DE AMONIACO:

Es un depósito cerrado presurizado que tiene por finalidad almacenar el refrigerante proveniente del condensador que cruza el tanque termosifón. Son depósitos construidos de acero inoxidable AISI 316L, se almacenan en una capacidad del 95% de su volumen como máximo, debe contener venteos, válvula de seguridad, presostatos.

e. BOMBA DE AMONIACO

Son bombas centrifugas de acero inoxidable que impulsan al refrigerante líquido proveniente del tanque separador y se inyectan en el condensador.

2.3 INTERENFRIADORES:

2.3.1 GENERALIDADES:

Un inter enfriador es un intercambiador de calor diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de generación de aire comprimido y frío industrial en sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Los equipos utilizados en los

sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los de tipo gas y líquido, refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a baja temperatura y refrigerante en estado de líquido comprimido a alta temperatura (entrante con un valor medio de 40 a 35 °C) por contacto indirecto.

Dentro de los sistemas más utilizados tenemos:

a) Interenfriadores de tubo y coraza.

El intercambiador de calor de coraza y tubos es el más utilizado en la industria. Está formado por una coraza y por multitud de tubos. Se clasifican por el número de veces que pasa el fluido por la coraza y por el número de veces que pasa el fluido por los tubos.

En los intercambiadores de calor de paso múltiple se utiliza un número par de pasos en el lado del tubo y un paso o más por el lado de la coraza.

En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente regenerador. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos interenfriadores para sistemas de refrigeración para aprovechar la corriente fluida subenfriada caliente y la corriente sobrecalentada fría. Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría, a través de una delgada pared divisora son llamados intercambiadores tipo transferencia directa o simplemente recuperadores; éstos son los más usados a nivel industrial. De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado debido a que:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
 - Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
 - Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
 - Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación
- Generalmente se construyen de Acero Inoxidable AISI 304 por el lado de la carcasa y con Acero Inoxidable AISI 316L por el lado de los tubos, donde también las aleaciones de

titanio permiten mejores efectividades de transferencia de calor, pero los costos triplican a los intercambiadores de calor contruidos de acero.

Una variedad de estos equipos son los Heat Exchangers emplea tubos corrugados en lugar de tubos lisos en sus intercambiadores de calor tubulares. Los tubos corrugados crean una turbulencia extra en el fluido que corre por los tubos. Esta turbulencia extra se traduce en un gran incremento de transferencia térmica si comparamos con intercambiadores de calor de tubo liso. Este intercambio térmico extra proporciona las siguientes ventajas:

- Mayor intercambio térmico significa que se requiere menos área de intercambio.
- Menor área significa intercambiadores de calor más cortos.
- Intercambiadores más cortos implican diseños más económicos y eficientes.
- Intercambiadores más cortos proporcionan una reducción en la pérdida de carga. Esto ahorra potencia de bombeo y costes de operación.
- Longitudes menores facilitan que el intercambiador pueda ser colocado en un espacio menor.
- La turbulencia extra creada en el tubo corrugado significa que la unidad podrá soportar durante más tiempo los efectos negativos del ensuciamiento.

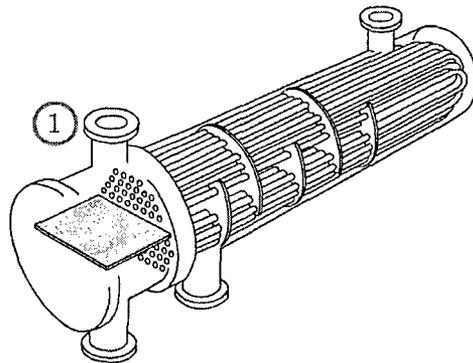


Figura N° 22 Intercambiador de calor de coraza y tubos 1-2

Fuente: Gonzales-Mendizábal (Universidad Simón Bolívar-Venezuela)

b) Interenfriadores de placa.

Los intercambiadores de calor de placas son ideales para aplicaciones en las que los fluidos tienen una viscosidad relativamente baja y no contienen partículas. Además son una elección ideal donde existe un pequeño salto térmico entre la temperatura de salida del producto y la temperatura de entrada del servicio. Los intercambiadores de calor a placas consisten en delgadas planchas corrugadas, empacadas (gásquet / desmontables con juntas) o bien soldadas con Cobre. Las placas son apretadas unas contra otras formando el paquete de placas dentro de un bastidor, en el que el flujo de producto se encuentra en canales alternos y el servicio entre los canales del producto.

Los intercambiadores de placas compactos son de construcción de alta calidad y diseñados para una inspección sencilla. Las unidades se presentan con placas de acero inoxidable AISI 304 / 316 y juntas EPDM como estándar, con otros materiales también disponibles dependiendo del medio a procesar. Las juntas se organizan de modo que los dos medios (producto y servicio) se encuentren en los canales alternos creados por las placas. Un doble sello asegura que si cualquiera de los fluidos fuga, pase directamente a la atmósfera, evitándose la contaminación cruzada.

En el intercambiador de calor de placas de HRS, el paquete de placas consiste en un número de placas individuales que presentan un patrón de espigas grabadas mediante presión. Éstas son ensambladas en una formación inversa para crear dos conjuntos de canales paralelos, uno para cada líquido. Como el patrón de espiga apunta en direcciones opuestas se alcanza un gran número de puntos de apoyo, creándose un enrejado en cada canal. Esto proporciona un alto nivel de turbulencia, lo cual ayuda a alcanzar un alto coeficiente de intercambio térmico.

Todos los intercambiadores de calor de placas se calculan para obtener la longitud necesaria para el trabajo de intercambio térmico requerido, dentro de ciertos parámetros. Existen dos tipos de placas, según su longitud térmica, alta y baja *theta*, para que las dimensiones de las unidades puedan ser optimizadas dentro de un amplio abanico de trabajos. Mezclando los dos tipos de placas *theta*, se puede proporcionar la solución más económica de un modo efectivo. Los intercambiadores de calor de placas tienen también un diseño flexible para que sea posible ensamblar unidades multi-sección consistentes en dos o más paquetes de placas separadas mediante placas de presión o placas-C.

Aplicaciones típicas:

- Calentamiento de líquidos.
- Calentamiento de vapor.
- Enfriamiento de vapor.
- Recuperación de calor.

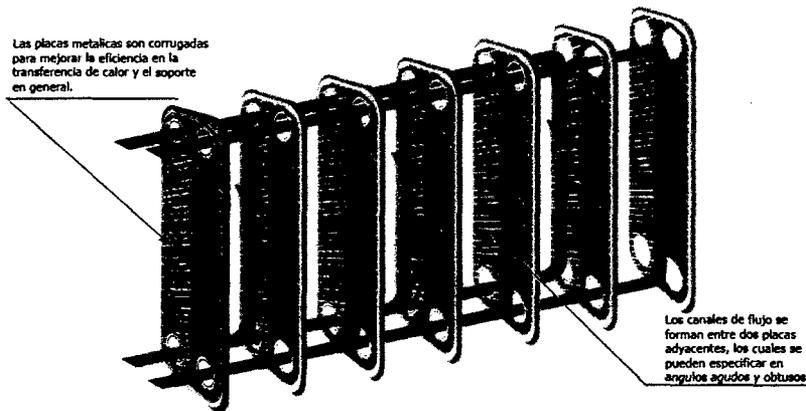


Figura N° 23 Intercambiador de calor de placas

Fuente : Alfa Laval

2.3.2 PROCESOS Y DISPOSICIONES:

a) Flujo paralelo:

Existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. En este caso el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

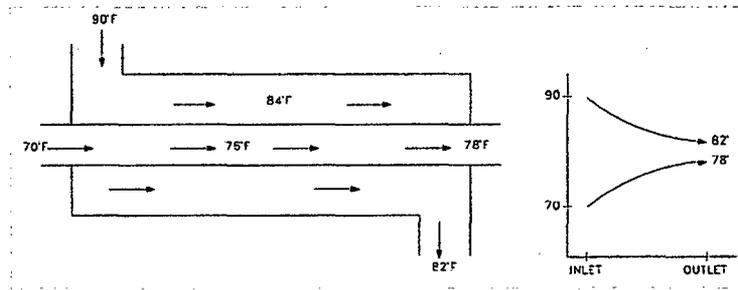


Figura N° 24 Disposición en paralelo

Fuente: Jaramillo (UNAM)

b) Flujo contracorriente:

Se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador. Este sistema es más recomendado también por ser de menor tamaño, sobre todo cuando existen límites por espacios.

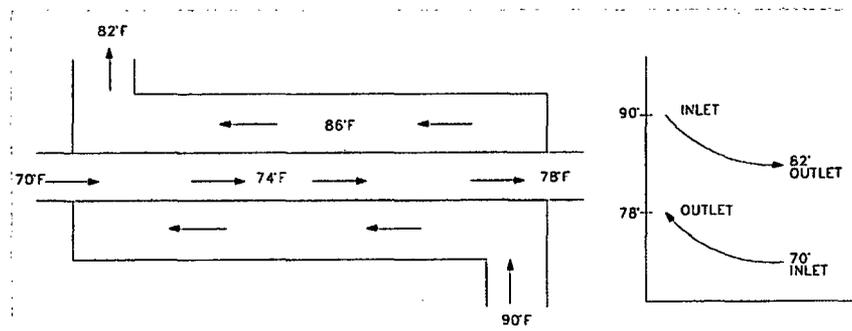


Figura N° 25 Disposición en contracorriente

Fuente: Jaramillo (UNAM)

c) **Flujo cruzado:**

En el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico.

Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utilizar este tipo de intercambiador de calor.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

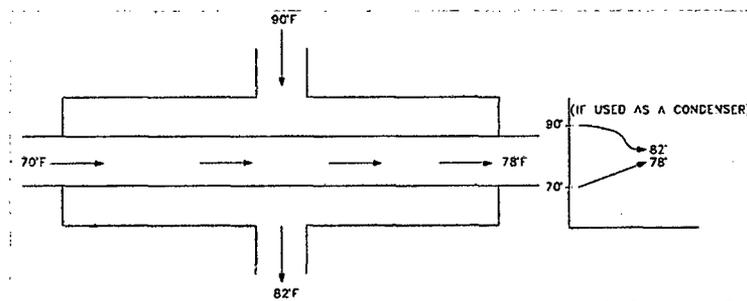


Figura N° 26 Disposición cruzada

Fuente: Jaramillo (UNAM)

2.3.3 DETALLES CONSTRUCTIVOS:

a) CONFIGURACIONES:

La forma en que los tubos son arreglados en el intercambiador (Figura N° 17) es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (pitch) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación pitch/diámetro puede reducirse a 1,20.

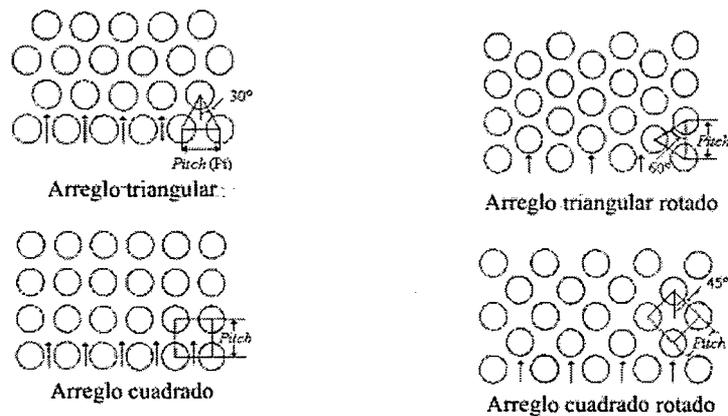


Figura N° 27 Disposición de los haces tubulares

Fuente: Karlekar (Transferencia de calor)

Para obtener haces de tubos más compactos y económicos, se sugiere el uso de ángulos de 30° y 60°, los que permiten acomodar un 15% más de tubos que los otros, pero no deben ser usados cuando se requiera de limpieza externa por medios mecánicos. Para todos los intercambiadores con factores de ensuciamiento inferiores a $0,00035 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ ($0,002 \text{ } ^\circ\text{F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h}/\text{BTU}$) o menores, se prefiere el arreglo triangular de 30°.

Los arreglos cuadrados son utilizados para intercambiadores con factores de ensuciamiento del lado de la coraza superiores a $0,00035 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ ó cuando se requiera limpieza mecánica externa. En el caso de tener flujo turbulento en la carcasa, el ángulo de 90° ofrece características superiores en transferencia de calor y caídas de presión que los de 45°; sin embargo, en el caso de régimen laminar, es preferible un arreglo de 45° (cuadrado rotado).

El arreglo de tubos para haces removibles pueden ser de cualquiera de los tipos especificados (cuadrado, cuadrado rotado o triangular) sin embargo, los haces no removibles usan siempre arreglos triangulares (30°).

b) TUBOS:

Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia la selección de estos parámetros responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo. Los tubos de 19,05 y 25,4 mm de diámetro externo son los más usados; sin embargo, podrían emplearse tubos tan pequeños como de 6,35 mm de diámetro externo en unidades pequeñas que manejen fluidos limpios (en esta consideración están los refrigerantes). Las unidades diseñadas para manejar fluidos muy viscosos pueden usar tubos de 50,8 mm y hasta 76,2 mm de diámetro externo.

Si se trabaja con tubos aleteados, se deben tomar en consideración los siguientes criterios:

- El costo de los tubos aleteados es de 50 a 70 % mayor que el de los tubos lisos (de igual longitud y espesor de pared) por lo que para que se justifique su uso, la resistencia térmica debe reducirse por lo menos en un factor de tres. Esta relación se cumple, generalmente, en rehedidores, calentadores, enfriadores de agua y condensadores que operan con fluidos orgánicos.
- Si la disminución en la resistencia térmica no supera el límite especificado, los tubos aleteados se justifican si se reduce el número de carcasas que se requerirían con tubos lisos.
- Las aletas deben emplearse en casos donde el factor de ensuciamiento del lado de la carcasa no exceda $0,003 \text{ h. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
- Si las aletas son pequeñas, éstas no deben emplearse cuando la velocidad de corrosión supere 0,05 mm/año pues la vida de las mismas se reducirá a 3 años o menos.

El espesor de los tubos debe ser elegido en función de la presión interna y externa por separado, o del diferencial máximo de presión a través de la pared del tubo. Sin

embargo, la presión muchas veces no es el factor limitante, por lo que el espesor del tubo debe seleccionarse considerando:

- Suficiente margen para soportar los efectos corrosivos.
- Resistencia a las vibraciones inducidas por el flujo.
- Adecuada resistencia axial, especialmente en los equipos con cabezal posterior fijo.
- Costos.
- Estandarización de las existencias de repuestos y reemplazos.

c) PLACA DE TUBOS:

Es generalmente una placa que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empaaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.

Las juntas de los tubos constituyen los puntos más probables de goteo de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos.

d) CARCAZA:

La carcasa o carcasa es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente, cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión. La carcasa posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto (Figura N° 18) para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la carcasa, puede que sea necesario

omitir algunos tubos o tener una expansión en la boquilla donde se une a la carcasa. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

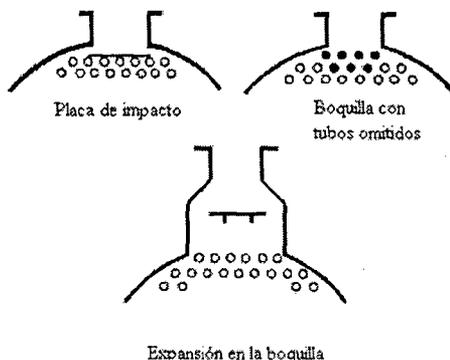


Figura N.º 28 Placas de Impacto.

Fuente: Intercambiadores de Calor (Gonzales)

f) **DEFLECTORES:**

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la carcasa, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la carcasa o para sustituir a dos carcasas tipo E en serie.

Estos deflectores son denominados también divisores de paso. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo. El divisor de pasos debe ajustar perfectamente en los surcos de la placa de tubos y en el cabezal para minimizar la posibilidad de derrame de una división a otra, lo que traería como consecuencia un serio deterioro en el funcionamiento del intercambiador. Los deflectores longitudinales pueden ser de diseño removible o soldado. Los primeros se emplean con cabezales flotantes y requieren de bandas de sello flexibles o un dispositivo entre el deflector y la carcasa que evite la fuga de fluido. Los segundos se usan con cabezales fijos y no requieren de juntas de expansión.

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración y para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre baffles, el diseñador puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la

caída de presión.

Los deflectores transversales al flujo fuerzan al fluido a ir de un lado a otro de la carcaza y, cambiando el espaciamiento entre ellos, permiten variar la velocidad del fluido. Uno de los problemas más comunes que se presentan en los intercambiadores si los baffles están incorrectamente colocados, es la existencia de zonas estancadas dentro de la carcaza, lo que perjudica la transferencia de calor. Se recomienda que el espaciamiento (B) entre baffles esté en el intervalo $1/5 D_c < B < D_c$. El valor mínimo no debe ser inferior a 50,8 mm, ya que en caso contrario, la inserción de los tubos (en el re-entubamiento) se hace muy engorrosa, además que puede no justificarse térmicamente y/o proporcionar una caída de presión excesiva en el lado de las carcasas.

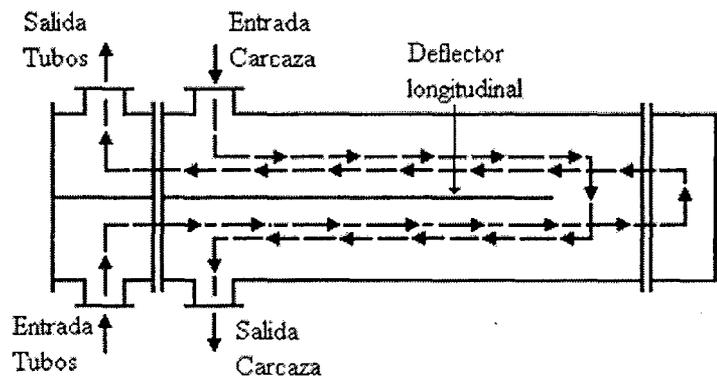


Figura N° 29 Esquema de un Intercambiador de tubo y coraza con deflector longitudinal
Fuente: Intercambiadores de Calor (Gonzales)

g) CABEZALES:

Corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos. Existen dos tipos de cabezales: estacionarios o fijos (anteriores) y los posteriores.

La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empaaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior.

2.3.4 LIMITES DE APROVECHAMIENTO:

Se establece un pinch point para determinar las diferencias de temperaturas en cada nivel de presión. El valor de la temperatura superior está limitada por la temperatura del fluido de enfriamiento (agua y aire) hasta un valor de 30 °C , mientras la temperatura inferior está limitada por la temperatura en la piscina de salmuera a -3 °C, por lo cual se opta de instalar un interenfriador independiente de las temperaturas del evaporador y del condensador.

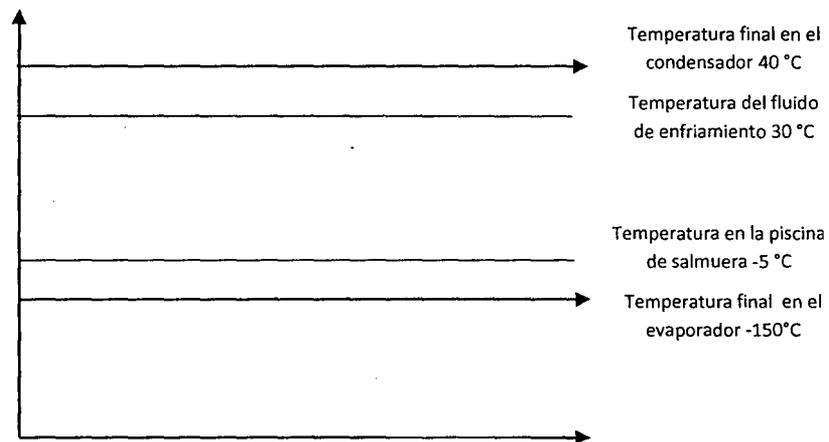


Figura N° 30: Límites de temperatura
Fuente : Elaboración propia

2.3.5 DISEÑO DE UN INTERENFRIADOR:

a) ECUACION GENERAL DE INTERCAMBIO DE CALOR:

Teniendo en cuenta el intercambio de calor sensible entre el refrigerante en estado de líquido subenfriado saliente del condensador con la corriente del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado saliente del evaporador según la ecuación N° 6, se tiene:

$$P_{1s} = P_{vs} \dots \dots \dots (9)$$

$$Cp_v * (T_1 - T_b) = Cp_l * (T_a - T_3) \dots \dots (6) \text{ o también}$$

$$\dot{m} * (h_3 - h_a) = \dot{m} * (h_b - h_1) \dots \dots (10)$$

Dónde:

P_{1s} = Es la Potencia térmica cedida por el refrigerante en estado de líquido subenfriado a la salida del condensador.

P_{vs} = Es la Potencia térmica absorbida por el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a la salida del evaporador.

h_a = Es la entalpia del refrigerante en estado de líquido subenfriado saliente del interenfriador.

h_b = Es la entalpia del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado saliente del interenfriador.

Se tiene la siguiente distribución de equipos:

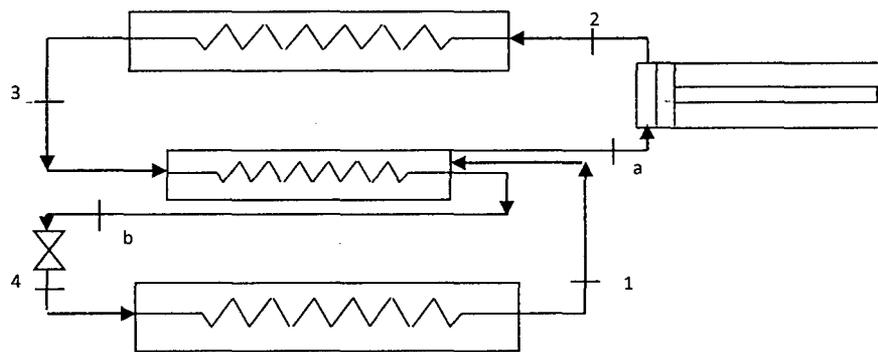


Figura N° 31 Distribución de equipos Ciclo Real de Compresión de Vapor con Interenfriador

Fuente: Elaboración Propia.

b) CONSIDERACIONES TERMICAS PARA EL DISEÑO DEL INTERENFRIADOR:

- CONSIDERACIONES: Se toma en cuenta el desarrollo de los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor liquido-gas del texto PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR de Donald Kern. Donde se define que la transferencia de calor global en un intercambiador de calor es:

$$Q_T = A_T * MLDT * U_T * Ft \dots \dots \dots (11)$$

Dónde:

A_T = Área Total de transferencia de calor.

$MLDT$ = Temperatura Media Logarítmica

U_T = Coeficiente Global de transferencia de calor.

F_t = Factor de Corrección del MLDT

- TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA: Es un factor de corrección que se presenta debido a que la temperatura de uno de los dos fluidos en estudio varía de acuerdo con su recorrido en la dirección del flujo y se utiliza para determinar la temperatura del motor de la transferencia de calor en sistemas de flujo, especialmente en los intercambiadores de calor. Cuanto mayor sea el MLDT, más calor se transfiere. El uso de la LMTD directa surge del análisis de un intercambiador de calor con el constante flujo de fluidos y propiedades térmicas. Hay veces en las cuatro temperaturas utilizadas para calcular el LMTD no están disponibles, y por lo tanto el Método NUT debe aplicarse en el diseño.

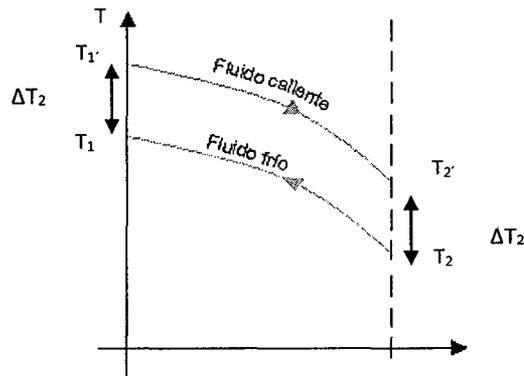


Figura N°32 Disposición de temperaturas entre dos fluidos

Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto:

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (12)$$

Así mismo en función al tipo de configuración existente se aplica un factor de corrección (F_t) en función de los parámetros R y S que determinan gráficamente, el valor del factor de corrección afecta el valor del MLDT.

- **NUMERO DE REYNOLDS DE LADO DE LA CORAZA:** El Numero de Reynolds es un Numero Adimensional que permite comparar las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas y se define como:

$$N_{RE} = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_i * \pi * \mu} \dots \dots \dots (13)$$

El valor obtenido del Número de Reynolds nos determina el régimen del flujo: laminar, transitorio o turbulento.

- **COEFICIENTE CONVECTIVO DEL LADO DE LA CORAZA:** El valor del coeficiente convectivo (h_o) es en función del Número de Nusselt que a la vez depende de los Números adimensionales Prandtl y Reynolds, según la siguiente relación:

$$N_{NU} = C * N_{RE}^m * N_{PR}^{1/3} \dots \dots \dots (14)$$

Tomando como referencia el texto de Fundamentos de Transferencia de calor de Frank Incropera.

Cuadro N° 2: Constantes C y m para flujo contracorriente

N_{RE}	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.027	0.805

Fuente: Incropera (Transferencia de calor)

Además

$$N_{NU} = \frac{h_o * D_{ext}}{k} \dots \dots \dots (15)$$

De donde:

h_o = Coeficiente convectivo de transferencia de calor.

N_{NU} = Numero de Nusselt

N_{PR} = Numero de Prandtl

K = Conductividad del material

D_{ext} = Diámetro exterior de la tubería

- **NUMERO DE REYNOLDS DEL LADO DE LOS TUBOS:** La determinación del Número de Reynolds se realiza en función a la ecuación N° 13, siendo la longitud característica el diámetro interior de la tubería.
- **COEFICIENTE CONVECTIVO DEL LADO DE LOS TUBOS:** Para la determinación del coeficiente convectivo del flujo es necesario determinar su régimen. Se tienen las siguientes ecuaciones:

Para flujo turbulento:

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} = 0.023 * N_{RE}^{0.8} * N_{PR}^{0.4} \dots \dots \dots (16)$$

Para flujo laminar: Para un tubo circular uniforme y condiciones laminares completamente desarrollados, el Número de Nusselt es una constante.

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} = 4.36 \dots \dots \dots (17)$$

- **COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:**
El coeficiente global de transferencia de calor se evalúa en función a la resistencia que ofrecen la película interna dentro del tubo a través del coeficiente de convección por el lado del tubo, la conductividad del material de la tubería y la resistencia de la película externa a través del coeficiente convectivo por el lado de la coraza.

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x}{K_m} + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (18)$$

- **AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR:** El Área de transferencia de Calor es función a la siguiente ecuación:

$$A_T = D_i * \pi * L * n \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

L = Longitud de tuberías del interenfriador

n = Numero de pasos del interenfriador

La longitud de la tubería se restringe en función del espacio disponible, disponiéndose el número de pasos para poder reducir la longitud de la tubería. Para nuestro caso se considera un interenfriador de 2 pasos.

c) **CONSIDERACIONES MECANICAS PARA EL DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AIRE:**

- Caída de Presión en la coraza: Para la obtención de la presión máxima interna de diseño se utilizó la siguiente ecuación :

$$\Delta P = \frac{\rho * V_{max} * N_{tubos} * X * f}{2} * N_{pasos} \dots \dots \dots (20)$$

De donde:

$$X = 1$$

$$f = 0.35$$

- Caída de Presión en el lado de los tubos: La presión interna máxima de diseño en los tubos, P_i , se calculó por la siguiente ecuación:

$$P_i = P_1 - P_2 = \gamma * hp \dots \dots \dots (21)$$

Siendo

P_i = Es la Presión del refrigerante a la entrada de los tubos.

P_2 = Es la Presión del refrigerante a la salida de los tubos.

hp = Es la pérdida de carga longitudinal o primaria dentro de los tubos.

γ es el peso específico del amoniaco (producto de la densidad y la gravedad)

2.4 CARGA FRIGORIFICA EN LA GENERACION DE HIELO EN BLOQUES:

2.4.1 PLANTAS DE GENERACION DE HIELO EN BLOQUE:

Son instalaciones frigoríficas que tienen por finalidad la producción de hielo en bloques de 50 kg (existen plantas de generación de hielo de 25 y 100 kg por bloque), a través de un proceso de semi-inmersión de cubetas de acero inoxidable dentro de una piscina que

contiene agua con una grado de salinidad de 26 ‰ sometido a una temperatura de -5 °C a -8 °C. El agua de salmuera es una mezcla de agua potable y sal común la cual permanece en estado líquido a temperaturas inferiores a la de solidificación del agua (0°C). La temperatura del agua de salmuera se consigue debido a que dentro de la piscina de salmuera se encuentra inmersión un banco de evaporadores del tipo seco por donde fluye el refrigerante a baja temperatura (dentro de un rango de temperaturas de -20 a -10 °C).

El refrigerante utilizado es el Amoniaco, debido al alto requerimiento frigorífico de este en su cambio de calor latente con respecto a otros refrigerantes.

Luego de conseguirse el congelamiento del agua, una grúa levanta una fila de moldes y los transporta a un tanque de descongelación donde los sumerge en agua para que el hielo se desprenda. Los moldes se voltean para que salgan los bloques, se rellenan de nuevo con agua dulce y se colocan nuevamente en el tanque de salmuera. Se trata de una operación continua, por lo que necesita mano de obra para una atención continua de todas las operaciones. Una planta de 20 t/día necesita opera con 3 operarios.

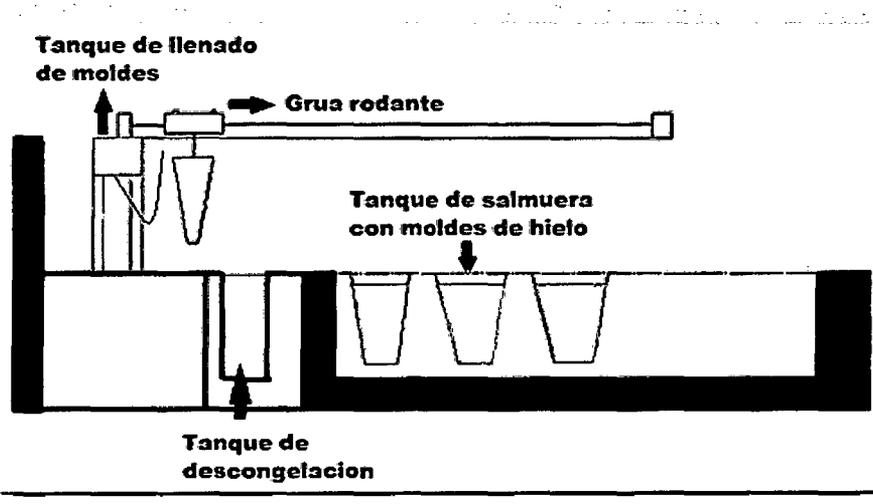


Figura N° 33 : Configuración de Planta de Hielo en Bloque

Fuente: Técnicas de generación de hielo (FAO)

El proceso de generación de hielo en bloque tiene un periodo de duración promedio de 18 horas para cada hilera de bloques, caracterizándose por ser un proceso continuo, en

el cual, para el agua se tienen tres procesos: dos cambios de calor sensible y un cambio de calor latente, tal como se detalla en la siguiente figura:

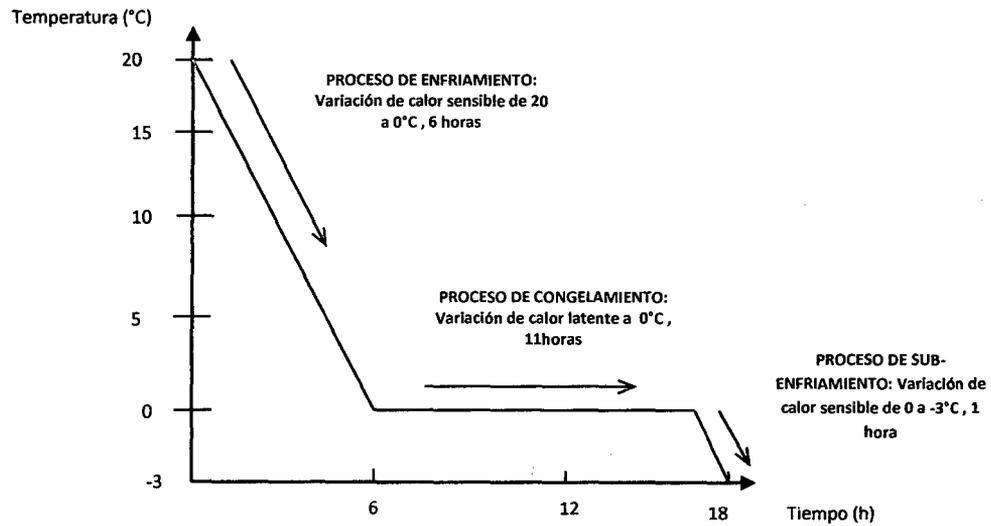


Figura N° 34 : Perfil de temperaturas para la generación de hielo en bloque

Fuente: Elaboración Propia

2.4.2 CONDICIONES DEL AGUA DE SALMUERA:

El Refrigerante secundario en este caso el agua de salmuera es el que se enfría por contacto con la superficie del evaporador y ya enfriado pasa al espacio que va a ser refrigerado, en nuestro caso es el que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo.

Una solución de cualquier sal en agua baja el punto de congelamiento de esta, siendo esta solución llamada salmuera.

Para preparar una salmuera se utiliza sal común (Na Cl), cloruro de sodio (Ca Cl₂) o Cloruro de magnesio (Mg Cl₂). Se debe evitar una mezcla de soluciones distintas ya que esto produce precipitaciones.

Para evitar la presencia de lodos o incrustaciones en el sistema de refrigeración debido a la presencia de cuerpos extraños y arrastre de la sal base es preferible usar soluciones frigoríficas obtenidas industrialmente, las cuales gracias a su composición química actúan como anti corrosivas, son inodoras, no tóxicas y aseguran un mayor tiempo de servicio a la instalación frigorífica.

Como en una planta de producción de hielo es inevitable el contacto de la salmuera con el aire es de vital importancia mantener la solución en un estado neutro.

Al escoger el porcentaje de sal para la solución es necesario determinar ese porcentaje en base a la temperatura más baja de trabajo de la salmuera , ya que , si se aumenta indebidamente dicho porcentaje se puede llegar al punto criohídrico de la solución en la que se congelan simultáneamente proporciones iguales de sal y agua en un mismo cuerpo , y si se aumenta la concentración de sal por encima de dicho punto , se elevará repentinamente el punto de congelación y entonces la solución más concentrada tiene el mismo punto de congelación de una solución más débil.

2.4.3 BALANCE DE ENERGIA EN LA PLANTA DE HIELO EN BLOQUES.

Para calcular la carga frigorífica o potencia frigorífica, es necesario determinar las cargas necesarias de todos los componentes inmersos en la piscina de salmuera.

A) CARGA FRIGORIFICA PARA LA FABRICACION DE HIELO EN BLOQUE:

Se determina como la suma del enfriamiento del agua desde la temperatura ambiental hasta 0°C , la congelación y el subenfriamiento del hielo hasta -3 °C. Las ecuaciones a utilizarse son las siguientes:

CARGA FRIGORIFICA PARA EL DEL ENFRIAMIENTO DEL AGUA:

Esta dado por la variación de calor sensible, y que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0°C :

$$\dot{P}_{ew} = \dot{m}_w * C_{pw} * (T_{wi} - T_{wf}) \dots \dots \dots (22)$$

Dónde:

\dot{P}_{ew} = Carga frigorifica para enfriar el agua desde la temperatura ambiental hasta el punto de congelamiento.

\dot{m}_w = Flujo másico de agua.

C_{pw} = Calor específico a presión constante del agua.

T_{wi}, T_{wf} = Representan las temperaturas del agua inicial hasta la temperatura final de congelamiento a 0°C.

CARGA FRIGORIFICA PARA LA CONGELACION DEL AGUA:

Es la variación de calor latente o de cambio de fase del agua desde el estado líquido al estado sólido a presión atmosférica.

$$\dot{P}_{cw} = \dot{m}_w * \Delta h_{fg} \dots \dots \dots (23)$$

Dónde:

\dot{P}_{cw} = Carga frigorífica para el congelamiento o cambio de fase del agua

Δh_{fg} = Calor latente del agua de fusión a 0°C.

CARGA FRIGORIFICA PARA EL SUBENFRIAMIENTO DEL AGUA:

Es la variación de calor sensible y que se debe extraer al hielo para el subenfriamiento desde la temperatura de congelamiento hasta la temperatura de subenfriamiento de -3°C.

$$\dot{P}_{ea} = \dot{m}_w * C_{pH} * (T_{wf} - T_H) \dots \dots \dots (24)$$

Dónde:

\dot{P}_{ea} = Carga frigorífica para el sub enfriamiento del agua.

C_{pH} = Calor específico a presión constante del hielo.

T_H = Temperatura final del hielo sub enfriado (-3°C)

Finalmente la carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque es igual a :

$$\dot{P}_{cfw} = P_{ew} + \dot{P}_{cw} + \dot{P}_{ea} \dots \dots \dots (25)$$

B) CARGA FRIGORIFICA PARA EL ENFRIAMIENTO DE LOS MOLDES:

El agua a congelar es contenida dentro de moldes fabricados de acero inoxidable, los moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible. Según la siguiente ecuación:

$$\dot{P}_{em} = N_m * \dot{m}_M * C_{pM} * (T_{Mi} - T_{Mf}) \dots \dots \dots (26)$$

Dónde:

N_m = Numero de moldes a enfriar.

\dot{m}_M = Masa de los moldes.

C_{pM} = Calor específico del material del molde.

T_{Mi}, T_{Mf} = Temperatura inicial y final del material del molde.

C) CARGA FRIGORIFICA DE LOS AGITADORES DEL AGUA DE SALMUERA:

La carga frigorífica debido a la acción de los agitadores es igual al equivalente térmico de la potencia de los mismos.

$$\dot{P}_{eas} = P_{ag} * N_{ag} \dots \dots \dots (27)$$

Dónde:

\dot{P}_{eas} = Carga frigorífica por la acción de los agitadores del agua de salmuera.

P_{ag} = Potencia eléctrica del motor de cada agitador.

N_{ag} = Numero de agitadores de agua en el tanque de salmuera.

D) CARGA FRIGORIFICA POR PERDIDAS CALORIFICAS A TRAVES DE LAS PAREDES DEL TANQUE DE SALMUERA:

Comprenden las perdidas por transferencia de calor a través de las paredes laterales, fondo del tanque y cubierta de este.

$$\dot{P}_{epts} = \sum_{i=1}^n \dot{P}_{epts i} \dots \dots \dots (28)$$

Donde i , representan las perdidas por transferencia de calor a través de los 6 lados (paredes , piso y tapa superior , la cual se obtiene de manera análoga a las perdidas por transferencia de calor por paredes en la cámara frigorífica.

La pérdida de carga por paredes, es una medición del calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado, del exterior hacia el interior.

El aislamiento se calcula de forma que el flujo térmico máximo no sea superior a un valor determinado, esto varía según las condiciones económicas del local, en numerosos Países se utiliza un valor de 7 a 8 W/m². La tasa de calor que entra en la cámara por transmisión de calor a través de las paredes y el techo viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{P}_{epts i} = U * A * \Delta t \dots \dots \dots (29)$$

Dónde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

A = Superficie de cerramiento (envolvente de la cámara frigorífica)

Δt = Salto térmico en la cámara frigorífica.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se emplea la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{h_e}} \dots \dots \dots (30)$$

Dónde:

h_i, h_e = Son los coeficientes convectivo de transferencia de calor interior y exterior de la cámara frigorífica.

k_1, k_2 = Son los coeficientes conductivos de transferencia de calor de los materiales que conforman la cámara frigorífica.

e_1, e_2, \dots, e_n = Son los espesores de los materiales que conforman la cámara frigorífica.

Generalmente son:

Plancha interior de la cámara frigorífica.

Material de insulado (aislamiento).

Plancha exterior de la cámara frigorífica.

E) CARGA FRIGORIFICA TOTAL PARA EL PROCESO:

Finalmente la carga frigorífica total en la planta de hielo por bloques es :

$$\dot{P}_{CFT} = \dot{P}_{cfw} + \dot{P}_{em} + \dot{P}_{eas} + \dot{P}_{epts} \dots \dots \dots (31)$$

F) INTERCAMBIO TERMICO ENTRE REFRIGERANTES:

Se tienen las siguientes en los circuitos conformantes de la planta de producción de hielo en bloques.

Circuito 1 : Evaporador (Refrigerante principal) → Refrigerante Secundario (Salmuera).

Circuito 2 _ Refrigerante secundario (salmuera) → Agua a congelar.

G) CARGA TERMICA DEL EFECTO REFRIGERANTE:

En función a la eficacia de transferencia de calor del sistema el Efecto refrigerante debe ser igual a:

$$\dot{P}_{ER} = \frac{\dot{P}_{CFT}}{\text{Eficacia de transferencia de calor evaporador y planta de hielos}} \dots \dots (32)$$

CAPITULO III:
MATERIALES Y METODO

3.1 MATERIALES:

3.1.1 SUSTANCIAS:

a. AMONIACO:

Entre los refrigerantes "naturales", el R717 mantiene uno de los primeros lugares como una alternativa al R22 y R502. La producción mundial de amoníaco alcanza 120 millones de toneladas y solo una pequeña porción de este (hasta un 5 %) es usado en los equipos de refrigeración.

El amoníaco no degrada la capa de ozono ($ODP = 0$) y no contribuye directamente al incremento del gas de invernadero ($GWP = 0$). El gas con un fuerte olor característico es dañino para el organismo humano. La concentración de tolerancia en el aire es de $0,02 \text{ mg/dm}^3$, lo que corresponde a una fracción en volumen de $0,0028\%$. En combinación con el aire a una fracción en volumen de $16\text{...}26,8\%$ y la disponibilidad de fuego abierto el amoníaco es explosivo. La temperatura de ignición en el aire es $651 \text{ }^\circ\text{C}$.

Los vapores de amoníaco son más ligeros que el aire, es bien soluble en agua (una unidad de agua puede disolver 700 unidades de amoníaco que excluye la humedad congelada en el sistema). El amoníaco se mezcla fuertemente con aceites minerales. No afecta metales ferrosos, el aluminio y el bronce fosfórico, pero en la presencia de humedad destruye los metales no ferrosos (zinc, cobre, y sus aleaciones) La proporción en masa de humedad en el amoníaco no debe exceder $0,2\%$.

De acuerdo con las cualidades termodinámicas, el amoníaco es uno de los mejores refrigerantes: según la productividad de enfriamiento supera considerablemente a los R12, R11, R22 and R502, tiene más alto coeficiente de transferencia de calor que permite usar tuberías de más pequeño diámetro en los aparatos de transferencia de calor. Debido al fuerte olor del amoníaco, las fugas en el sistema de refrigeración pueden ser fácilmente detectado por el personal. Debido a estas razones, el R717 encuentra sus amplios usos en las grandes capacidades de refrigeración. El refrigerante R717 tiene bajo costo.

Una de las desventajas del amoníaco es el más alto valor de la línea adiabática (1,31) comparada al R22 (1,18) y R12 (1,14), que causa un incremento considerable de la temperatura de descarga. En conexión con esto, los aceites de refrigeración usados en combinación con amoníaco deben presentar requerimientos estrictos de estabilidad

térmica durante un largo período de tiempo de operación de la capacidad de refrigeración. Tenemos las siguientes propiedades:

Cuadro N°3 Principales propiedades del amoniaco

N°	Propiedad	Detalle
1	Peso Molecular	17.03 g/mol
	FASE SOLIDA	
2	Densidad del líquido (1.013 bar en el punto de ebullición)	681.97 kg/m ³
3	Punto de ebullición (1.013 bar)	-33.33 °C
4	Calor latente de vaporización (1.013 bar en el punto de ebullición)	1369.5 kJ/kg
	FASE GASEOSA	
5	Densidad del gas (1.013 bar en el punto de ebullición)	0.889 kg/m ³
6	Viscosidad (1.013 bar y 0 °C (32 °F))	9.1931E-05 Poise
7	Conductividad Térmica (1.013 bar y 0 °C (32 °F))	22.916 mW/(m.K)
	OTRAS	
8	Materiales compatibles	Acero Inoxidable y Aluminio
9	Olor	Picante, Irritante
10	Codigo ONU	UN1005
11	Peligro mayor	Inhalación y Contacto con la piel
12	OT Hazard class (USA)	NO INFLAMABLE

Fuente: ASHREE

Como fluido frigorífico el amoniaco presenta numerosas ventajas siendo la más importante las siguientes:

- Posee buena propiedad termodinámicas, de transferencia de calor y de masa, en particular dentro de las condiciones definidas de servicios y el coeficiente de performance de máquinas es uno de los mejores.
- Es químicamente neutro para los elementos de los circuitos frigoríficos, salvo para el cobre y sus aleaciones que son materiales ampliamente usados en las instalaciones con fluidos halogenados. Es por eso que no se debe cargar amoniaco en los circuitos con refrigerantes halogenados.
- El amoniaco no se mezcla con el aceite de lubricación.

- No es sensible a la presencia de aire húmedo o del agua.
- Es fácilmente detectable en caso de fuga así sea muy leve, de esta forma es muy difícil tener una falla del circuito por vaciado progresivo de la instalación. El amoníaco es el fluido frigorífico de menor costo en su valor de compra.
- Las máquinas frigoríficas a amoníaco son de un precio muy competitivo en inversión inicial y costo de funcionamiento (buen aprovechamiento de la energía).

b. SALMUERA:

La salmuera es agua con una alta concentración de sal (NaCl) disuelta. Por extensión, también se llama salmuera a disoluciones altamente concentradas de otras sales. Son ejemplos de ello la salmuera de cloruro de calcio y la de dicromato sódico.

A temperaturas superiores a 0 °C, el agua es el medio de transferencia más comúnmente utilizado para transportar la carga de refrigeración hasta un evaporador.

A temperaturas inferiores a 0 °C se utilizan las salmueras. Estas pueden ser:

- Una solución acuosa de sales inorgánicas, por ejemplo, cloruro de sodio o cloruro de calcio, es decir para bajas temperaturas se puede utilizar una mezcla eutéctica.
- Una solución acuosa de compuestos orgánicos, por ejemplo, alcoholes o glicoles; ejemplos las mezclas de agua y etanol o agua y metanol, el etilenglicol y el propilenglicol.
- Hidrocarburos halocarburosclorados o fluorados. Una solución de cualquier sal en agua, o en general cualquier solución, tiene un cierta concentración en la que el punto de congelación es un mínimo. Una solución de esta concentración se llama mezcla eutéctica. La temperatura a que se congela es la temperatura eutéctica. Una solución en cualquier otra concentración comienza a congelarse a temperaturas más altas.

Cuando la temperatura de una salmuera cuya concentración es inferior a la eutéctica desciende por debajo del punto de congelación, se forman cristales de hielo y la concentración de la solución residual aumenta hasta alcanzar la temperatura eutéctica. Por debajo de esta temperatura la solución se solidifica formando una mezcla de hielo y solución eutéctica solidificada.

3.1.2 INSTRUMENTACION:

a. DE PLANTA:

- Manómetros de alta y baja en compresores de amoniaco.
- Termómetros en puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Termómetro para temperaturas de agua de salmuera.
- Termómetro para temperatura ambiental.
- Termómetro para temperatura de aceite.
- Medidores de tensión, frecuencia, corriente y potencia en Subestación eléctrica.

b. EXTERNA:

- Medidor de flujo ultrasonido para fluido refrigerante, con las siguientes características:

Cuadro N° 4 Características Técnicas del medidor Ultrasonido PCE-TDS 100H

N°	Especificación Técnica	Detalle
1	Dimensiones de tuberías	50- 700 mm
2	Tipo de sensor	TDS-M1
3	Dimensiones del sensor	60 x 45 x 45 mm
4	Peso del sensor	250 g
5	Métodos de instalación del sensor	V y Z
6	Rango de medición	0,01 ... 30 m/s
7	Precisión	±1 % del valor de medición
8	Linealidad	0,5 %
9	Tiempo de respuesta	0 ... 999 segundos, ajuste libre
10	Fluidos	400 fluidos líquidos
11	Temperaturas	-10 a 70 °C
12	Pantalla	4 x 16 LCD
13	Registrador de datos en memoria	2000 valores

Fuente : PCE-IBERICA INSTRUMENTOS

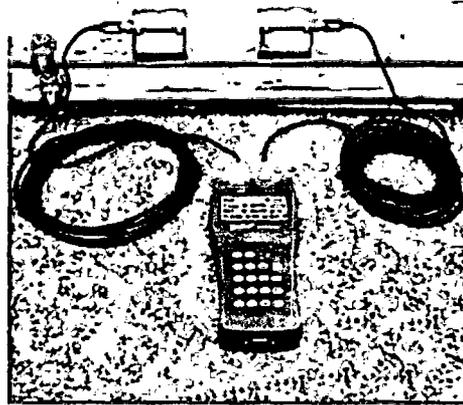


Figura N°35 Medidor de Flujo Ultrasonido PCE-TDS 100H

- Pistola infrarroja para bajas temperaturas, de la cual se presentan las siguientes especificaciones técnicas:

Cuadro N°5 Características Técnicas del Medidor de Temperatura Slim Flash

N°	Especificación Técnica	Detalle
1	Rango	-33 ... +199 °C
2	Precisión	$\pm 2^\circ \text{C}$ o $\pm 2\%$
3	Tiempo de respuesta	aprox. 500 ms
4	Peso	69 g

Fuente: PCE-IBERICA INSTRUMENTOS



Figura N° 36 Medidor de Temperatura sin contacto Slim Flash

3.1.3 SOFTWARE A UTILIZAR:

a. COOLPACK :

CoolPack es una colección de programas de simulación que se puede utilizar para el diseño, dimensionamiento, el análisis y la optimización de los sistemas de refrigeración. Los programas de simulación en CoolPack se dividen en seis categorías - cada una representada por una pestaña en la barra de herramientas de arriba. Se puede obtener una visión general de los programas de una categoría haciendo clic en su ficha Barra de herramientas. Al hacer clic en los iconos de la barra de herramientas se inicia los programas individuales. El desarrollo de CoolPack fue financiado inicialmente por la Agencia Danesa de Energía.

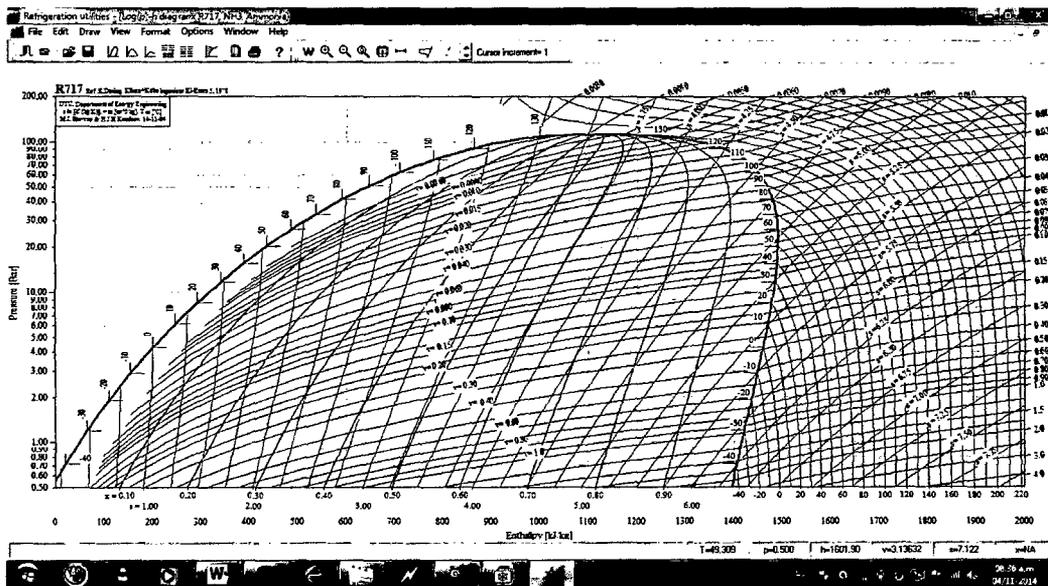


Figura N° 37 Entorno del Coolpack

c. HOJA DE CÁLCULO: Se ha elaborado un entorno virtual para el balance de materia y energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor, con la finalidad de poder determinar los efectos del subenfriamiento en el condensador y sobrecalentamiento en el evaporador.

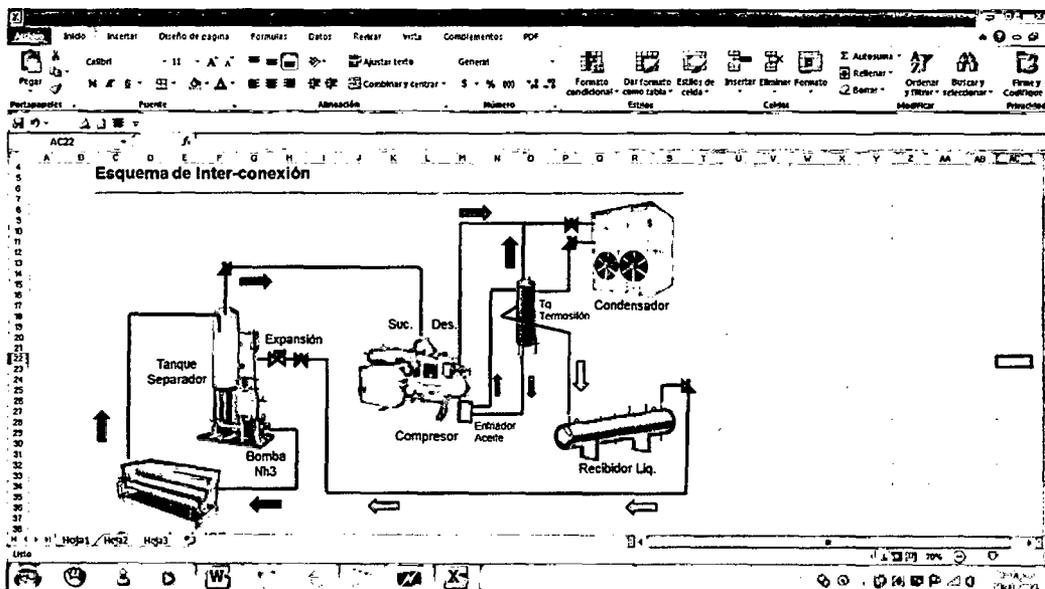


Figura N° 38 Entorno del Excel

Fuente: Elaboración Propia

3.1.4 INVENTARIO DE PLANTA:

Se tienen los siguientes valores de planta para la Empresa Leaser SAC.

Cuadro N° 6 Planta de Hielo en Bloques

DATOS CENTRAL	ESPECIFICACIONES
Capacidad	20 TM/día
Refrigerante	R 717
COMPRESOR	Vapor saturado generado a 8 Bar
Tipo	MYCOM de Tornillo Doble N8WBHF
Potencia del Motor	110 KW
Presión de Alta	15.5 Bar
Presión de Baja	2.3 Bar
Temperatura final del compresor	140 °C
Temperatura del aceite	60 °C
CONDENSADOR	
Tipo	Condensador de flujo cruzado con aire forzado
Potencia de Ventiladores	4 de 2 KW
Temperatura del aire inicial	20 °C
Temperatura de aire final	30 °C
EVAPORADOR	
Tipo	Inundado con Banco de tubos de Acero Inox. De 2"
Dimensiones Poza de salmuera	12*30* 4
Salinidad del Agua	26 °
Temperatura de salmuera	- 5°C
Agitadores	2 de 10 HP

Fuente: Dpto. de Mantenimiento.

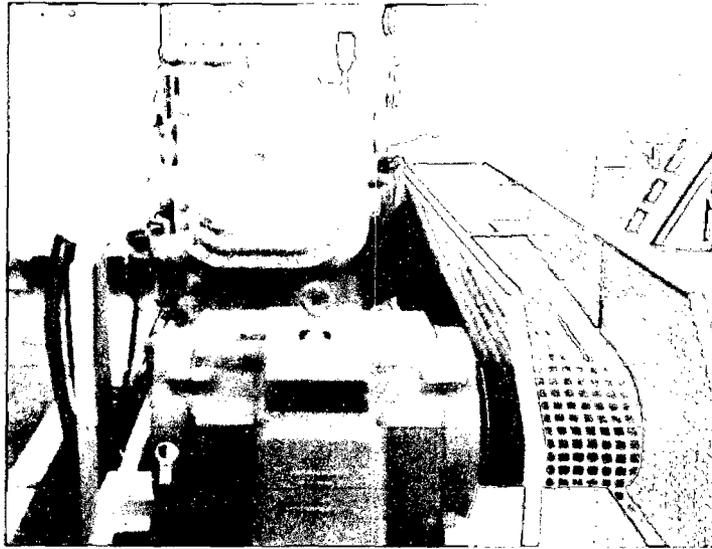


Figura N° 39 Compresor MYCOM N8WBHF

Fuente: Empresa Leeser SAC

3.2 METODO DE INVESTIGACION:

3.2.1 OPERACIÓN CONDICIONES ACTUALES:

La Empresa de Fabricación de Hielo Leeser SAC tiene las siguientes características para la producción de 20 TM de hielo:

a. PRODUCCION :

- La Generación de Hielo en bloque se realiza en 400 envases de acero inoxidable de 50 kg cada uno de ellos, las cuales se encuentran semi-sumergidos en una piscina de salmuera de 26° de salinidad.
- El periodo de producción es de 18 horas.
- El banco de tubos del evaporador de tipo inundado se encuentra sumergido dentro del agua de salmuera, actuando como un refrigerante primario el primero, y refrigerante secundario el segundo.
- La homogeneidad de la temperatura del agua de salmuera dentro de la piscina de generación de hielo en bloque se consigue mediante la agitación del agua a través de un agitador accionado por un motor eléctrico de 10 HP

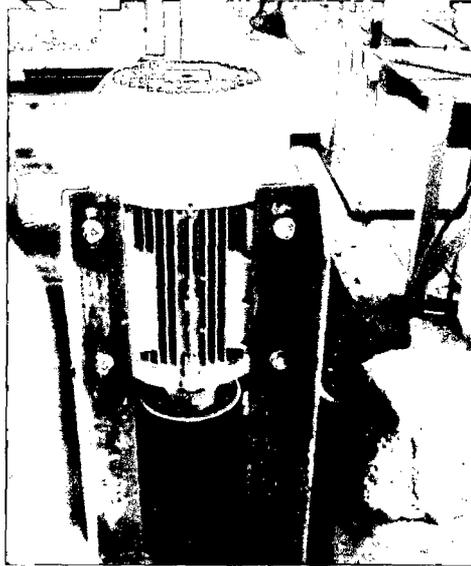


Figura N° 40 Agitador con Motor de 10 HP.

Fuente: Empresa Leeser SAC

b. ENERGIA:

- La generación de hielo se consigue manteniendo las presiones de alta del sistema en 15.5 bar y la presión de baja en 2.3 Bar.
- El sistema que permite la circulación del refrigerante es el Compresor MYCOM accionado por un motor eléctrico de 90 KW.
- La Temperatura del tanque de la salmuera se mantiene a -5°C , mientras que la temperatura del aire al final del condensador es de 30°C .

3.2.2 METODOLOGIA DE CÁLCULO:

Se tendrá en cuenta el siguiente algoritmo de cálculo:

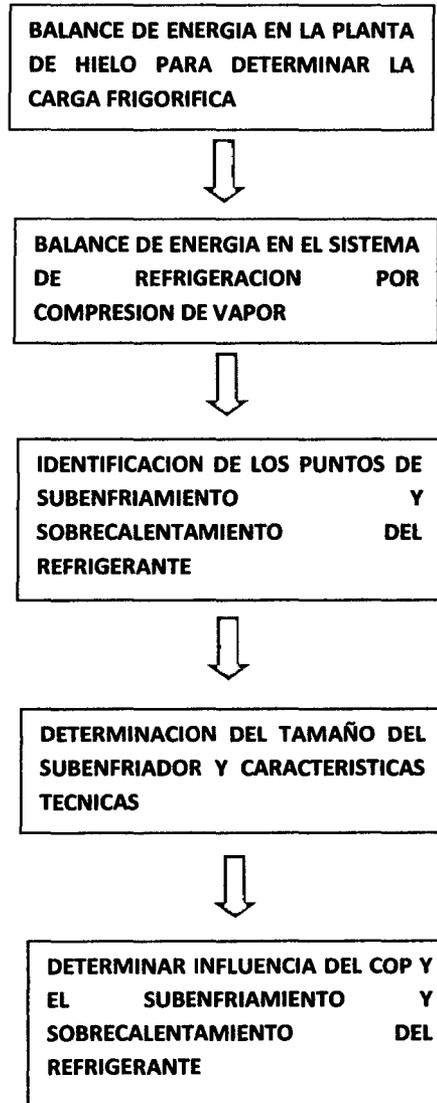


Figura N° 41 Algoritmo de Metodología de Calculo

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV:
CALCULOS Y DISCUSION DE
RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DE LA CARGA TERMICA EN LA PLANTA DE HIELO EN BLOQUES:

4.1.1 CONSIDERACIONES DE CÁLCULO.

a. DATOS DE INGRESO:

Se tienen los siguientes datos de ingreso:

Cuadro N° 7 Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica

PARAMETRO	SIMBOLOGIA	ESPECIFICACION	UNIDADES
PARAMETROS FISICOS			
Capacidad	\dot{m}_w	20	Ton/dia
Temperatura ambiente		20	°C
Temperatura del agua inicial	T_{wi}	20	°C
Temperatura final del hielo	T_{wf}	-3	°C
Calor específico del agua	C_{pw}	4.18	kJ/kg °C
Calor de fusión del agua	Δh_{fg}	334.0	kJ/kg
Calor de específico del hielo	C_{pH}	2.1	kJ/kg °C
Calor específico de la salmuera			
Calor específico del molde	C_{pM}	0.500	kJ/kg °C
Temperatura final salmuera		-5	°C
Grado		26	°BAUME

Fuente: Elaboración propia



Figura N° 42 Moldes de generación de hielo

Fuente: Empresa Leeser SAC

4.1.2 DETERMINACION DE CARGAS TERMICAS INTERVINIENTES:

a. CARGA FRIGORIFICA PARA LA FABRICACION DE HIELO EN BLOQUE:

Tiene los siguientes componentes:

- **CARGA FRIGORIFICA PARA EL DEL ENFRIAMIENTO DEL AGUA:**

Es la carga frigorífica que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0°C se evalúa con la ecuación N° 22:

$$\dot{P}_{ew} = 20,000 * 4.18 * (20 - 0) * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}}$$

$$\dot{P}_{ew} = 25.80 \text{ kW}$$

- **CARGA FRIGORIFICA PARA LA CONGELACION DEL AGUA:**

Se evalúa en función a la ecuación N° 23 y los valores del cuadro N° 7.

$$\dot{P}_{cw} = 20,000 * 334 * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}}$$

$$\dot{P}_{cw} = 103.10 \text{ kW}$$

- **CARGA FRIGORIFICA PARA EL SUBENFRIAMIENTO DEL AGUA**

Se evalúa según la ecuación N° 24 y los valores del cuadro N° 7.

$$\dot{Q}_{ea} = 10,000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * 2.0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}} * (0 - -5)^\circ\text{C} * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}}$$

$$\dot{P}_{ea} = 20,000 * 2.1 * (0 - -3) * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}}$$

$$\dot{Q}_{ea} = 1.95 \text{ kW}$$

Finalmente la carga térmica para la fabricación de hielo en bloque se obtiene según la ecuación N° 25.

$$\dot{P}_{cfw} = 25.80 + 103.10 + 1.95 = 130.85 \text{ KW}$$

b. CARGA FRIGORIFICA PARA EL ENFRIAMIENTO DE LOS MOLDES:

Los moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible y su valor se calcula según la ecuación N° 26. Además se tiene en cuenta que el Numero de moldes es N=400 y la masa de cada uno de ellos es 14 kg. Los moldes son de acero cuyo calor específico a presión constante es:

$$Cp_M = 0.5 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$$

$$\dot{P}_{em} = 400 * 14 \text{ kg} * 0.5 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} (20 - -5) * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}}$$

$$\dot{P}_{em} = 1.09 \text{ kW}$$

c. CARGA FRIGORIFICA DE LOS AGITADORES DEL AGUA DE SALMUERA:

La carga térmica debido a la acción de los agitadores se evalúa según la ecuación N° 27.

$$\dot{P}_{eas} = 2 * 10 \text{ HP} * \frac{0.745 \text{ kW}}{\text{HP}} = 14.9 \text{ kW}$$

d. CARGA TERMICA POR PERDIDA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL TECHO:

De manera similar al cálculo realizado para determinar el flujo de calor a través de cerramientos y paredes:

Aplicando la ecuación N° 29 y con los valores de 0.21 (W/m²°C) para el polietileno de 14 mm de espesor que actúa como tapa, se tiene el siguiente cálculo:

$$A \text{ del techo} = (1 * 12 * 30) = 360 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_t = \frac{0.210 * 360 * (20 - -5)}{1,000} = 1.9 \text{ kW}$$

4.1.3 CARGA FRIGORIFICA TOTAL PARA EL PROCESO:

Aplicando la ecuación 31. Aplicando un conjunto de pérdidas del 5%

$$\dot{P}_{CFT} = \frac{1.0}{0.95} * (130.85 + 1.09 + 14.9 + 1.9) = 156.57 \text{ kW}$$

4.1.4 RESUMEN DE CALCULOS:

Cuadro N° 7 Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica

N°	CARGA FRIGORIGICA	POTENCIA(KW)	PORCENTAJE(%)
1	CARGA FRIGORIFICA PARA LA FABRICACION DE HIELO EN BLOQUE	130.85	83.47
2	CARGA FRIGORIFICA PARA EL ENFRIAMIENTO DE LOS MOLDES	1.09	0.69
3	CARGA FRIGORIFICA DE LOS AGITADORES DEL AGUA DE SALMUERA	14.9	9.13
4	CARGA TERMICA POR PERDIDA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL TECHO	1.9	1.71
5	PERDIDA ADICIONALES	7.83	5.0
	TOTAL	156.27	100

Fuente : Elaboración propia

4.2 BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION:

a. VALORES TERMODINAMICOS DE INGRESO SEGÚN PARAMETROS DE OPERACIÓN:

Teniendo en cuenta el Software Cool Pack se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo básico:

Cuadro N°8 Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor

PARAMETRO	SIMBOLOGIA	CANTIDAD	UNIDADES
Presión de Alta	P_a	15.5	Bar
Temperatura final del condensador	T_c	40.0	°C
Presión de Baja	P_b	2.35	Bar
Temperatura en del Evaporador	T_e	-15	°C
Temperatura de ingreso al condensador	T_2	140	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.1	Bar
Los parámetros fueron obtenidos a través del Software Cool Pack.			
PUNTO	CRITERIO DE CALCULO	CANTIDAD	UNIDADES
Punto 1	Vapor saturado a la P_{baja}	1,428.0	kJ/kg
Punto 2R	P_{baja} y a la temperatura T_2 a la entrada al condensador	1,753	kJ/kg
Punto 3	Liquido saturado a la P_{alta}	374.3	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del Punto 3	374.3	kJ/kg

Fuente : Elaboración propia

b. CARACTERIZACION DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR:

• **FLUJO MÁSICO DEL REFRIGERANTE AMONIACO.**

Se evalúa en función al valor del Efecto refrigerante obtenido en el ítem anterior el cual es 156.27 kW y la ecuación N° 1

$$156.27 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (1,428 - 374.3) \frac{kJ}{kg} = 0.1483 \text{ kg/sg}$$

- **POTENCIA DEL COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 2 ,según el siguiente calculo:

$$P_c = 0.1483 \frac{kg}{sg} * (1,753 - 1,428) \frac{kJ}{kg} = 48.20 \text{ kW}$$

Según la ecuación N° 3 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$\eta_c = 0.8, \quad \eta_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{48.20}{0.8 * 0.85} = 70.9 \text{ KWe}$$

• **POTENCIA TERMICA DE RECHAZO:**

En función a la ecuación N° 4, y el flujo refrigerante conocido se realiza el siguiente cálculo:

$$PTR = 0.1483 \frac{kg}{sg} * (1,753 - 374.3) \frac{kJ}{kg} = 204.46 \text{ kW}$$

• **COEFICIENTE DE PERFORMANCE:**

Se determina según la ecuación N° 5.

$$COP = \frac{156.27}{48.20} = 3.242$$

• **TONELADA DE REFRIGERACION:**

Se determina asimismo las Toneladas de refrigeración del sistema.

$$T.R = \frac{156.27 \text{ kW}}{3.516 \text{ kW}} = 44.45 \text{ TON}$$

4.3 CARACTERIZACION DEL SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO:

a. CONSIDERACIONES DE DISEÑO:

La ecuación N° 6 caracteriza el proceso de transferencia de calor en el interenfriador, con una eficiencia de 0.9 de intercambio de calor entre la corriente fría saliente del evaporador y la corriente caliente saliente del condensador

$$Cp_v * (T_1 - T_b) * 0.9 = Cp_l * (T_a - T_3) \dots \dots (6)$$

También se puede representar la ecuación en la siguiente expresión teniendo en cuenta la figura N° 9:

$$\dot{m}_r * (h_1 - h_b) * 0.9 = \dot{m}_r * (h_a - h_3)$$

Teniendo en cuenta con el ciclo de refrigeración es cerrado, la expresión anterior queda expresada de la siguiente manera:

$$(h_1 - h_b) * 0.9 = (h_a - h_3)$$

Dónde:

h_1 esta referida a la entalpia a la salida del condensador (374.3 kJ/kg)

h_3 esta referida a la entalpia a la salida del evaporador (1,428 kJ/kg)

Se tiene el siguiente esquema para el Interenfriador:

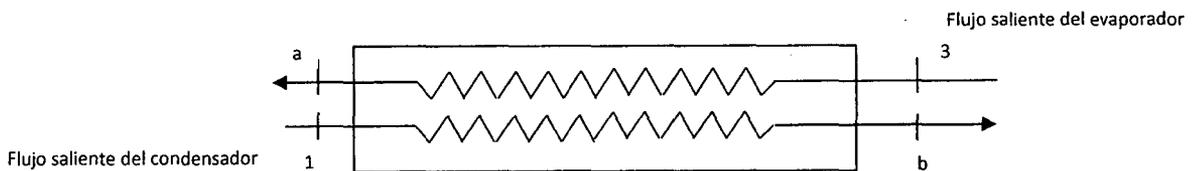


Figura N° 43 Intercambio de flujos en el Interenfriador

Fuente: Elaboración propia

Criterios:

Desde el lado del Condensador, temperatura a la salida del Condensador 40 °C.

Se opta por reducir la temperatura saliente del interenfriador por el lado del condensador en 2.5 °C .

Se toma los valores de estudio de 37.5, 35, 32.5 ,30 y 27.5 °C

Por el lado del evaporador en función a la ecuación N° 6 modificada, se determina la entalpia del fluido refrigerante, tomando como limite la temperatura del agua de salmuera que es de -5°C, por lo tanto el valor de la temperatura del fluido refrigerante no debe superar este valor, para no afectar la estabilidad térmica durante el proceso de producción de hielo en bloques.

- b. **CASO APLICATIVO:** Tomando como valor final de temperatura de la corriente fluida caliente en 35°C.

Del software Cool pack se tiene que a una presión de 15.5 Bar y 35 °C, el valor de la entalpia es:

$$h_b = 350.6 \text{ kJ/kg}$$

Se tiene el siguiente cálculo:

$$(374.3 - 350.6) * 0.9 = (h_a - 1,428)$$

$$h_a = 1,449.3 \text{ kJ/kg}$$

Se verifica el valor de la entalpia en el software Cool Pack:

$$T_a = -6 \text{ °C}$$

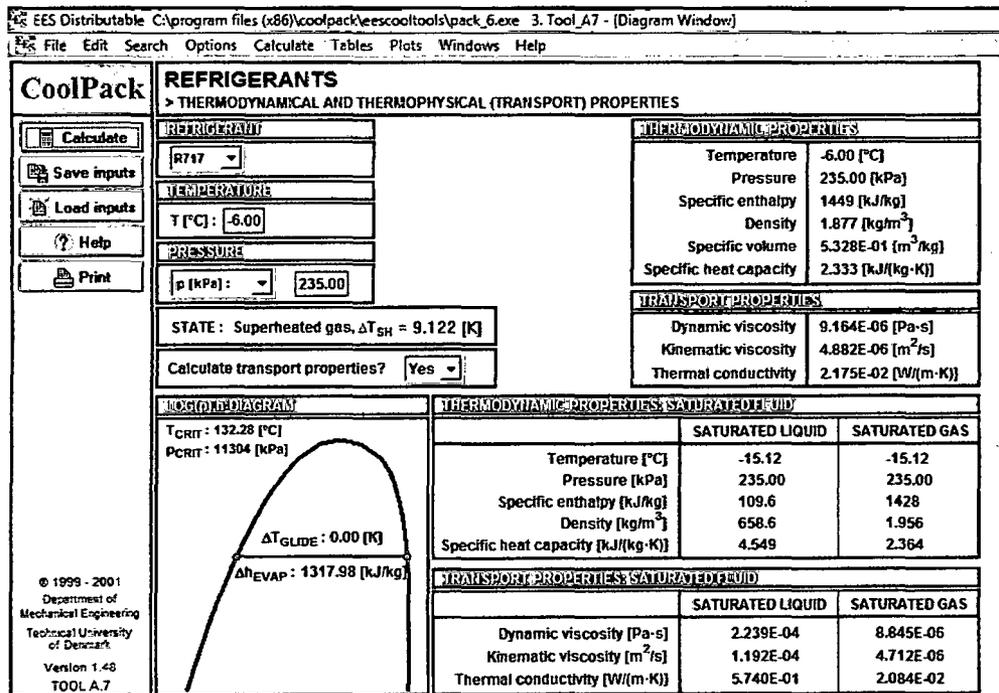


Figura N° 44 Determinación de la Temperatura Ta

Fuente: Elaboración propia

c. **BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION INCLUYENDO EL INTERENFRIADOR.**

• **EFFECTO REFRIGERANTE.**

Se evalúa en función al flujo másico de 0.1483 kg/sg valor del Efecto refrigerante con la ecuación N° 1

$$ER = 0.1483 \frac{kg}{sg} * (1,428 - 350.6) \frac{kJ}{kg} = 159.78 \text{ KW}$$

Incremento del Efecto Refrigerante:

$$\text{Incremento del ER} = 159.78 - 156.27 = 3.51 \text{ KW}$$

Porcentaje de incremento del Efecto Refrigerante:

$$\% \text{ Incremento del ER} = \frac{159.78 - 156.27}{156.27} * 100\% = 2.24 \%$$

- **POTENCIA DEL COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 2 modificada ,según el siguiente calculo:

$$P_C = \dot{m}_r * (h_2 - h_a)$$

$$P_C = 0.1483 \frac{kg}{sg} * (1,753 - 1,449.3) \frac{kJ}{kg} = 43.36 kW$$

Reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$Reduccion de P_C = 48.2 - 43.36 = 4.84 KW$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$Reduccion de P_C = \frac{48.2 - 43.96}{43.96} * 100 \% = 11.01 \%$$

Según la ecuación N° 3 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$\eta_c = 0.8, \quad \eta_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{43.36}{0.8 * 0.85} = 63.77 KWe$$

Reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$Reduccion de P_{me} = 70.9 - 63.77 = 7.13 KW$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$Reduccion de P_C = \frac{70.9 - 63.77}{70.9} * 100 \% = 10.06 \%$$

- **COEFICIENTE DE PERFORMANCE:**

Se determina según la ecuación N° 5.

$$COP = \frac{159.78}{43.36} = 3.684$$

Mejora del Coeficiente de Performance:

$$Mejora del COP = 3.684 - 3.242 = 0.442$$

Porcentaje de mejora del COP:

$$\% \text{ Mejora del COP} = \frac{3.684 - 3.242}{3.242} * 100 \% = 13.63 \%$$

d. DATOS CONSOLIDADOS PARA LAS DISTINTAS TEMPERATURAS ASUMIDAS PARA EL FLUIDO CALIENTE:

Se tienen los siguientes resultados:

Cuadro N°9 Temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor

Caso	T_b (°C)	h_b ($\frac{kJ}{kg}$)	h_a ($\frac{kJ}{kg}$)	T_a (°C)
1	37.5	362.9	1,438.26	-10
2	35	350.6	1,449.33	-6
3	32.5	338.5	1,460.20	-1.5
4	30	326.0	1,476.30	5.5
5	27.5	313.8	1,488.50	11

Elaboración propia

Se tiene que los valores que cumplen son los casos con temperaturas igual a 37.5 y 35 °C.

Cuadro N°10 Indicadores del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor para cada caso

Caso	T_b (°C)	ER(KW)	Pc(KW)	COP	% Mejora COP
1	37.5	157.95	44.94	3.514	8.5%
2	35	159.78	43.36	3.684	13.7%
3	32.5	161.57	41.81	3.864	19.3%
4	30	163.43	39.51	4.136	27.7%
5	27.5	165.24	37.77	4.374	35.0%

Elaboración propia

Para los casos analizados se sugiere que el mejor resultado se da en el valor de 35 °C, consiguiéndose una mejora del COP de 13.7% , mientras que para el caso en que el Interenfriador alcanza una temperatura final del fluido caliente de 37.5 °C , se logra una mejora del COP de 8.5 %.

En los casos restantes el COP se incrementa mucho más, pero se tiene el problema de la temperatura al final del fluido frío, en el cual a partir de un valor de 32.5 °C como salida del interenfriador del fluido caliente, se tiene temperatura de -1°C en la corriente fría, valor superior a la temperatura del agua de salmuera que es de -5°C.

Se presenta la siguiente grafica de comportamiento de temperatura:

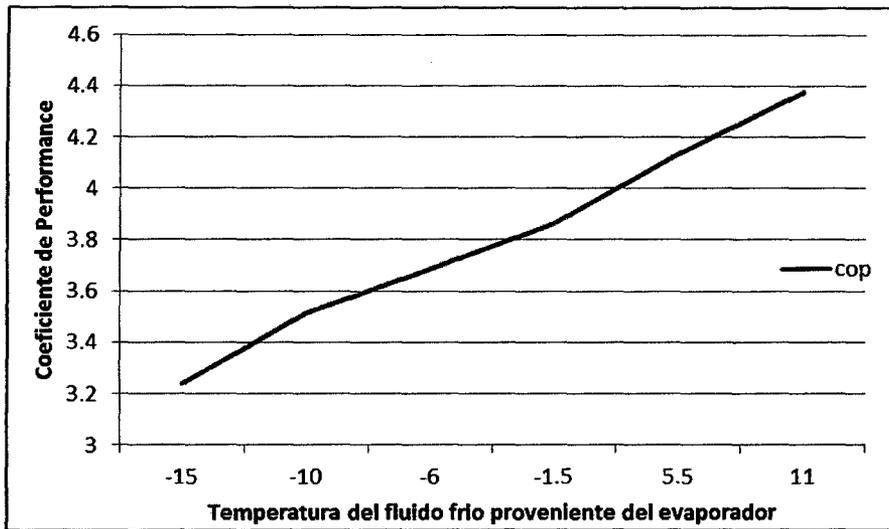


Figura N° 45 Incremento del COP en función de la Temperatura final del fluido proveniente del evaporador
Fuente: Elaboración Propia.

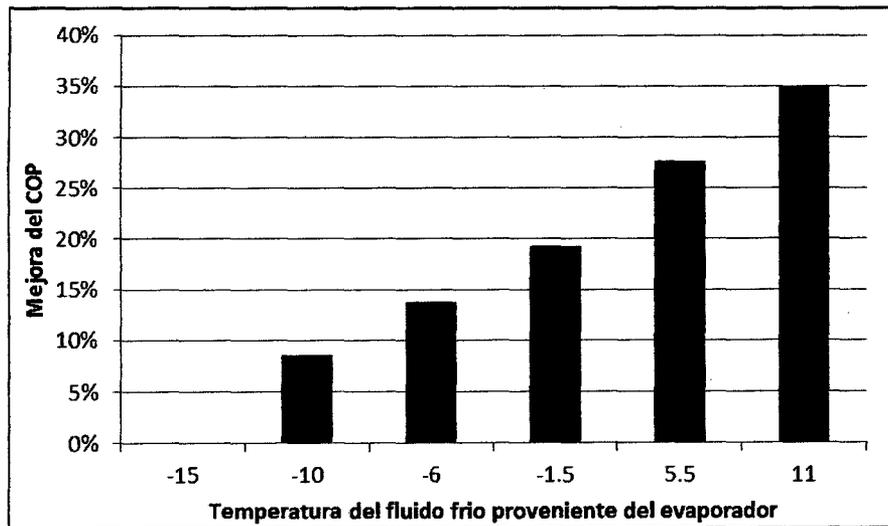


Figura N° 46 Mejora porcentual del COP en función de la Temperatura final del fluido proveniente del evaporador
Fuente: Elaboración Propia.

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERENFRIADOR:

4.4.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO:

Se tienen en cuenta las siguientes consideraciones para el cálculo del diseño del Interenfriador del Sistema de Refrigeración por compresión de vapor:

- El refrigerante caliente en estado líquido fluye por las tuberías y el refrigerante frío en estado de vapor sobrecalentado fluye por el exterior de los tubos, para un sistema 1-2.
- Los cálculos se realizan para 12 tuberías de acero Schedule 40 de Baja Grado A de 1" para intercambiadores de calor, en donde el diámetro exterior (D_e) es igual a 33.4 mm y Diámetro interior (D_i) de 26.64 mm. (Ver Anexo)
- La disposición del banco de tubos es en tresbolillo o alternado, en donde se consigue una mejor transferencia de calor y de 2 pazos (número de pazos que se comprueba en el cálculo del Área global de transferencia de calor).

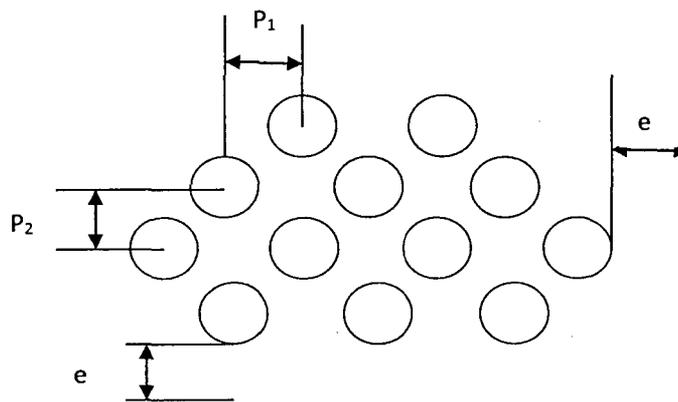


Figura N°47 Disposición del Banco de Tubos en tresbolillo
Fuente: Intercambiadores de Calor (O.J.Jaramillo)

De donde:

P_2 = Es la distancia en la dirección normal al flujo desde los centros de los diámetros de cada tubería.

P_1 = Es la distancia entre los centros de los diámetros en dirección paralela al flujo.

El espaciamiento libre del flujo (e) entre las paredes de la carcasa es igual al valor de P , donde este es igual al valor del diámetro exterior

4.4.2 DETERMINACION DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS:

- PERFIL DE TEMPERATURAS:

Temperatura inicial del refrigerante frio $T_{iac} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura final del refrigerante frio $T_{fac} = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura inicial del refrigerante caliente $T_{ig} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura final del refrigerante caliente $T_{fg} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Aplicando la ecuación N° 12 y la figura N° 21 tenemos lo siguiente:

$$\Delta T_2 = 40 - (-6) = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 35 - (-15) = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{MLDT} = \frac{46 - 50}{\ln \frac{46}{50}} = 47.97\text{ }^{\circ}\text{C}$$

- FACTORES DE CORRECCION: Tomando en cuenta los valores del grafico N°36 para intercambiadores de calor de flujo contracorriente.

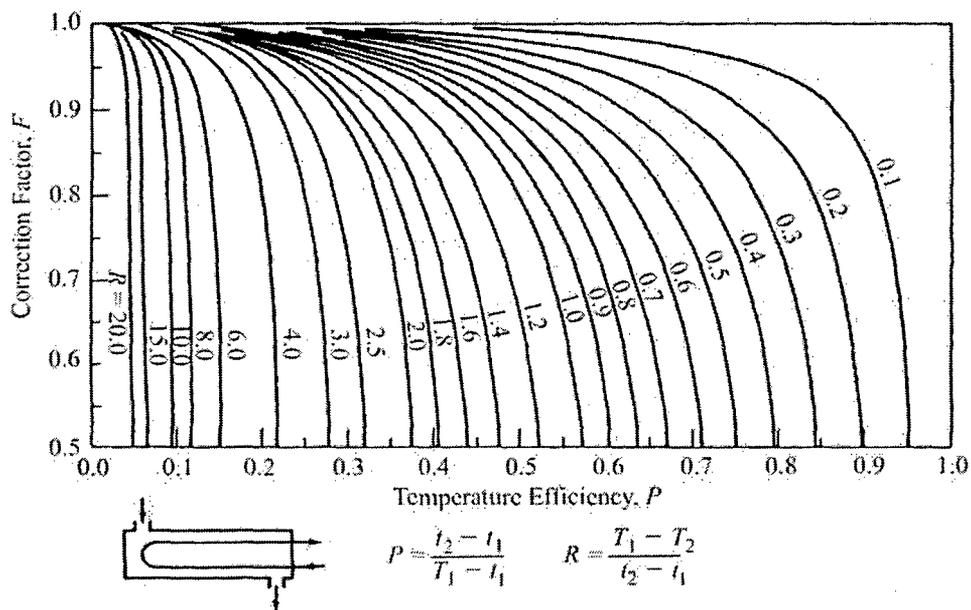


Figura N° 48 Factores de Corrección para disposición 1-2

Fuente: Intercambiadores de Calor (O.J.Jaramillo)

$$P = 0.16$$

$$R = 0.55$$

$$F = 0.98 \text{ (de la Figura N° 35)}$$

- DETERMINACION DE LA DMLT:

Aplicando el valor del factor de corrección se tiene que:

$$MLDT = 47.97 \text{ }^\circ\text{C} * 0.98 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$$

- CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA CONFIGURACION:

$$P_2 = 2 * De \quad \text{y} \quad P_2 = P_1$$

$$E = De$$

4.4.3 DETERMINACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

a. DETERMINACION DEL COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO (DENTRO DE LOS TUBOS):

- Propiedades del Aire: Las propiedades del amoniaco en estado de líquido comprimido son evaluadas a la Temperatura media según el Software Cool Pack a una presión de 15.5 Bar.

$$T_{m \text{ interno}} = \frac{40 + (35)}{2} = 37.5^\circ\text{C}$$

Conductividad Térmica (k) : 0.452 W/m-°K

Numero de PRANDTL (N_{PR}) : 0.98

Viscosidad Absoluta (μ): $1.25 * 10^{-4}$ Pa-sg o kg/m-sg

- Flujo másico por tubo: Se determina el flujo másico de aire que fluye por cada uno de los tubos:

Se tiene N° de Tubos = $13 * 40 = 520$ Tubos

El flujo de refrigerante es = 0.1483 kg/s

$$\text{Flujo masico por tubo } \dot{M} = \frac{\dot{m}_{ac}}{N^\circ \text{ de Tubos}} = \frac{0.1483}{12} = 0.0123 \text{ kg/s}$$

- Numero de Reynolds interno : Para la determinación del número de Reynolds se utiliza la ecuación N° 13:

$$N_{RE} = \frac{4 * \dot{m}_{ac}}{D_i * \pi * \mu} = \frac{4 * 0.0123}{0.0266 * 3.1416 * 1.25 * 10^{-4}} = 4,710 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

- Numero de Nusselt : Para la determinación del Numero de NUSSELT se utiliza la ecuación N° 17:

$$N_{NU} = 0.023 * N_{RE}^{0.805} * N_{PR}^{0.4}$$

$$N_{NU} = 0.023 * 4,710^{0.805} * 0.98^{0.4} = 20.65$$

- Coeficiente Convectivo Interno :Según la ecuación N° 13 y 16 se determina el coeficiente convectivo interno de transferencia de calor:

$$N_{NU} = \frac{h_i * D_i}{k} \quad 20.65 = \frac{h_i * 0.0266}{0.452} ; h_i = 350.9 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

b. DETERMINACION DEL COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO (EN LA CORAZA):

- Se tiene en cuenta el desarrollo para coeficientes convectivo para flujos externos del Capítulo 7 del Texto: FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR de Frank Incropera.
- Propiedades del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a la presión de 2.35 Bar.

$$T_{m \text{ externo}} = \frac{-15 + (-6)}{2} = -10.5 \text{ } ^\circ C$$

Conductividad Térmica (k) : 0.0213 W/m-°K

Numero de PRANDTL (N_{PR}) : 0.98

Viscosidad Cinemática (ν): 9.0 * 10⁻⁶ m²/sg

Densidad (ρ): 1.915 kg/m³

- Se determina la relación entre distancias al flujo (St)

$$St = 2 * De = 2 * 0.0334 = 0.0668$$

- Determinación de la velocidad media del flujo de refrigerante que inciden sobre el área de contacto.

Flujo de gases de la combustión: 0.1483 kg/sg

Aérea frontal de contacto = (0.0254*9)*(0.0254*6)= 0.381 m²

9" frontal * 6" vertical

Por lo tanto la velocidad media se halla según la expresión:

$$v = \frac{\dot{m}_r}{\rho * Area\ frontal} = \frac{0.1483}{1.915 * 0.381} = 0.203\ m/sg$$

- Determinación del Numero de Reynolds para la parte externa :

$$N_{RE} = \frac{v * D * \rho}{\mu} = \frac{Vmax * De}{\nu} = \frac{0.203 * 0.0334}{9.0 * 10^{-6}} = 753$$

- Aplicando la ecuación n° 14 :

$$N_{NU} = 0.683 * 753^{0.466} * 0.98^{\frac{1}{3}} = 14.86$$

$C = 0.683$ $m = 0.466$ *Valores obtenidos del Cuadro N° 2*

- Se determina el coeficiente convectivo para la parte externa con la ecuación N° 15:

$$14.86 = \frac{h_e * 0.0334}{0.0213} \quad h_e = 9.47 \frac{W}{m^2 * ^\circ K}$$

c. DETERMINACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

- Circuito de resistencias :

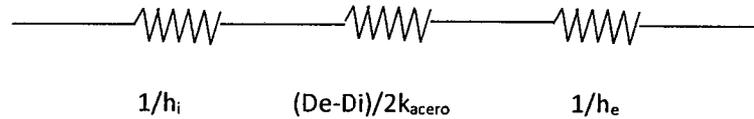


Figura N° 49 Resistencias presentes en el diseño

Fuente: Elaboración Propia

- Determinación del Coeficiente global de transferencia de calor : Se utiliza la ecuación N°18 y se tiene en cuenta los coeficientes convectivo hallados en los ítems anteriores: Además k del acero (tubo) = 21.65 W/m-°K

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{350.9} + \frac{0.0334 - 0.0266}{2 * 21.65} + \frac{1}{9.47}} = 9.21 \frac{W}{m^2 - ^\circ K}$$

4.4.4 DETERMINACION DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y NUMERO DE TUBOS REAL:

- Determinación del Área de Transferencia de calor: Teniendo en cuenta la ecuación N° 19 se determina el área total de transferencia de calor:

$$3,514.7 = A_T * 47.97 * 9.21 \quad A_T = 7.96 m^2$$

- Determinación de la longitud de tubos: Se tiene en cuenta que se tienen 2 pazos.

$$A_T = \pi * D_e * L * NUMERO DE TUBOS$$

$$7.96 = \pi * 0.0334 * L * 12$$

$$L (\text{longitud de tubos}) = 6.32 m$$

$$\text{Longitud de pazos} = \frac{6.32}{2} = 3.16 \text{ metros}$$

El valor coincide con el valor de tubos seleccionados que fue 12 Tubos

4.4.5 VERIFICACION DE LA CAIDA DE PRESION:

Para la determinación de la caída de presión tanto para el lado de los tubos como para el lado de la coraza se tiene en cuenta que el límite máximo permisible de la caída de presión es 10 psi= 0.68 Bar = 0.68 kgf/cm².

a. CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LA CORAZA:

Para la determinación de la caída de presión se toma en cuenta la ecuación N°30 .

$$\Delta P = \frac{\rho * V_{max} * Nf * X * f}{2} * N \dots \dots \dots (28)$$

De donde:

$$X = 1$$

$$f = 0.35$$

Por lo tanto:

$$\Delta P = \frac{1.915 * 0.203 * 12 * 1 * 0.35}{2} * 2 = 1.63 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P = 1.63 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1.63 * 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ es un valor aceptable}$$

b. CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LOS TUBOS: Se aplica las ecuaciones de perdida de carga o conservación de la energía entre 2 puntos considerando que la variación de la altura de velocidad y la altura geodésica son despreciables.

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + hp \quad P_1 - P_2 = \gamma * hp$$

Considerando un factor de fricción para el acero comercial de 0.017, se determina las perdidas longitudinales:

$$hp = f \frac{L * v^2}{2 * g * Di}$$

L = 7.96 metros (longitudinal total de una tubería, en 2 pazos)

$$g = 9.81 \text{ m/sg}^2$$

$$D_i = 0.0264 \text{ m}$$

Para hallar el valor de la velocidad interna dentro de cada tubería, se tiene el siguiente cálculo:

Para una densidad de 583 kg/m³ (15.5 Bar y 37.5 °C)

$$Q = \frac{m_r/583}{12} = \frac{0.1483/583}{12} = 2.11 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{sg}$$

$$Q = \frac{\pi * D_i^2}{4} * v = 2.11 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{sg}$$

$$v = 0.038 \text{ m/sg}$$

$$h_p = 0.017 * \frac{7.96 * 0.038^2}{2 * 9.81 * 0.0264} = 0.0004 \text{ m}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 9.81 * 583 * 0.0004 = 2.28 \text{ m} = 0.22 \text{ kgf/cm}^2$$

Ambas caídas de presión son aceptables ya que son menores a 0.68 kgf/cm²

4.5 EVALUACION TECNICO-ECONOMICA:

Determinando la rentabilidad de la Inversión, al plantearse el montaje del interenfriador:

4.5.1 FLUJO DE CAJA:

- a. INGRESOS: Por el ahorro en la facturación de energía eléctrica, asumiendo una Tarifa MT4
- Reducción de la Máxima Demanda : 7.13 MW
 - Energía mensual dejada de consumir : $7.13 * 18 * 30 = 3,877.2$ KWh
 - Se cuantifica el ahorro en la facturación de energía a través del siguiente cuadro (Los precios se han tomado de la página de OSINERGMIN (Noviembre-2014)

...Cuadro N°11 Reducción de la Tarifa de Energía Eléctrica

RUBRO	Consumo	Unidad	Precio	Total
Energía Activa Total (EAT)	3850.2	KWh	0.1576	606.79
Potencia Activa de Generación	7.13	KW	31.45	224.24
Potencia Activa Redes Dist.	7.13	KW	12.06	85.99
SUBTOTAL				917.02
IGV (18%)				165.06
TOTAL (S/)				1082.08

Fuente: Elaboración propia

- Para un año de operación se tiene un ahorro de S/12,984.96 (4,637.50 U\$/año)
- b. INVERSION:
- Se tiene una Inversión de U\$ 18,000.00

Cuadro N°12 Presupuesto Analítico

Item	DESCRIPCION	Unidades	Costo Unitario (US)	Costo Total (US)
1	MATERIAL			
	Planchas de Acero de 3/8"	3	200.00	600.00
	Tubos de Acero sin costura Grado A de 1" SCH 40	12	250.00	3000.00
	Planchas de acero de 1/16"	3	60.00	180.00
	Soldadura(kg)	8	40.00	320.00
	Poliuretano(planchas)	1	450.00	450.00
	Plancha de Fe Ga de 1/16 (para recubrimiento)	2	50.00	100.00
	Ferreteria	1	1500.00	1500.00
	Pintura (GAL)	3	90.00	270.00
	Costo Material			6420.00
2	MANO DE OBRA(Equipo del Area de Montajes)			
	Costo M.O	4	2500.00	10000.00
3	INSTRUMENTACION			
	Instrumentacion de Control de Temperatura ---	1	7000.00	7000.00
	Montaje de Instrumentacion y prueba	1	3000.00	3000.00
	Costo Instrumentacion			10000.00
4	ADECUACION AL SISTEMA ACTUAL			
	Material	1	7000.00	7000.00
	Mano de Obra.	1	3431.00	3431.00
	Costo Adecuacion al Sistema Actual			10431.00
5	SUPERVISION(Jefe de Area de Montajes)			
	Costo Supervision	1	5500.00	5500.00
	COSTO PARCIAL			42351.00
	IGV			8046.69
	COSTO TOTAL			50397.69
	COSTO TOTAL(US)			18000

4.5.2 INDICADORES DE RENTABILIDAD:

a. CRITERIOS:

Periodo de tiempo en análisis : 10 años

Tasa de Interés del Mercado : 12 %

b. INDICADORES:

Cuadro N°13 Indicadores e Rentabilidad

ANÁLISIS ECONÓMICO DE INSTALACION DE UN INTERENFRIADOR				
	Ingresos			
	Ahorro de la Facturación (U\$)	4637.50		
	Egresos			
	OM			
	Inversion Total			
	Inversion Sistema (U\$)	18000.00		
Periodo	INVERSION	EGRESOS	INGRESOS	SALDO
0	18000.00			-18000.00
1		0.00	4637.50	4637.50
2		0.00	4637.50	4637.50
3		0.00	4637.50	4637.50
4		0.00	4637.50	4637.50
5		0.00	4637.50	4637.50
6		0.00	4637.50	4637.50
7		0.00	4637.50	4637.50
8		0.00	4637.50	4637.50
9		0.00	4637.50	4637.50
10		0.00	4637.50	4637.50
VAN (U\$)	21,028.34	TIR	22%	

PAYBACK	3.881401617	AÑOS
----------------	--------------------	-------------

Fuente : Elaboración Propia.

4.6 DISCUSION DE RESULTADOS:

- La presente tesis reafirma lo concluido por la Tesis de CAM RODRIGUEZ, en la cual manifiesta que: las condiciones de baja presión del ciclo están condicionadas a la temperatura del evaporador y el diseño de los componentes restantes están limitados por ambos focos de temperatura. Debido a que las condiciones de operación están limitadas por los valores de las temperaturas, así tenemos que para el tanque salmuera en donde se genera el hielo en bloque es de -5 C, con lo cual el evaporador para poder mantener la temperatura mínima del ciclo tiene un valor de temperatura de -15 °C, lo cual determina la presión mínima del ciclo de refrigeración por compresión de vapor la cual es 2.23 Bar. Así mismo la temperatura máxima de los fluidos que permiten la condensación es de 30 °C, lo cual establece el valor mínimo del refrigerante dentro del condensador el cual es de 40 °C , determinando que la presión máxima del ciclo de refrigeración es 15.5 Bar.
- Con referencia a la Tesis de CARRANZA DE LA CRUZ , la presente tesis completa lo detallado por el mencionado autor, debido a que el adecuado manejo de las temperaturas permite obtener el adecuado punto de operación del sistema de refrigeración por compresión de vapor y obtener un adecuado valor del Coeficiente de Performance , pero los límites de temperatura (en el condensador y evaporador) determinan un Coeficiente de Performance máximo , el cual solo puede ser mejorado instalando nuevos equipos que permitan aprovechar los calores remanentes en este caso del refrigerante caliente en estado líquido comprimido saliente del condensador y el refrigerante frio en estado de vapor sobrecalentado proveniente del evaporador con la finalidad de mejorar el Coeficiente de Performance.
- La Tesis de CHRISTIE, Jhon realizo el estudio del subenfriamiento en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor utilizando como fluido refrigerante el R-12 utilizando un interenfriador (intercambiador de calor liquido-vapor) alcanzando COP desde 2.8 a 3.2 con presiones de 26 a 110 psi (1.8 a 7.5 Bar)respectivamente para la presión de baja y alta y con un incremento del COP de 14.28% , para nuestro caso el estudio se ha realizado para el R-717 (Refrigerante Industrial) mejorándose el COP desde 3.2 a 3.68 con un incremento del 14 % y con presiones de 2.23 Bar a 15.5 Bar (para la presión de baja y de alta respectivamente), utilizando también un interenfriador (liquido-vapor)

- En el Informe de Tesis de JARA PONTE, David se planteó la mejora del COP y del cambio del refrigerante desde R-404 a R-717, básicamente solo aumentando la temperatura del Evaporador desde $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, valor que se tiene como límite operacional en nuestro presente informe, corroborándose que para las plantas de generación de hielo en bloque es la temperatura límite del evaporador, como adicional en nuestro presente informe se ha optado por la búsqueda de la mejora del COP instalando un interenfriador.
- En la tesis de MARIGNY, Johan, se plantea que el subenfriamiento permite un incremento de la entalpía en el evaporador, con lo cual se consigue aumentar el Efecto refrigerante del Ciclo de Refrigeración por Compresión, pero reduce el flujo del refrigerante para poder mantener constante el Efecto refrigerante; para la presente tesis se considera que el Efecto refrigerante se incrementa, lo cual da la posibilidad de reducir el tiempo de operación diaria que es de 18 horas. Así mismo se plantea que el valor máximo que se debe aumentar el refrigerante saliente del evaporador es hasta $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$, el cual es un valor superior a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura del tanque de salmuera para la generación de hielo en bloque). Con esta temperatura se garantiza, que si existiese un retroceso del flujo ante una parada imprevista, por lo menos la temperatura del refrigerante nunca superara el valor mínimo del tanque de salmuera. Un valor superior a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ puede conllevar a que en casos de fallas del sistema, la temperatura del tanque de salmuera se incremente afectando a la temperatura de generación de hielo en bloque la cual es de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

CONCLUSIONES
Y
RESULTADOS

CONCLUSIONES

1. Se determinó el Coeficiente de Performance del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor el cual es de 3.24 , para una presión de baja de 2.23 Bar y una presión de alta de 15.5 Bar . lo cual permite una producción de 20 TM/día de hielo en bloque, con un Efecto Refrigerante de 156.27. El valor del Coeficiente de Performance está dentro del rango promedio de valores de este indicador para las Plantas de generación de Hielo en bloque que esta entre 3.2 a 3.25.
2. La temperatura del refrigerante en el condensador es de 40 °C, mientras que la temperatura del refrigerante en el evaporador es de -15 °C.
3. Se determinó las temperaturas del refrigerante que permiten la instalación de un interenfriador , en este caso el líquido refrigerante saliente desde el condensador en estado de líquido comprimido a 15.5 Bar se subenfria desde 40 °C hasta 35 °C , mientras que el fluido refrigerante saliente del evaporador en estado de vapor saturado se sobrecalienta desde -15 °C hasta -6°C, este último valor restringe el uso de temperaturas más elevadas debido a que el tanque de salmuera en donde se genera el hielo en bloques la temperatura es de -5°C.
4. Se dimensiono el interenfriador, dentro de sus principales características se tiene que es del tipo tubos y coraza (2 pazos por los tubos del refrigerante subenfriado y 1 paso por la coraza del refrigerante sobrecalentado). Consta cada pazo de 12 tubos de 1" Sch 40 de acero sin costura con una longitud de 3.16 metros por paso.
5. Con la instalación de un interenfriador que permite aprovechar las corrientes del refrigerante subenfriado y sobrecalentado se obtiene un Coeficiente de Performance de 3.68, mejorándose este valor en 14 %, con lo cual se supera el valor planteado en la hipótesis de esta tesis la cual es de 10%. Consiguiéndose un incremento del Efecto Refrigerante del 2.24 % , mientras que la Potencia Eléctrica del compresor se reduce en 10.06%

RECOMENDACIONES:

1. Se debe optar por instalar equipos adicionales al interenfriador, tal como un tanque de expansión y un termosifón tal que permiten recuperar calores aun remanentes a distas temperaturas en los puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
2. Si bien es cierto que el acero inoxidable es un material que no es afectado por la corrosión que produce el amoniaco, se puede optar por utilizar otras materiales comerciales cuyos tubos puedan encontrarse en el mercado, tal es el caso del aluminio. Con el cual se podría determinar o construir el interenfriador.
3. El uso del Software Cool pack aun no es muy difundido, al margen de su potencial tecnológico y capacidad que puede brindar en el desarrollo numérico. Sería adecuado que se brinde en las Universidades de la localidad el uso de este software u otros de igual potencial.
4. Se sugiere por implantar otros arreglos existentes que permitan incrementar el Coeficiente de Performance, tal como lo es el uso de doble compresor, con tanque de mezcla o calentador abierto o en sistemas en cascada.
5. Una actividad que se puede mejorar es la implantación de tecnologías más eficientes en los materiales del condensador y del evaporador que permitan estrechase los límites de temperatura máximo y mínimo del refrigerante, tal como el uso de condensadores evaporativos o evaporadores de placas, así como optar por el uso de evaporador de tubos de titanio.

**REFERENCIAS
BIBLIOGRAFICAS**

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

TEXTOS

- CENGEL, Yunus . “Termodinámica”. Editorial Mc Graw Interamericana. 4° Edición. España 2012. 1000 p.
ISBN 607150743X
- GARCIA Almiñana, Daniel. “Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado”. Editorial Marcombo. 1° Edición. España.162 p.
ISBN 978-84-9788-691-8
- ENERAGEN. “Rendimiento de las Instalaciones Frigoríficas y demanda energética de los edificios”. Ayuntamiento de Pamplona. España. 2007.46 p.
- INCROPERA. “Fundamentos de Transferencia de Calor “.Editorial Prentice Hall. México. 1999. 886 p.
ISBN 9701701704,
- MADRID, J.M. “Refrigeración, conservación y envasado de alimentos”. Editorial Madrid Vicente. 1° Edición. España.2003.190 p.
ISBN 84-89222-94-2
- ROLLE, Kurt. “Termodinámica”. Editorial Prentice Hall. 6° Edición. España.2006. 611 p.
ISBN 9702607574.
- RUFES, Pedro. “Fluidos frigoríficos”. Editorial CEAC. 1° Edición. España.2003. 220 p.
ISBN 84-329-6586-5

TESIS

- CAM RODRIGUEZ, Juan." Cálculo y diseño de la planta de refrigeración del instituto tecnológico pesquero de una capacidad de 105 ton. de pescado". Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico. Universidad nacional de Ingeniería. 2011. 102 p.
- CARRANZA DE LA CUZ, Kevin. "DETERMINACION DE LOS PARAMETROS ENERGETICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO OPTIMO DE UNA PLANTA DE CONGELADO DE 55 TM/DIA EN EL DISTRITO DE SANTA". Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. 2011.71 p.
- GARRIDO Muela, Erica. "Optimización de los Sistemas de Refrigeración y congelación industrial de canales y de carne de cordero. Tesis para optar el título de Doctor en Ingeniería. Universidad de Zaragoza. España.2008. 18 p.
- HERNANDEZ Navarrete, leen. "Análisis de cálculo, mantenimiento y diseño de una cámara de refrigeración utilizando productos perecederos a 4°C. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Instituto Politécnico Nacional de Azcapotzalco. Mexico.2009. 129 p.
- JARA Ponte, David. "Incremento de la Productividad de la Planta de frio del desembarcadero artesanal pesquero de Chimbote con el reemplazo de los refrigerantes R-404A y R-22 por R-717". Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad nacional del Santa. Perú. 2013.156 p.
- MARIGNY, Johan." Analysis of simultaneous cooling and heating in supermarket refrigeration systems". Tesis para optar el Grado de Magister en Ciencias. KTH School of Industrial Engineering and Management. Suecia. 2011. 76 p,
- ZEGARRA Reveggino, Diego. "Diseño de un productor de hielo de 14 kg/h". Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2010. 153 p.

CITAS WEB

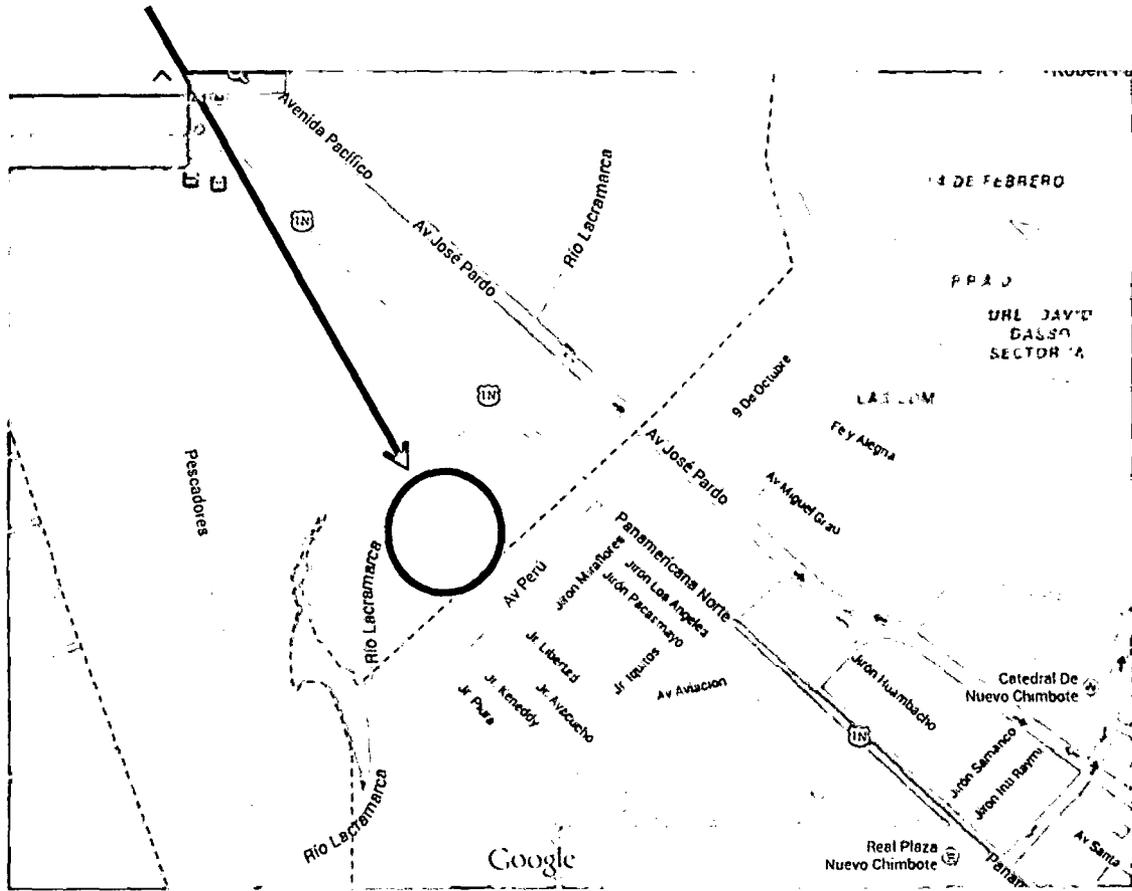
- **CHRISTY, J.** "Subcooling Liquid Refrigerant 12 in a Vapor Compression Refrigeration System with a Liquid-Vapor Heat Exchanger . MIT. 2011. [Consulta: 18 de setiembre del 2014]. Disponible en:
<http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=ADA420142>
- **DANFOSS.** "Ahorro de energía en circuitos de refrigeración". Danfoss. [Consulta: 20 de setiembre del 2014]. Disponible en:
<http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/270B2244-64B0-4B5F-A1FF-E3BF8C4D3230/0/PonenciaAhorroencircuitosderefrigeraci%C3%B3n.pdf>
- **ENERGICTICS.** "THE EFFECT OF SUB-COOLING ON REFRIGERATION PROCESSES". USA. 2012. [Consulta: 24 de octubre del 2014]. Disponible en:
<http://energistics.biz/pdf/SubCoolingEffect.pdf>
- **JARAMILLO. O.** "Intercambiadores de Calor". Universidad Nacional autónoma de México. 2007. [Consulta: 23 de agosto del 2014]. Disponible en:
<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>

ANEXOS

RELACION DE ANEXOS

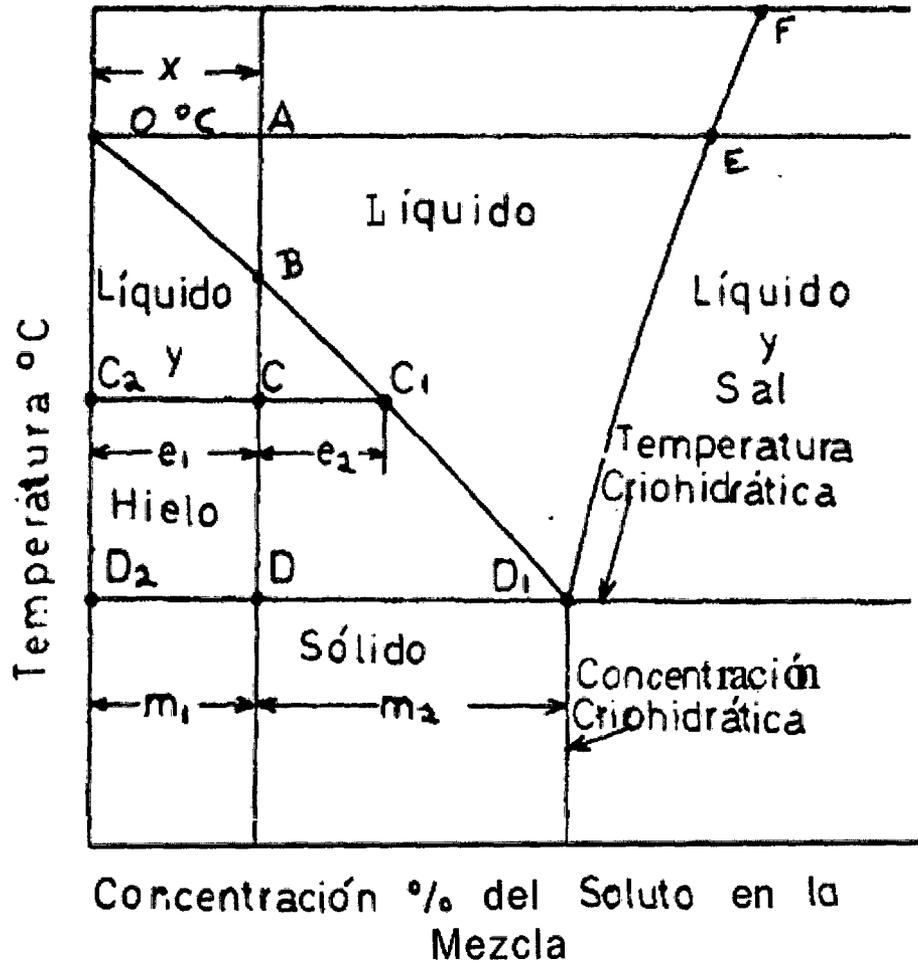
1. UBICACIÓN GEOGRAFICA DE LA EMPRESA.
2. PROPIEDADES DEL AGUA DE SALMUERA
3. PROPIEDADES DE TUBERIAS DE ACERO AL CARBONO A BAJA PRESION
4. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 15.5 BAR Y 140 °c
5. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 15.5 BAR Y 40 ° C
6. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 15.5 BAR Y 35 °C
7. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 2.3 BAR Y -6 °C
8. FOTOS DE LA EMPRESA LEESER SAC
 - CONDENSADOR EVAPORATIVO
 - FACHADA DE LA EMPRESA
 - COMPRESOR DE TORNILLO MYCOM
 - SISTEMA DE LLENADO DE CUBETAS DE HIELO
 - PISCINA DE SALMUERA PARA LA GENERACION DE HIELO EN BLOQUES
 - ACOPIO DE BARRAS DE HIELO EN BLOQUE GENERADO
9. PLANO N° 1 : DISTRIBUCION DE PLANTA
10. PLANO N°2 : CARACTERISTICAS DEL INTERENFRIADOR
11. PLANO N° 3 : CARACTERISTICAS DEL INTERENFRIADOR -CARCASA

1. UBICACIÓN GEOGRAFICA DE LA EMPRESA.



Fuente: GOOGLE EARTHS

2. PROPIEDADES DEL AGUA DE SALMUERA



Fuente: Perry (Biblioteca del Ingeniero Químico)

3. PROPIEDADES DE TUBERIAS DE ACERO AL CARBONO A BAJA PRESION

TUBOS DE ACERO SIN COSTURA ASTM A-53 GRADO B / ASTM A-106 / API 5L

Descripción:

Producto que se obtiene por Laminación en Caliente de un Tocho de Acero Estructural.

Usos:

ASTM A-53 Tubos para conducción de fluidos y gases en la minería, petroquímica, pesca y servicios en general.

ASTM A-106 Tubos para servicio a altas temperaturas.

API 5L Tubos para la industria petrolera.

PROPIEDADES MECANICAS

NORMA TECNICA	F	R	A	NORMA EQUIVALENTE
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	t	
ASTM A-53 GR-A	21 min	34 min	23 min	JIS G-3454
ASTM A-53 GR-B	25 min	42 min	18 min	JIS G-3454
ASTM A-106 GR-B	25 min	42 min	18 min	JIS G-3456
API 5L B	25 min	42 min	19 min	JIS G-3454

DIMENSIONES Y PESOS UNITARIOS *

DIAMETRO	DIAMETRO EXTERIOR		SCHEDULE	ESPESOR DE PARED	PESO NOMINAL	PRESION DE PRUEBA	
	pulg	mm				N°	mm
3/8	0.675	17.1	40	2.31	0.84	700	49.2
			80	3.20	1.10	850	60.0
1/2	0.84	21.3	40	2.77	1.27	700	49.2
			80	3.73	1.62	850	60.0
3/4	1.05	26.7	40	2.87	1.69	700	49.2
			80	3.91	2.20	850	60.0
1.0	1.315	33.4	40	3.38	2.50	700	49.2
			80	4.55	3.24	850	60.0

Fuente: Aceros Arequipa

4. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 15.5 BAR Y 140 °C

© EES Distributable C:\program files\ees\coolpack\rescool\coolpack_6.exe 3. Tool_A7 - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CoolPack REFRIGERANTS
THERMODYNAMICAL AND THERMOPHYSICAL (TRANSPORT) PROPERTIES

REFRIGERANT: R717

STATE: Superheated gas, $\Delta T_{sat} = 100.2$ [K]

Calculate transport properties? Yes

TEMPERATURE PROPERTIES

Temperature [°C]	140.00
Pressure [kPa]	1550.00
Specific enthalpy [kJ/kg]	1753
Density [kg/m ³]	4.077
Specific volume [m ³ /kg]	1.250E-01
Specific heat capacity [kJ/(kg-K)]	2.553

TRANSPORT PROPERTIES

Dynamic viscosity [Pa-s]	1.453E-05
Kinematic viscosity [m ² /s]	1.800E-06
Thermal conductivity [W/(m-K)]	4.095E-02

PHASE CHANGE PROPERTIES (SATURATED LIQUID)

	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Temperature [°C]	39.80	39.80
Pressure [kPa]	1550.00	1550.00
Specific enthalpy [kJ/kg]	374.3	1473
Density [kg/m ³]	578.6	11.88
Specific heat capacity [kJ/(kg-K)]	4.947	3.337

PHASE CHANGE PROPERTIES (SATURATED GAS)

	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Dynamic viscosity [Pa-s]	1.222E-04	1.097E-05
Kinematic viscosity [m ² /s]	1.513E-05	1.358E-06
Thermal conductivity [W/(m-K)]	4.468E-01	3.002E-02

© 1998 - 2001 Department of Mechanical Engineering of Delft University of Technology
Version 1.48 TOOL A.7

15/10/2014

Fuente: Cool Pack

6. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 15.5 BAR Y 35 °C

© 1998 - 2001
Department of
Mechanical Engineering
of Ontario
Version: 1.48
TOOL A.7

REFRIGERANTS
THERMODYNAMICAL AND THERMOPHYSICAL (TRANSPORT) PROPERTIES

REFRIGERANT: R717

TEMPERATURE: 35.00 [°C]
PRESSURE: 1550.00 [kPa]
SPECIFIC ENTHALPY: 350.6 [kJ/kg]
DENSITY: 587.3 [kg/m³]
SPECIFIC VOLUME: 1.703E-03 [m³/kg]
SPECIFIC HEAT CAPACITY: 4.926 [kJ/(kg·K)]

TRANSPORT PROPERTIES:
DYNAMIC VISCOSITY: 1.288E-04 [Pa·s]
KINEMATIC VISCOSITY: 2.193E-07 [m²/s]
THERMAL CONDUCTIVITY: 4.570E-01 [W/(m·K)]

STATE: Subcooled liquid, $AT_{GC} = 4.801$ [K]

Calculate transport properties? Yes

REFRIGERANT: R717

TEMPERATURE: 35.00 [°C]
PRESSURE: 1550.00 [kPa]
SPECIFIC ENTHALPY: 350.6 [kJ/kg]
DENSITY: 587.3 [kg/m³]
SPECIFIC HEAT CAPACITY: 4.926 [kJ/(kg·K)]

TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED LIQUID

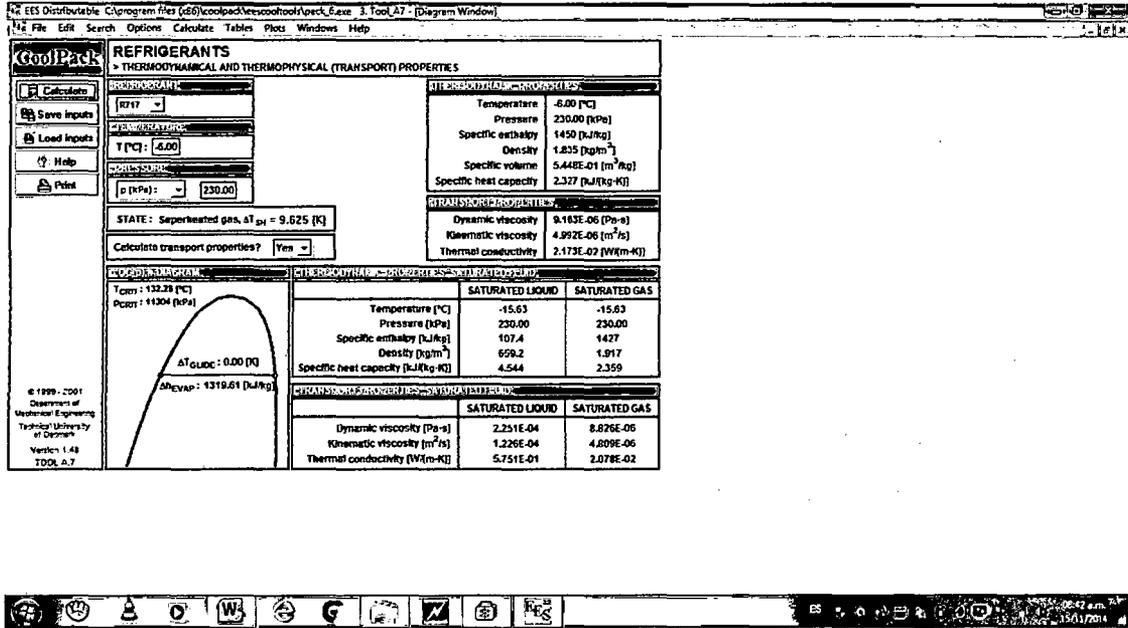
	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Temperature [°C]	33.80	33.80
Pressure [kPa]	1550.00	1550.00
Specific enthalpy [kJ/kg]	374.3	1473
Density [kg/m³]	576.6	11.88
Specific heat capacity [kJ/(kg·K)]	4.947	3.337

TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED GAS

	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Dynamic viscosity [Pa·s]	1.222E-04	1.097E-05
Kinematic viscosity [m²/s]	2.081E-07	1.869E-08
Thermal conductivity [W/(m·K)]	4.488E-01	3.002E-02

Fuente: Cool Pack

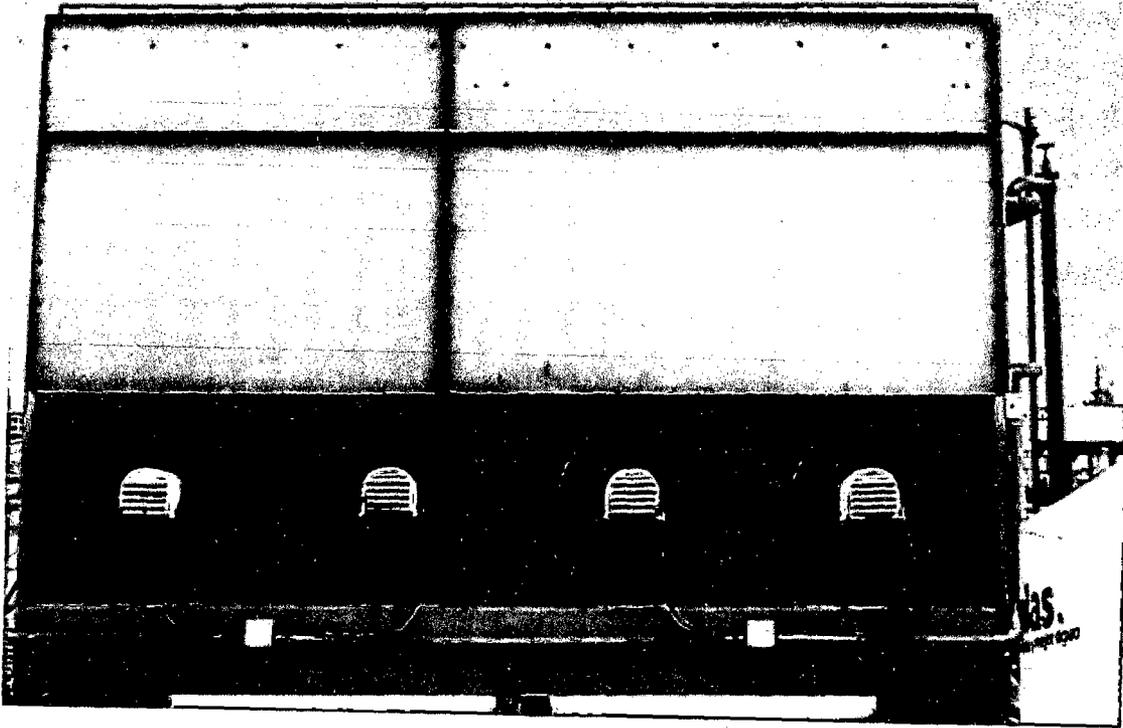
7. PROPIEDADES DEL AMONIACO A 2.3 BAR Y -6 °C



Fuente: Cool Pack

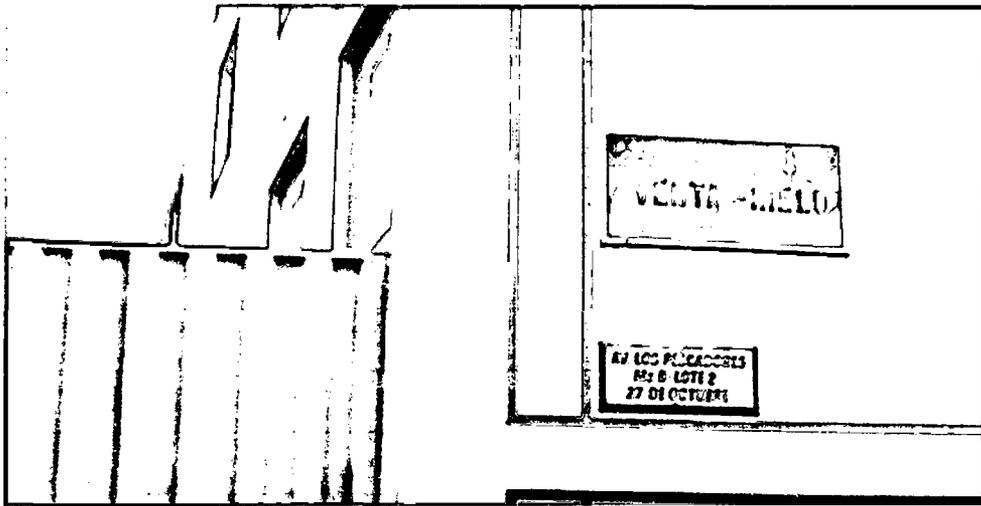
8. FOTOS DE LA EMPRESA LEESER SAC

- CONDENSADOR EVAPORATIVO



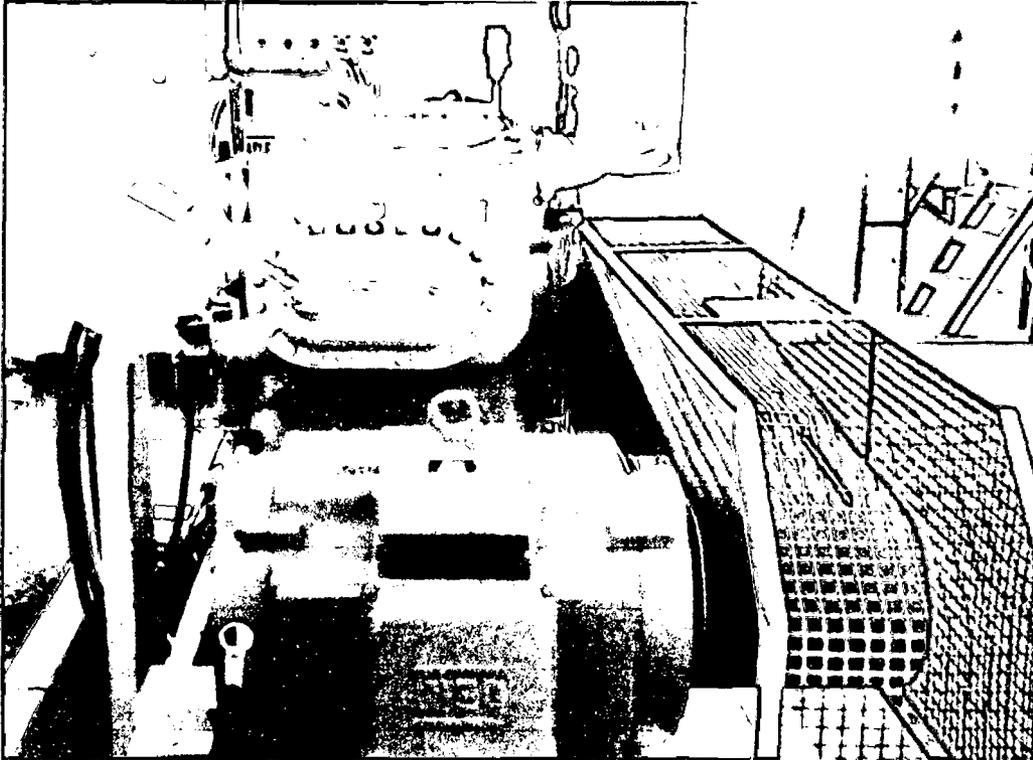
Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac

- FACHADA DE LA EMPRESA



Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac

- COMPRESOR DE TORNILLO MYCOM



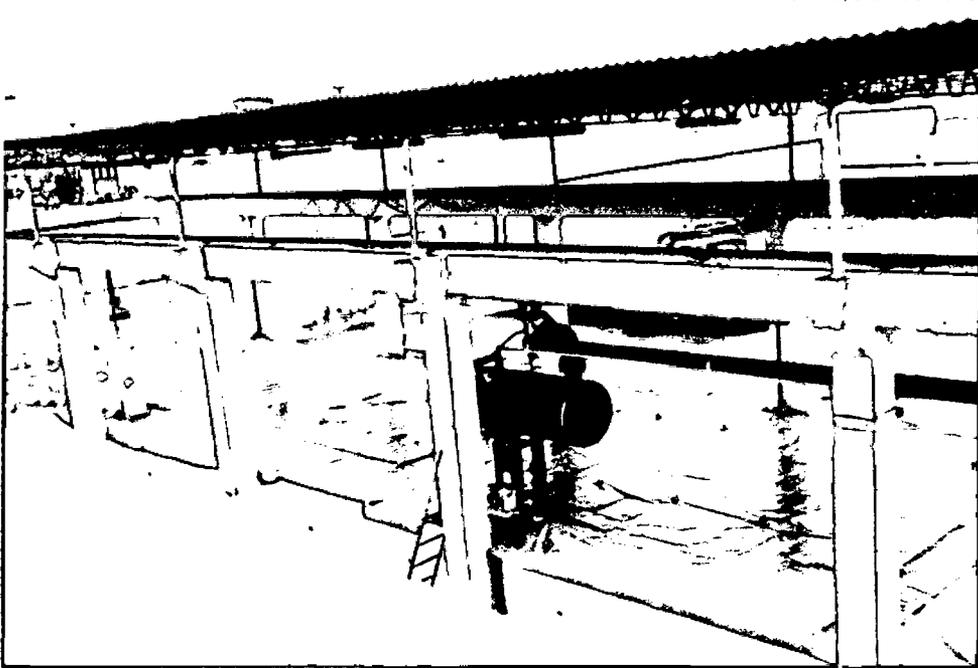
Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac

- SISTEMA DE LLENADO DE CUBETAS DE HIELO



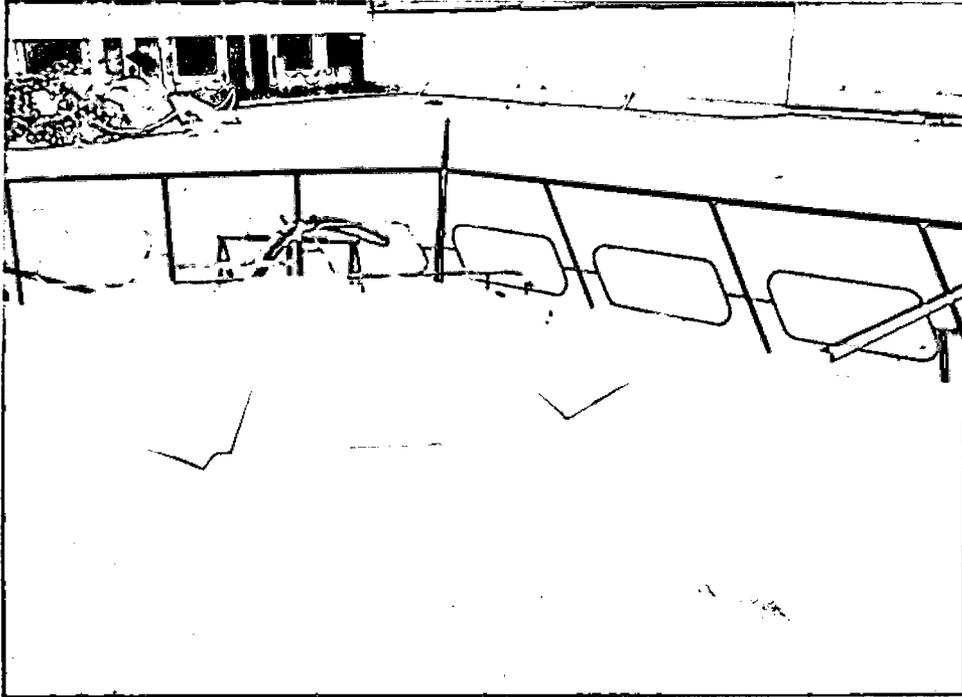
Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac

- PISCINA DE SALMUERA PARA LA GENERACION DE HIELO EN BLOQUES

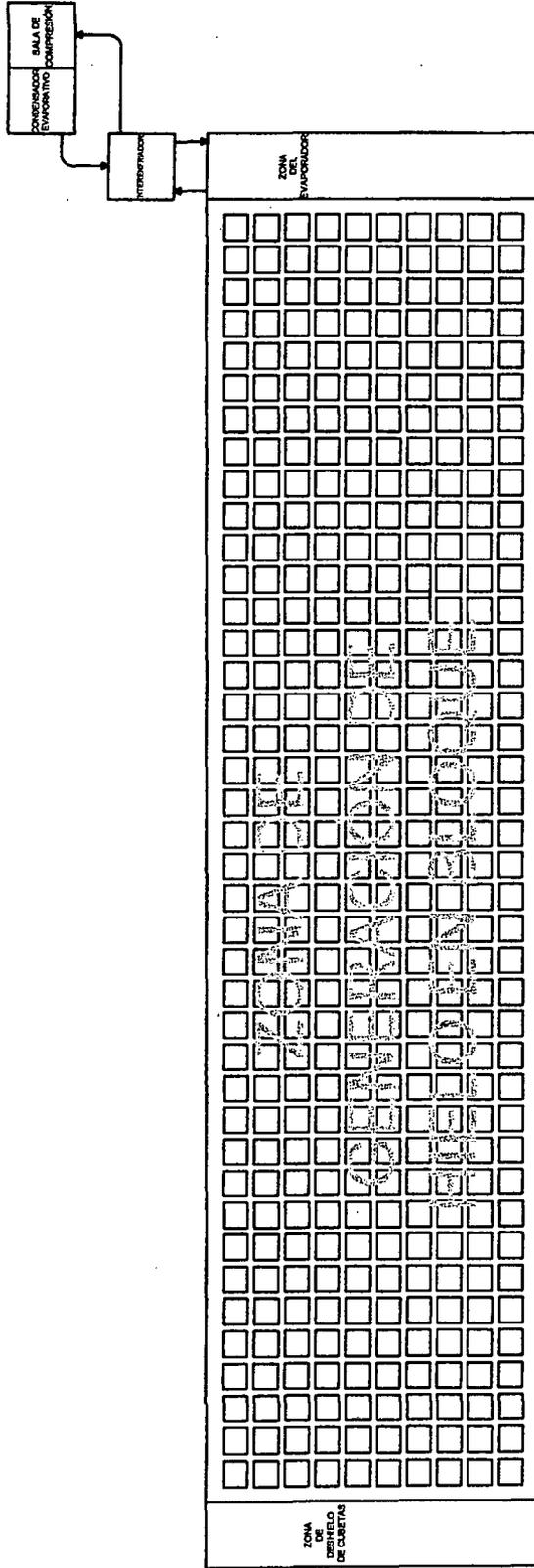


Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac

- ACOPIO DE BARRAS DE HIELO EN BLOQUE GENERADO



Fuente: Fábrica de hielo Leeser Sac



EMPRESA: LESSER S.A.C.

DISEÑO: PAREDES/CORDOVA

REVISADO ING.GUEVARA

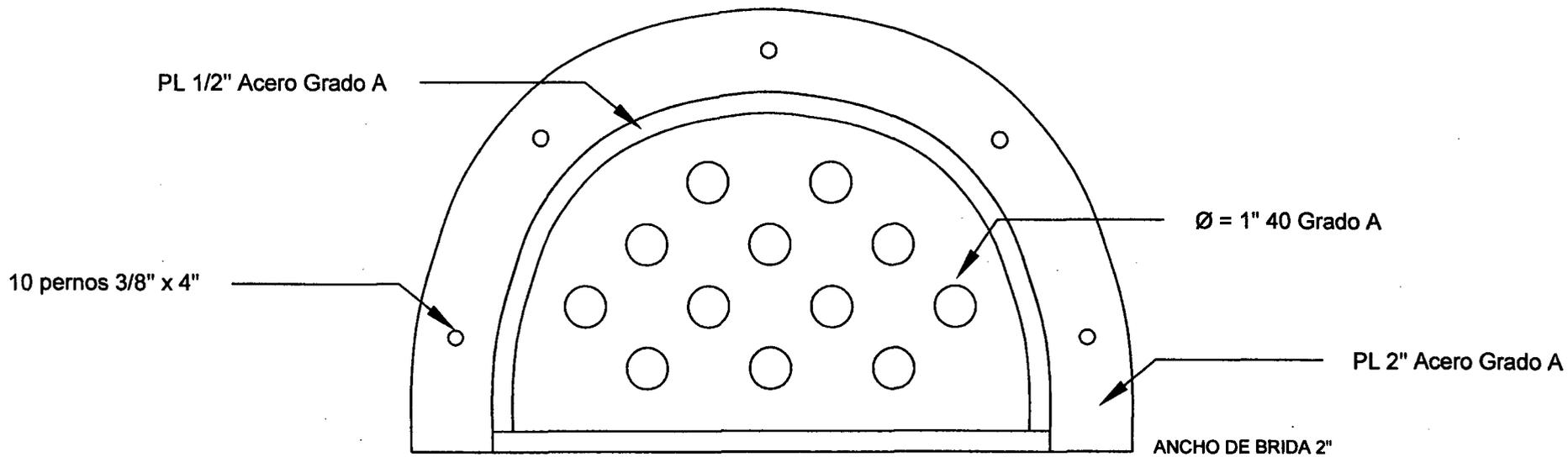
FECHA: CH 01.10.2014

**VISTA DE PLANTA
EQUIPOS**

DIBUJO:

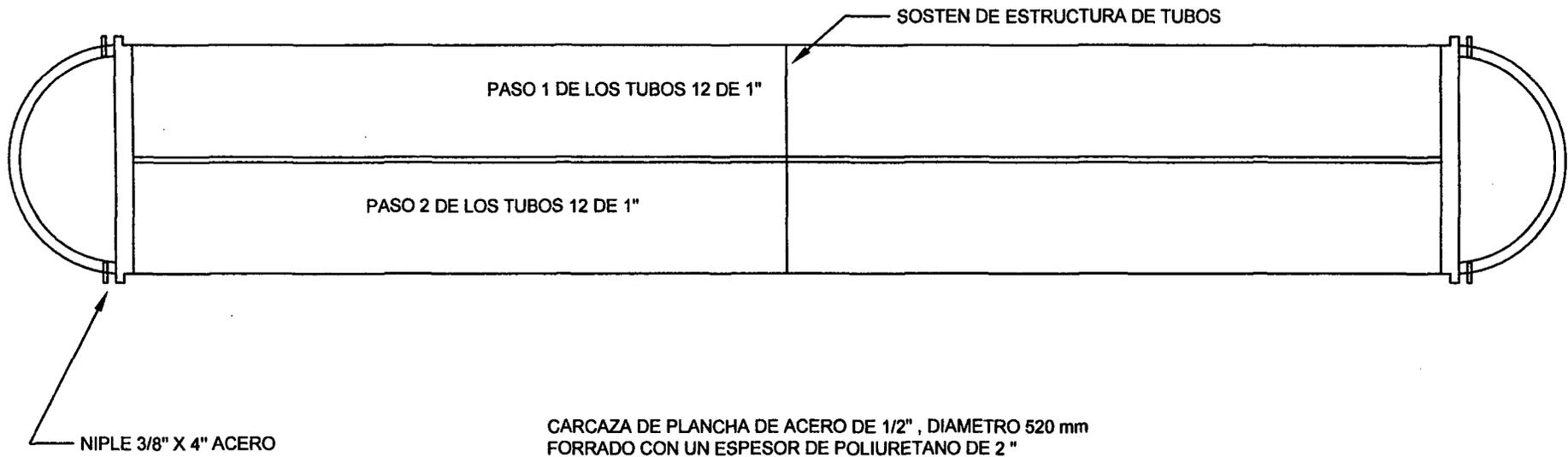
ESCALA:

PLANO: L1



CARACTERISTICAS DEL INTERENFRIADOR

EMPRESA: LESSER S.A.C.	PLANO: PLANO 2
DISEÑO: PAREDES/CORDOVA	FECHA: CH 01.10.2014
REVISADO: ING. R. GUEVARA	



CARACTERISTICAS DEL INTERENFRIADOR-CARCAZA	
EMPRESA: LESSER S.A.C.	PLANO: PLANO 3
DISEÑO: PAREDES/CORDOVA	FECHA: CH 01.10.2014.
REVISADO: ING. GUEVARA	



*“Año de la Integración Nacional y el
Reconocimiento de nuestra Diversidad”*



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

OFICINA CENTRAL DE INVESTIGACIÓN

“CATÁLOGO DE TRABAJOS DE INVESTIGACIÓN - TIPRO”

RESOLUCIÓN N° 1562 – 2006 – ANR

REGISTRO DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

I. DATOS GENERALES (PRE GRADO):

- Universidad: **“UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA”**
- Escuela o Carrera Profesional: **INGENIERÍA EN ENERGÍA**
- Título del Trabajo: **“SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A.C”**
- Área de Investigación: **APLICACIÓN DE NUEVAS TECNOLOGÍAS.**
- Autor(es):

DNI	Apellidos y Nombres
46435288	Aldair Paredes Quispe
45942716	Joel Antony Córdova Velásquez

- Título profesional a que conduce: **INGENIERO EN ENERGÍA**
- Año de aprobación de la sustentación: **2015**

II. CONTENIDO DEL RESUMEN

- **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

¿EN CUANTO SE INCREMENTA EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER-SAC, MEDIANTE EL SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-717?

- **OBJETIVOS.**

OBJETIVO GENERAL.

Determinar la relación existente entre el subenfriamiento y el sobrecalentamiento del Refrigerante R-717 y el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser –SAC

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Determinar el valor del coeficiente de performance actual de la Fábrica de Hielo Lesser-SAC en función a un balance de energía en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Determinar los valores de temperatura de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-717 que permitan un incremento del coeficiente de performance.
- Establecer las condiciones de operación de los componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor al subenfriar y sobrecalentar el refrigerante R-717.
- Dimensionar las características del equipo térmico del subenfriador y sobrecalentador de refrigerante R-717.
- Establecer la relación entre el subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-717 y el incremento del coeficiente de performance

- **HIPÓTESIS.**

“EL SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-717 INCREMENTA EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER-SAC EN UN 10%.”

- **BREVE REFERENCIAL AL MARCO TEÓRICO (10 A 20 LÍNEAS).**

Sobrecalentamiento del vapor en la parte final del evaporador, o en las tuberías que conectan el evaporador con el compresor. Este efecto está limitado por la temperatura del fluido objetivo de refrigeración, siempre y cuando el evaporador o las tuberías donde ocurre estén en contacto con dicho fluido, pero el refrigerante puede sobrecalentarse más allá de dicha temperatura si las tuberías de conexión con el compresor (ya fuera del contacto con el objetivo) son largas o están mal aisladas, ya que la temperatura ambiental que las rodea es más elevada. Al sobrecalentamiento debido al intercambio de calor con el objetivo se le denomina sobrecalentamiento útil, mientras que el provocado por el intercambio con el ambiente exterior no es útil.

Subenfriamiento del líquido en la parte final del condensador. Este efecto está limitado por la temperatura del agente externo, ya que nunca el refrigerante puede enfriarse más que el agente que provoca su enfriamiento, pero es beneficioso por dos razones: Primero, porque disminuye el título a la entrada del evaporador, haciendo posible un incremento del calor absorbido en el evaporador, y por tanto de la eficacia. Segundo, porque permite un funcionamiento más estable de la válvula de expansión, al ser monofásico el flujo que circula por ella.

- **CONCLUSIONES Y/O RECOMENDACIONES.**

CONCLUSIONES

- Se determinó el Coeficiente de Performance del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor el cual es de 3.24, para una presión de baja de 2.23 Bar y una presión de alta de 15.5 Bar. lo cual permite una producción de 20 TM/día de hielo en bloque, con un Efecto Refrigerante de 156.27. El valor del Coeficiente de Performance está dentro del rango promedio de valores de este indicador para las Plantas de generación de Hielo en bloque que esta entre 3.2 a 3.25.

- La temperatura del refrigerante en el condensador es de 40 °C, mientras que la temperatura del refrigerante en el evaporador es de -15 °C.
- Se determinó las temperaturas del refrigerante que permiten la instalación de un interenfriador, en este caso el líquido refrigerante saliente desde el condensador en estado de líquido comprimido a 15.5 Bar se subenfria desde 40 °C hasta 35 °C, mientras que el fluido refrigerante saliente del evaporador en estado de vapor saturado se sobrecalienta desde -15 °C hasta -6°C, este último valor restringe el uso de temperaturas más elevadas debido a que el tanque de salmuera en donde se genera el hielo en bloques la temperatura es de -5°C.
- Se dimensiono el interenfriador, dentro de sus principales características se tiene que es del tipo tubos y coraza (2 pazos por los tubos del refrigerante subenfriado y 1 paso por la coraza del refrigerante sobrecalentado). Consta cada pazo de 12 tubos de 1" Sch 40 de acero sin costura con una longitud de 3.16 metros por paso.
- Con la instalación de un interenfriador que permite aprovechar las corrientes del refrigerante subenfriado y sobrecalentado se obtiene un Coeficiente de Performance de 3.68, mejorándose este valor en 14 %, con lo cual se supera el valor planteado en la hipótesis de esta tesis la cual es de 10%. Consiguiéndose un incremento del Efecto Refrigerante del 2.24 %, mientras que la Potencia Eléctrica del compresor se reduce en 10.06%

RECOMENDACIONES

- Se debe optar por instalar equipos adicionales al interenfriador, tal como un tanque de expansión y un termosifón tal que permiten recuperar calores aun remanentes a distas temperaturas en los puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Si bien es cierto que el acero inoxidable es un material que no es afectado por la corrosión que produce el amoniaco, se puede optar por utilizar otras materiales comerciales cuyos tubos puedan encontrarse en el mercado, tal es el caso del aluminio. Con el cual se podría determinar o construir el interenfriador.
- El uso del Software Cool pack aun no es muy difundido, al margen de su potencial tecnológico y capacidad que puede brindar en el desarrollo numérico. Sería adecuado que se brinde en las Universidades de la localidad el uso de este software u otros de igual potencial.

- Se sugiere por implantar otros arreglos existentes que permitan incrementar el Coeficiente de Performance, tal como lo es el uso de doble compresor, con tanque de mezcla o calentador abierto o en sistemas en cascada.
- Una actividad que se puede mejorar es la implantación de tecnologías más eficientes en los materiales del condensador y del evaporador que permitan estrecharse los límites de temperatura máximo y mínimo del refrigerante, tal como el uso de condensadores evaporativos o evaporadores de placas ,así como optar por el uso de evaporador de tubos de titanio.

BIBLIOGRAFÍA.

TEXTOS

- CENGEL, Yunus . “Termodinámica”. Editorial Mc Graw Interamericana. 4º Edición. España 2012. 1000 p. ISBN 607150743X
- GARCIA Almiñana, Daniel. “Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado”. Editorial Marcombo. 1º Edición. España. 162 p. ISBN 978-84-9788-691-8
- ENERAGEN. “Rendimiento de las Instalaciones Frigoríficas y demanda energética de los edificios”. Ayuntamiento de Pamplona. España. 2007. 46 p.
- INCROPERA. “Fundamentos de Transferencia de Calor “.Editorial Prentice Hall. México. 1999. 886 p. ISBN 9701701704,
- MADRID, J.M. “Refrigeración, conservación y envasado de alimentos”. Editorial Madrid Vicente. 1º Edición. España. 2003. 190 p. ISBN 84-89222-94-2
- ROLLE, Kurt. “Termodinámica”. Editorial Prentice Hall. 6º Edición. España. 2006. 611 p. ISBN 9702607574.
- RUFES, Pedro. “Fluidos frigoríficos”. Editorial CEAC. 1º Edición. España. 2003. 220 p.

TESIS

- CAM RODRIGUEZ, Juan .” Calculo y diseño de la planta de refrigeración del instituto tecnológico pesquero de una capacidad de 105 ton. de pescado”. Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico. Universidad nacional de Ingeniería. 2011. 102 p.
- CARRANZA DE LA CUZ, Kevin. “DETERMINACION DE LOS PARAMETROS ENERGETICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO OPTIMO DE UNA PLANTA DE CONGELADO DE 55 TM/DIA EN EL DISTRITO DE SANTA”. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. 2011. 71 p.
- GARRIDO Muela, Erica. “Optimización de los Sistemas de Refrigeración y congelación industrial de canales y de carne de cordero. Tesis para optar el título de Doctor en Ingeniería. Universidad de Zaragoza. España. 2008. 18 p.

- HERNANDEZ Navarrete, leen. “Análisis de cálculo, mantenimiento y diseño de una cámara de refrigeración utilizando productos perecederos a 4°C. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Instituto Politécnico Nacional de Azcapotzalco. Mexico.2009. 129 p.
- JARA Ponte, David. “Incremento de la Productividad de la Planta de frio del desembarcadero artesanal pesquero de Chimbote con el reemplazo de los refrigerantes R-404A y R-22 por R-717”. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad nacional del Santa. Peru. 2013.156 p.
- MARIGNY, Johan.” Analysis of simultaneous cooling and heating in supermarket refrigeration systems”. Tesis para optar el Grado de Magister en Ciencias. KTH School of Industrial Engineering and Management. Suecia. 2011. 76 p,
- ZEGARRA Reveggino, Diego. “Diseño de un productor de hielo de 14 kg/h”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2010. 153 p.

SBN 84-329-6586-5