



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILÁN

Relación efectividad/costo de condensadores evaporativos y de placas empleados en  
instalaciones frigoríficas industriales.

Trabajo Escrito  
Licenciatura de Ingeniería en Alimentos

Sustentantes:

Arias Neyra Ricardo

Olvera Monroy Carlos Eduardo

Asesores:

I.A. Álvarez Cárdenas Alfredo

I. A. Alarcón López Manuel

Cuautilán Izcalli, Estado de México, a 04 de Octubre del 2012.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# ÍNDICE

## INTRODUCCIÓN

## CAPITULO I. ANTECEDENTES

1.1 Producción de frío	1
1.2 Principales equipos en un sistema de refrigeración	2
1.2.1 Compresor	3
1.2.2 Dispositivos de expansión	4
1.2.3 Evaporador	4
1.3 Psicrometría del aire	6
1.4 Condensadores	12
1.4.1 Condensadores evaporativos	13
1.4.2 Condensadores de placas	15
1.4.3 Torre de enfriamiento	17
1.5 Tratamiento de aguas	18
1.5.1 Prevención de incrustaciones	20
1.5.2 Prevención de la corrosión	20
1.6 Análisis energético en condensadores	23
1.6.1 Efectividad termodinámica	23
1.6.2 Efectividad térmica	24
1.6.3 Consumo de energía eléctrica	27
1.7 Análisis efectividad/costo para la selección de condensadores	29

## CAPITULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN DE CAMPO

2.1 Planteamiento del problema y objetivos	31
2.2 Caso de estudio	32
2.3 Análisis térmico-termodinámico	33

2.4 Análisis de consumo de energía eléctrica	38
2.5 Análisis efectividad/costo	39
2.6 Instrumentos de medición	41

### CAPITULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANALISIS DE RESULTADOS

3.1 Características de la instalación frigorífica en estudio	42
3.2 Análisis térmico-termodinámico	45
3.3 Análisis de consumo de energía eléctrica	56
3.4 Análisis efectividad/costo	58
Conclusiones	64
Bibliografía	67
Anexos	
Apéndices	

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura</i>		
1	Diagrama de presión-entalpía	5
2	Diagrama psicrométrico a 102.81 kPa.	11
3	Condensador Evaporativo.	15
4	Paso de los fluidos y partes en un condensador de placas soldadas.	17
5	Temperatura contra longitud en cuatro arreglos.	25
6	Metodología para el cálculo del calor de rechazo para ambos condensadores.	33
7	Metodología para el cálculo de la eficiencia termodinámica para ambos condensadores.	36
8	Metodología para el cálculo de energía eléctrica consumida.	38
9	Metodología para el análisis efectividad/costo.	40
10	Comparativo de área de transferencia de calor en ambos condensadores.	45
11	Comparativo de coeficiente global de transferencia de calor en ambos condensadores.	46
12	Comparativo del promedio del diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD) en ambos condensadores.	48
13	Comparativo de calores de rechazo (W) para ambos condensadores.	49
14	Comparativo de calores de rechazo (T.R.) para ambos condensadores.	49
15	Comparativo LMTD contra calores de rechazo (T.R.) para ambos condensadores.	50
16	Comparativo LMTD contra calores de rechazo (W) para ambos condensadores.	51
17	Comparativo de efectividades termodinámicas para ambos condensadores.	52
18	Comparativo de efectividad termodinámica promedio para ambos condensadores.	53
19	Comparativo de efectividad termodinámica contra diferencial de entalpía máxima.	54
20	Comparativo de entalpías del fluido frío a la entrada de cada condensador.	54
21	Comparativo de entalpías del fluido frío a la salida de cada condensador.	55

22	Comparativo de entalpías máximas del fluido frío en cada condensador.	56
23	Comparativo entre consumos de energía eléctrica en cada condensador.	57
24	Comparativo entre costos en el consumo de energía eléctrica en cada condensador.	58
25	Comparativo entre flujos volumétricos ocupados en cada condensador.	59
26	Relación efectividad/costo para ambos condensadores	62

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		
1	<i>Efecto de la condición del aire sobre los equipos.</i>	7
2	<i>Parámetros recomendados en el tratamiento de agua en función al material de construcción.</i>	19
3	<i>Valores de parámetros principales en el periodo de pasivación.</i>	22
4	<i>Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis térmico.</i>	34
5	<i>Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis termodinámico.</i>	37
6	<i>Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis de consumo de energía eléctrica.</i>	39
7	<i>Relación de instrumentos de medición.</i>	41
8	<i>Características de las muestras y variables a considerar.</i>	43
9	<i>Valores de variables utilizadas en el cálculo de la LMTD.</i>	47
10	<i>Calor de rechazo evaluado a las mismas magnitudes de LMTD.</i>	51
11	<i>Costos de mantenimiento del condensador evaporativo.</i>	60
12	<i>Costos de mantenimiento del condensador de placas.</i>	60
13	<i>Costos de operación del condensador evaporativo.</i>	61
14	<i>Costos de operación del condensador de placas.</i>	61
15	<i>Costos de inversión de cada condensador.</i>	62

## NOMENCLATURA

$A$	Área de transferencia de calor ( $m^2$ )
$B$	Beneficios obtenidos en cada sistema de condensación en valor anual (\$)
$B/C$	Relación costo/beneficio
$bn$	Beneficios negativos (\$)
$bp$	Beneficios positivos (\$)
$c$	Costos (\$)
$C_H$	Calor específico en una mezcla agua-aire ( $kJ/kg\ ^\circ C$ )
$C_{M\&O}$	Costos de mantenimiento y operación generados por el sistema en un año (\$)
$C_{nominal}$	Capacidad nominal de rechazo del condensador ( $W/m^2$ )
$C_p$	Capacidad calorífica del agua a la temperatura de bulbo seco ( $kJ/kg\ ^\circ C$ )
$C_{Pa}$	Calor específico del aire ( $kJ/kg\ ^\circ C$ )
$C_{Pw}$	Calor específico del agua a la misma temperatura del aire ( $kJ/kg\ ^\circ C$ )
$C_{real}$	Capacidad real de rechazo del condensador ( $W/m^2$ )
C.V.	Coefficiente de variación (%)
D.S.	Desviación estándar ( $\pm$ )
$E_C$	Energía eléctrica consumida por cada motor del sistema (KW/h)
$E/C$	Relación efectividad/costo
$E_T$	Efectividad térmica del sistema de condensación
$E_{TD}$	Efectividad termodinámica del sistema de condensación
$F$	Factor de corrección del diferencial de temperatura media efectiva
$F_{agua}$	Flujo de agua del condensador ( $m^3/h$ )
$h$	Entalpía ( $kJ/kg$ )
$h_{H_2O,ent}$	Entalpía del agua que entra al condensador ( $kJ/kg$ )
$h_{H_2O,sal}$	Entalpía del agua a la salida del condensador ( $kJ/kg$ )
$h_{H_2O} _{T_{ref,ent}}$	Entalpía de agua a la temperatura de entrada del refrigerante ( $kJ/kg$ )



$h_L$	Entalpia del vapor de agua (kJ/kg)
HP	Caballos de fuerza
$h_{ref,ent}$	Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador (kJ/kg).
$h_{ref,sal}$	Entalpía del refrigerante a la salida del condensador (kJ/kg)
$h_{ref} _{T_{BH}}$	Entalpía del refrigerante a la temperatura de bulbo húmedo (kJ/kg)
HRF	Factor de disipación de calor
$h_s$	Entalpia del aire seco (kJ/kg)
$h_t$	Entalpia total del aire (kJ/kg)
$I$	Intensidad eléctrica (A)
$I_{VA}$	Valor monetario de la inversión en términos anuales (\$)
L	Longitud (m)
LMTD	Diferencial de la temperatura media logarítmica (K)
P	Presión (kPa)
$P$	Efectividad del lado frío
$P_o$	Potencia del motor (W)
$P_V^0$	Presión de vapor a la misma temperatura (kPa)
$\bar{P}_v$	Presión parcial de vapor (kPa)
$Q$	Razón de transferencia de calor o calor de rechazo total (W)
Q	Carga térmica (W)
$R_{incrus}$	Resistencia térmica provocada por incrustaciones (m <sup>2</sup> K/W)
S	Segundos
T	Tiempo de operación (h)
$t_s$	Temperatura del fluido de enfriamiento constante (K)
$t_1, T_{EFE}$	Temperatura de entrada del fluido de enfriamiento (K)
$t_2, T_{SFE}$	Temperatura de salida del fluido de enfriamiento (K)
T	Temperatura (K)
To	Temperatura de evaporación (K)
$T_{bh}, T.B.H.$	Temperatura de bulbo húmedo (K)
$T_{bs}, T.B.S.$	Temperatura de bulbo seco (K)

$T_s$	Temperatura del refrigerante constante (K)
T.R.	Toneladas de refrigeración
$T_1, T_{er}$	Temperatura de entrada del refrigerante (K)
$T_2, T_{sr}$	Temperatura de salida del refrigerante (K)
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2 K$ )
$U_{cor}$	Coefficiente global de transferencia corregido por incrustaciones ( $W/m^2 K$ )
$U_{fab}$	Coefficiente global de transferencia proporcionado por el fabricante ( $W/m^2 K$ )
$V$	Voltaje de la instalación (V)
$W$	Trabajo de compresión (kJ/kg)
$Y$	Humedad absoluta (kgw/kgas)
$Y_m, HR$	Humedad relativa (%)
$Z$	Razón de capacidad calorífica
$\Delta h$	Diferencial entálpico (kJ/kg)
$\Delta h_1$	Diferencial entálpico de compresión (kJ/kg)
$\Delta h_2$	Diferencial entálpico de evaporación (kJ/kg)
$\Delta h_{total}$	Diferencial entálpico total (kJ/kg)
$\Delta T$	Diferencial de la temperatura (K)
$\Delta T_1$	Diferencial de temperaturas del lado caliente (K)
$\Delta T_2$	Diferencial de temperaturas del lado frío (K)
$\theta_m$	Temperatura media efectiva (K)

## INTRODUCCIÓN

En México, existe una amplia problemática en la operación de instalaciones frigoríficas, siendo un factor la selección de equipos que las conforman, esto trae como consecuencia mermas y un aumento en los costos de los productos manejados, por lo que es necesario eficientar todo un conjunto de equipos y servicios, analizando cada uno de los puntos necesarios para realizar un proyecto frigorífico de cualquier dimensión (Falconer & Drury, 1986). Las grandes industrias de alimentos refrigerados y otras industrias comprometidas en la preparación, venta y compra de alimentos dependen de las instalaciones frigoríficas industriales, algunas aplicaciones típicas comprenden: procesamiento de alimentos, preservación de los mismos, acondicionamiento para la transportación, cámaras de abatimiento de calor, pre-cámaras de refrigeración, mantenimiento de bajas temperaturas entre otras (Manske, 2001).

Al paso del tiempo los equipos utilizados en las instalaciones frigoríficas industriales han sufrido cambios de acuerdo a las necesidades requeridas, y aunque pareciera que el progreso en el diseño de cada uno de los elementos que forman parte de la compresión mecánica ha sido para garantizar una mayor eficiencia en la operación del sistema, no se ha logrado completar este propósito en su totalidad (Alarcón, 1998), por esto es necesario estudiar y llevar a cabo un análisis de las opciones disponibles. Los equipos, en ocasiones, suelen ser seleccionados en base a criterios generales sin tomar en cuenta características particulares de los mismos, aunque pueda producir el resultado deseado muchos sistemas no están operando a máxima eficiencia (Manske, 2001). Las recientes preocupaciones sobre el uso de electricidad y sus costos, han llevado a muchos en la industria a evaluar nuevamente el costo-efectividad de su diseño y operación (Hajabdollahi, 2011).

En las instalaciones frigoríficas industriales los condensadores evaporativos han sido los más utilizados, éstos emplean como medio de enfriamiento agua-aire y sus costos de operación se ven reflejados por el uso de la motobomba y los motores de los ventiladores (Parsons, 2000);

por otro lado, con el crecimiento de la industria se ha requerido utilizar equipos de menor tamaño, el intercambiador de placas ha respondido a esta exigencia, éste utiliza como medio de enfriamiento agua y sus costos de operación se ven reflejados por el uso de una bomba (SPX, 2009).

Los condensadores evaporativos son de menor costo, economizadores de agua, requieren de un menor consumo de potencia y condensan a menor presión, estas características le dan ventaja sobre el condensador de placas mientras que algunas de sus desventajas se presentan en ser equipos altamente voluminosos, pesados y al estar expuestos al medio ambiente un mayor deterioro sobre la estructura llamadas incrustaciones y corrosión (Castillo, 2000). Los condensadores de placas sin embargo presentan ventajas tales como una elevada área y coeficiente global de transferencia lo cual se ve reflejado en un mayor rechazo de cantidad de calor, son de operación sencilla, pero por otro lado dependen de una torre de enfriamiento y el costo de mantenimiento es elevado (Jaramillo, 2007).

Es finalidad de este proyecto proporcionar ya sea al ingeniero frigorista, al diseñador de instalaciones frigoríficas o la industria, bases más especializadas que permitan la selección del condensador más económico, ya sea a corto o largo plazo, y a la vez técnicamente el más factible, tomando en cuenta factores del sistema como lo son la eficiencia térmica, eficiencia termodinámica, consumos de agua, de energía eléctrica, costos de inversión, de operación y mantenimiento.

## CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

### 1.1 Producción de frío

Actualmente se aplica frío a todos los sectores, cárnico, pesquero, hortofrutícola, lácteo, fabricación de hielo, panadería, químico, textil, metalúrgico entre otras; la aplicación de frío prácticamente se encuentra presente en toda actividad humana (Balboa, 2003). Es de suma relevancia el estudio de la producción de frío ya que con ello se puede determinar el proceso frigorífico más eficiente, además de los equipos adecuados para la finalidad que convenga. La refrigeración se define como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, es la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura, de un espacio o material a temperatura inferior con respecto a la del ambiente. El calor sustraído del material es transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del espacio o cuerpo refrigerado, este cuerpo que sustrae el calor es denominado como refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento en la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido cause un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una condensación o vaporización), se dice que el proceso de enfriamiento es latente (Dossat, 2009).

A medida que el refrigerante circula a través del sistema, éste sufre una serie de cambios en su estado o condición, cada uno de los cuales es llamado un proceso de producción de frío. El refrigerante empieza en algún estado o condición inicial, pasa a través de una serie de cambios en una secuencia definida y regresa a su condición inicial. Esta serie de procesos se define como ciclo frigorífico. Éste ciclo consta de cuatro procesos fundamentales:

- a) Expansión isoentálpica.
- b) Evaporación isotérmica e isobárica.
- c) Compresión isoentrópica.
- d) Condensación isobárica.

Para entender plenamente este ciclo es necesario considerar por separado cada etapa, ya que son llevados a cabo por distintos equipos. En los siguientes temas se aborda el fundamento y funcionamiento de cada uno de los equipos utilizados en las instalaciones frigoríficas industriales y su efecto en el condensador.

## 1.2 Principales equipos en instalaciones frigoríficas industriales

Los equipos constituyen una parte fundamental de la producción mecánica de frío, por esta razón es fundamental conocer las propiedades que sufre alguna modificación.

- a) Todos los líquidos al evaporarse absorben calor de lo que les rodea.

Este postulado hace posible la producción de frío tal como se efectúa hoy día. Para enfriar un cuerpo se aplica éste, haciendo evaporar un determinado líquido en un aparato adecuado, a fin de que el calor latente necesario para la evaporación se extraiga de las sustancias que deseamos enfriar esta etapa se ve ejemplificada de mejor manera en el evaporador de una instalación frigorífica.

- b) La temperatura a la que se hierve o se evapora un líquido depende de la presión que se ejerce sobre dicho líquido.

La importancia de este postulado reside en que sí se puede disponer de una presión distinta sobre el líquido que se está evaporando y produciendo frío, siendo el dispositivo de expansión el cual ayude a que este fenómeno suceda, se alterará la temperatura a la cual se evapora y, por consiguiente, podrá variarse también el grado de frío producido, el equipo que ayuda a producir el diferencial de presiones es el compresor pasando de menor a mayor presión mediante la aplicación de energía mecánica que es absorbida por el refrigerante como energía calorífica.

- c) Todo vapor puede volver a condensarse, convirtiéndose en un líquido, si se comprime y enfría debidamente.

Este postulado permite recoger el vapor formado por la evaporación del líquido, comprimirlo en un compresor adecuado como ya fue mencionado, enfriarlo mediante un condensador y

convertirlo nuevamente en líquido, que puede evaporarse otra vez y producir más frío (Alarcón, 1998).

Una vez revisadas estos postulados y con el preámbulo de funcionamiento, se conocerá más a fondo el mecanismo con el cual operan los principales equipos en la producción de frío.

### 1.2.1 Compresor

La función específica de la unidad de compresión, que en si podría llamarse el “corazón” de la instalación frigorífica, consiste en extraer el refrigerante evaporado procedente del evaporador, comprimirlo para que pueda efectuarse la condensación y volver a su estado líquido (Alarcón, 1998).

Los tipos de compresores más comúnmente usados en trabajos de refrigeración son:

- a) Reciprocantes
- b) Rotatorios
- c) Centrífugos

Los de tipo recíprocante y rotatorio son compresores de desplazamiento positivo, efectuándose la compresión del vapor por medio de un miembro compresor. En el compresor recíprocante, el miembro compresor son una serie de pistones, mientras que en el compresor rotatorio el miembro que comprime tiene la forma de rodillo y es mejor conocido como compresor de tornillo, el cual tiene un acoplamiento a un rotor hembra y macho que permite la compresión mediante la disminución del área de paso del vapor. Por otra parte, el compresor centrífugo no tiene miembro compresor, la compresión del vapor se obtiene principalmente por la acción de la fuerza centrífuga la cual es desarrollada a medida que el vapor es girado por un impulsor de alta velocidad. Para casi todos los casos, el tipo de compresor empleado en cada aplicación, específicamente depende del tipo de refrigerante, la carga térmica, la relación de compresión, el tamaño y la naturaleza de la instalación (Dossat, 2009).

### **1.2.2 Dispositivos de expansión**

El paso del refrigerante desde la alta presión reinante en el condensador a la baja presión del evaporador se consigue mediante su laminación a través de un orificio de sección variable o constante denominado expansor, esta circulación va a producir la pérdida de carga necesaria para reducir el nivel de presiones desde la alta hasta la baja presión (Torella, 1996). En las instalaciones frigoríficas industriales el dispositivo más utilizado para la expansión del refrigerante es la válvula de expansión termostática, que independientemente del tipo de válvula cumple con dos funciones primordiales; en primer lugar regula el caudal de líquido refrigerante desde la línea de líquido al evaporador a una velocidad compatible con la evaporación del líquido que está ocurriendo en el evaporador, y por otra lado cumple con la función de mantener una diferencia de presiones entre la presión alta y baja del sistema para permitir que el refrigerante se evapore bajo las condiciones de presión más baja existentes en el evaporador, mientras que el proceso de condensación ocurre a alta presión en el condensador (Sánchez, 1998). Debido a su alta eficiencia y a lo fácil de adaptarse a cualquier tipo de aplicaciones de refrigeración, la válvula de expansión termostática, es probablemente la que más se usa en la actualidad en control refrigerante. Se basa en mantener un grado constante de sobrecalentamiento de la succión, en la salida del evaporador, y es esto a su vez permite que el evaporador se mantenga completamente lleno de refrigerante bajo las condiciones de carga del sistema (Dossat, 2009).

### **1.2.3 Evaporador**

El evaporador es el elemento productor de frío de la instalación frigorífica, es cualquier intercambiador de calor en el que el refrigerante se evapora a baja temperatura y por tanto a baja presión, aunque usualmente superior a la atmosférica, con el objetivo de evitar la entrada de gases y/o vapor de agua en el circuito de baja presión (Sánchez, 1998). Para poder absorber calor con una instalación de refrigeración, es necesario disponer de equipos que funcionen como vehículos de transferencia de calor, entre estos están el evaporador y el condensador. Tienen la misión de intercambiar el calor entre el medio al que debe cederse calor, y el refrigerante, sin que ambos estén en contacto directo. Para conseguir un gran rendimiento del



evaporador, debe cumplir con tres condiciones básicas, la primera es que toda la superficie de transferencia de calor este totalmente cubierta con el refrigerante, la segunda es que la resistencia térmica del material empleado sea mínima, y la tercer condición es que el caudal volumétrico del refrigerante se elevado ya que en corto tiempo se facilita la transmisión de gran cantidad de calor en el evaporador. Según el empleo a que se destinan, se han desarrollado diversos tipos de evaporadores como lo son el evaporador de serpentín, de láminas, de placas, de tubos rectos entre otros. Cuando el evaporador se alimente por válvula de expansión, es imposible disponer de líquido puro en la inyección. Si se requiere de alimentar absolutamente el evaporador con líquido puro, deberá disponerse en el circuito frigorífico de un separador de líquido (Rapin, 1992).

En la figura 1 se muestra el efecto de los equipos revisados sobre el condensador.

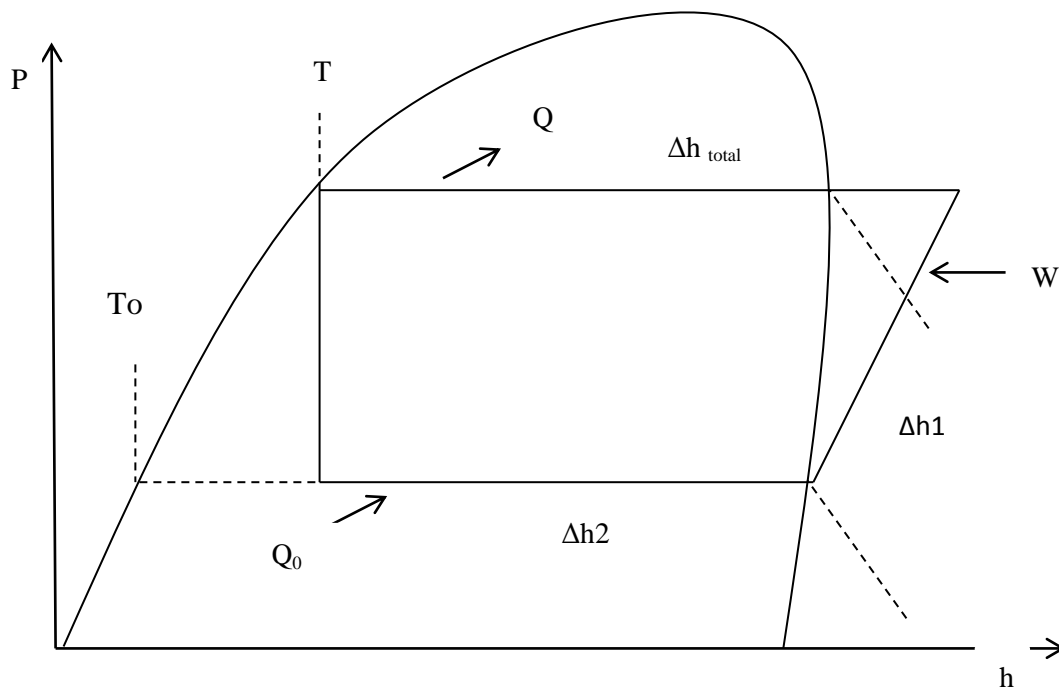


Figura 1. Diagrama de presión-entalpia.

#### a) Compresor

El condensador se ve afectado en forma directa por este equipo, ya que el condensador es el encargado de retirar el calor que procede de la evaporación del refrigerante; así como, el trabajo que es administrado por el compresor. Este trabajo se traduce como diferencial

entálpico ( $\Delta h_1$ ) que tendrá que ser eliminado por el condensador y estará delimitado por la temperatura de condensación (T) y por temperatura de evaporación constante ( $T_o$ ), la temperatura de condensación se comportará directamente proporcional al diferencial entálpico; en otras palabras, al aumentar la temperatura de condensación el diferencial entálpico aumentará causando como consecuencia que los equipos sean de mayor tamaño, costo, consumo de energía y consumo de agua en el caso de los condensadores (Dossat, 2009).

#### b) Dispositivo de expansión

El dispositivo de expansión provoca la caída de presión del refrigerante a la salida del condensador hasta una mezcla líquido-gas pero la entalpía permanece constante, a este proceso se le conoce como expansión isoentálpica, es decir, el efecto que tiene el condensador sobre la válvula de expansión solo es una caída de presión a una misma entalpía. Desde otro punto de vista, a mayor caída de presión, desde una presión de condensación constante hasta una temperatura de evaporación que puede variar, se tiene un mayor trabajo de compresión ya que la relación de compresión aumenta, esto trae como consecuencia que el calor de rechazo en el condensador sea mayor, por el contrario si se disminuye la caída de presión el trabajo disminuye y por consiguiente el trabajo de compresión decrece.

#### c) Evaporador

En el evaporador se retira la carga térmica ( $\Delta h_2$ ) necesaria para disminuir la temperatura a la que se requiere que se encuentre el producto, esta carga térmica debe ser eliminada en el calor de rechazo total del condensador, por lo tanto si se aumenta la carga térmica en el evaporador aumentará el calor de rechazo en el condensador ( $\Delta h_{total}$ ).

### 1.3 Psicrometría del aire

En general, la psicrometría estudia las propiedades termodinámicas de mezclas de aire con vapor de agua. En particular, la mayoría de las aplicaciones refieren al aire húmedo, considerado como la mezcla de aire seco y vapor de agua. La psicrometría resulta entonces útil en el diseño y análisis de sistemas de almacenamiento y procesado de alimentos, diseño de equipos de refrigeración, estudio del secado de alimentos, estudios de aire acondicionado,

climatización, torres de enfriamiento y en todos los procesos industriales que exijan un fuerte control del contenido de vapor de agua en el aire (Porges, 1992); es por estos motivos que es necesario revisar el tema y comprender las variables que influyen en las propiedades del condensador evaporativo y la torre de enfriamiento; mientras que la psicrometría del aire afecta directamente al condensador evaporativo en el condensador de placas el efecto se ve reflejado en la torre de enfriamiento. En la tabla 1 se muestran las variables principales, aunque cabe resaltar que éstas no pueden ser controladas ya que dependen de condiciones ambientales.

Tabla 1. *Efecto de la condición del aire sobre los equipos.*

<b>Variab</b> les	<b>Efecto en los equipos</b>
Temperatura de bulbo seco	A menor temperatura de bulbo seco el aire podrá retirar una mayor cantidad de calor ya sea al fluido de enfriamiento o sobre el área de transferencia.
Temperatura de bulbo húmedo	La relación es directamente proporcional entre el diferencial del bulbo húmedo y seco con respecto a la transferencia de calor.
Humedad relativa	A menor humedad relativa la capacidad de vaporización del fluido de enfriamiento será mayor, como consecuencia disminuirá la temperatura del fluido de enfriamiento.

El aire es una mezcla de varios gases (entre los que destacan el nitrógeno y el oxígeno) a la que denominamos aire seco, más una cierta cantidad de agua en forma de vapor dando como resultado lo que nombraremos mezcla aire-agua. El aire está constituido básicamente por nitrógeno ( $N_2$ ) en una proporción del 75.51% y de oxígeno ( $O_2$ ) con un 23.01%, el 1.48% restante lo constituyen el argón ( $A_2$ ), anhídrido carbónico ( $CO_2$ ), hidrógeno ( $H_2$ ), Neón ( $Ne_2$ ), Helio ( $He_2$ ), Kriptón ( $Kr_2$ ) y Xenón ( $Xe_2$ ). Además de estos gases permanentes, el aire contiene cantidades variables de vapor de agua dependiendo de varios factores, debido a los procesos de evaporación y de anhídrido carbónico ( $CO_2$ ), debido básicamente a los procesos de combustión además de la generación de ozono. Estos gases provocan efectos que impactan el medio ambiente, ya que su exceso crea ambientes de alta temperatura y toxicidad (Pilatosky, 2002).

Generalmente, el intervalo de presiones y temperaturas de interés para diversas aplicaciones es tan limitado que puede considerarse que tanto el aire seco como el vapor de agua se comportan como gases ideales. Además, se considera que el aire seco se comporta como si fuera un componente puro, por lo que las propiedades del aire húmedo pueden estudiarse en base al conocimiento de las propiedades de mezclas de gases ideales, regidos principalmente por las leyes de Dalton, Raoult, Antoine y la ley de los gases ideales (Hernández, 1982).

Aunque los términos vapor y gas, podrían ser equivalentes, no lo son; el gas es un estado físico en donde, por arriba de ciertas condiciones críticas de presión y temperatura, no puede condensarse, es decir, convertirse en líquido, entonces el vapor es el producto de la evaporación de un líquido, es decir para que el proceso de evaporación exista es necesario aplicar al líquido una cantidad de energía tal que permita vencer las fuerzas de atracción entre las moléculas del propio líquido. Lo anterior provoca la liberación de moléculas que salen al espacio gaseoso que las rodean y la energía suministrada al líquido se conoce como el calor de vaporización, que no es otra cosa más que la cantidad de calor que hay que aplicar al líquido a una temperatura determinada para convertirlo en vapor (Pilatowsky, 2002).

El comportamiento de la mezcla aire-agua puede resumirse en:

- 1.- Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad se incrementa, y la reducción de calor sensible es igual al incremento de calor latente.
- 2.- Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Esta se llama “temperatura de saturación adiabática”.
- 3.- Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación.
- 4.- La temperatura de bulbo húmedo del aire depende solo del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras, la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que el calor total también lo es (Hernández, 1982).

Para comprender esto de mejor manera es necesario conocer los siguientes parámetros de la mezcla aire-agua:

*a) Humedad absoluta.*

La humedad es la medida de la cantidad de vapor presente en la fase gaseosa, y se le representa por la letra  $Y$  (kg vapor/kg aire seco). En algunos textos se utiliza  $h$  o  $H$ . Sin embargo no es recomendable por que causa confusión con la entalpía. Existen diferentes términos para expresar la concentración del vapor en el gas (Pilatosky, 2002), el principal inconveniente de estos índices es que no indican si el vapor está a punto de condensar o no, es decir, si el vapor está próximo a la saturación, lo cual es de suma importancia por ello se define un índice, que es el más utilizado, llamado humedad relativa (Porges, 1992).

*b) Humedad relativa.*

Es la relación entre la presión parcial del vapor y la presión de vapor a la misma temperatura, también se le representa con las siglas (% HR).

$$Y_m = \left( \frac{P_v}{P_v^0} \right) \quad (1)$$

Así, cuando el aire está saturado  $P_v^0 = P_v$  la humedad será del 100%. Según se aleje del 100% el aire estará más seco es decir, el aire tendrá menor humedad relativa cuando esté más caliente, aunque contenga la misma cantidad de vapor (la misma razón de mezcla), y cuanto más alta sea la temperatura más difícilmente se producirá la saturación (Porges, 1992). Los parámetros que son importantes para conocer estas propiedades de la mezcla aire-agua se revisaran a continuación.

*c) Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco.*

Las temperaturas de bulbo seco ( $T_{bs}$ ) y bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) de una mezcla aire-agua se pueden determinar experimentalmente por medio de un psicrómetro que es un instrumento que contiene dos termómetros de mercurio idénticos, uno con el bulbo descubierto para medir la temperatura del aire ( $^{\circ}\text{C}$ ) y otro con el bulbo cubierto con una gasa humedecida.

El psicrómetro se hace girar o se le induce una corriente de aire, esto provoca un enfriamiento y la temperatura del termómetro cubierto desciende primero rápidamente y después más lentamente hasta alcanzar un valor estacionario. La lectura registrada en este punto es la temperatura de bulbo húmedo, la cual representa la temperatura de equilibrio los flujos de calor entre el aire y la gasa por calor sensible y las pérdidas de calor producidas por la evaporación del líquido en el gas, estas pérdidas de calor provocan una disminución en la temperatura y la diferencia entre estas dos temperaturas dependerá del grado de saturación del aire. Entre más humedad contenga, la diferencia será menor, y en condiciones de saturación, la temperatura de bulbo seco será igual a la de bulbo húmedo. Con el conocimiento de estas dos temperaturas es posible calcular el valor de la humedad relativa (Pilatosky, 2002).

En el bulbo húmedo del psicrómetro, se establecen dos flujos de calor, uno que entra, el cual corresponde al calor sensible debido al contacto con el aire y otro latente hacia el exterior provocado por la evaporación del líquido presente en la gasa. En un proceso continuo, todo el calor transferido hacia la gasa se utiliza para vaporizar la masa de líquido. Estas propiedades confieren ciertos cambios tanto en el calor específico como en la entalpia, debido a que estos varían según la proporción o saturación de una mezcla aire-agua confiriéndoles propiedades de mezcla. A continuación se revisará el concepto de calor específico y entalpia de la mezcla.

*d) Calor específico de la mezcla aire-agua o calor húmedo.*

El calor específico ( $C_H$ ) que corresponde a una mezcla aire-agua, se define como el calor que hay que suministrar a una unidad másica de aire y al vapor que contiene, para elevar un grado de temperatura, manteniendo la presión constante de acuerdo a la relación siguiente (Pilatosky, 2002):

$$C_H = C_{Pa} + (C_{Pw} * Y) \quad (2)$$

*e) Entalpia de la mezcla aire-agua o entalpia húmeda.*

La entalpia total ( $h_t$ ) del aire húmedo es igual a la suma de la entalpia de aire seco, más la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla (Hernández, 1982).

$$h_t = h_s + h_L \quad (3)$$

Estos parámetros pueden resumirse en el diagrama psicrométrico.

f) *Diagrama psicrométrico.*

El diagrama psicrométrico (figura 2) es la representación gráfica de las ecuaciones analíticas descritas entre otras más, este diagrama para las mezclas aire y vapor de agua a la presión atmosférica, la temperatura como abscisa y la humedad absoluta en las ordenadas, líneas calculadas de humedad relativa del 100 - 10% o curvas de saturación, en donde se obtiene la humedad del aire saturado en función de su temperatura. En estos diagramas, cada estado del aire vendrá representado por un punto, y cada proceso psicrométrico por una línea. De esta manera se consigue así una estimación rápida y precisa de la información necesaria en el estudio y diseño de equipos (Hernández, 1982. Pilatowsky, 2002) lo cual permitirá la obtención de datos necesarios para el estudio del aire utilizado en el condensador evaporativo.

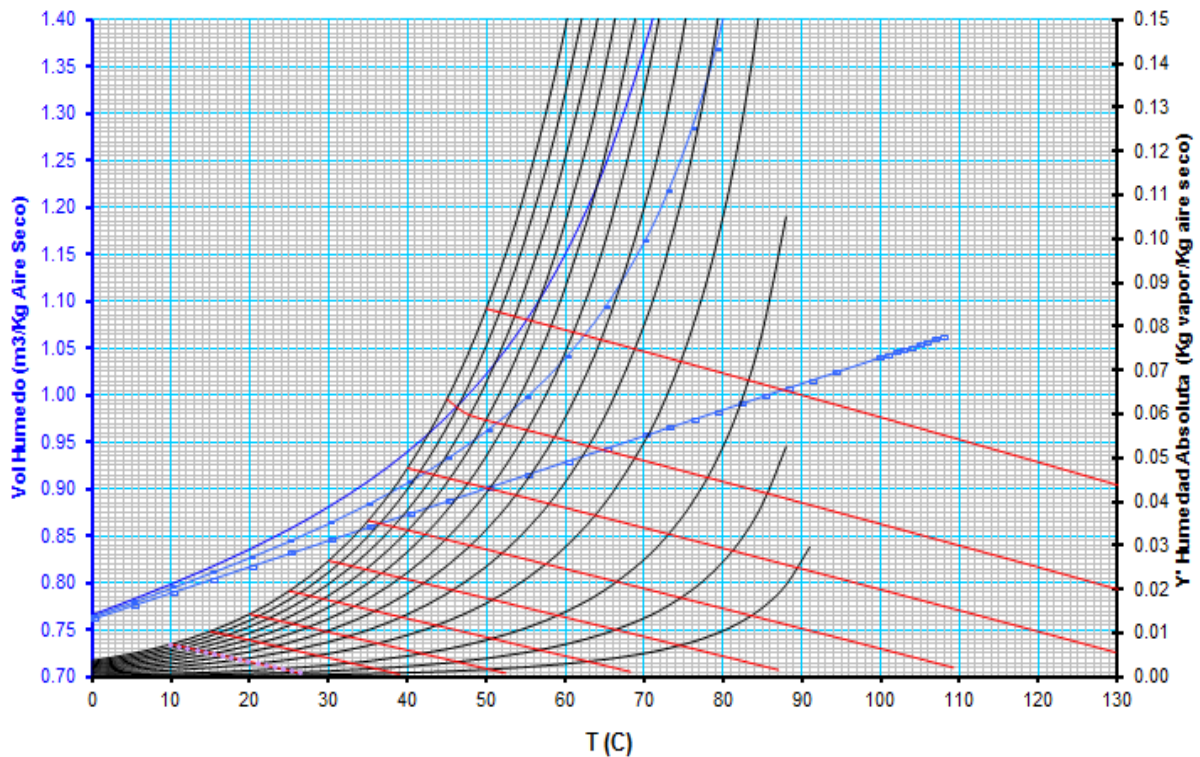


Figura 2. Diagrama psicrométrico a 102.81 kPa.

## 1.4 Condensadores

De igual manera que los evaporadores los condensadores son intercambiadores de calor que en las instalaciones frigoríficas aseguran el cambio del estado de vapor al estado líquido del refrigerante, gracias a la circulación de un fluido de enfriamiento que evacua hacia un medio exterior una cantidad de calor compuesta por tres fracciones.

- a) Una fracción de descenso de sobrecalentamiento del estado inicial a la temperatura de condensación.
- b) Una fracción de condensación, propiamente dicha a temperatura constante para los fluidos puros.
- c) Una fracción de subenfriamiento si se presenta el caso.

La fracción de descenso de sobrecalentamiento, no pasa del 5 al 6% de la cantidad de calor intercambiada mientras que la fracción de condensación puede variar desde el 85% al 94% si no hay subenfriamiento, que puede llegar al 10% si es considerable (Conan,1990).

Aunque el calor total de rechazo en el condensador incluye tanto el calor absorbido en el evaporador como la energía equivalente del trabajo de compresión. Cualquier sobrecalentamiento absorbido por el vapor de succión del aire de los alrededores, también forma parte de la carga del condensador.

Los condensadores son de tres tipos generales: enfriados con aire, enfriados con agua y evaporativos.

Los condensadores enfriados con aire, emplean al aire como medio condensante, éstos pueden ser del tipo gravedad o con circulación forzada, con el fin de lograr que el aire frío exterior reemplace el aire caliente que despiden el condensador, en instalaciones frigoríficas de aplicación industrial el tipo de condensador empleado es el formado por tubería con aletas para aumentar el área de transferencia de calor y así aumentar su eficiencia siempre acompañados de circulación forzada por la acción del motor eléctrico en los ventiladores (Alarcón, 1998).

Los condensadores enfriados con agua, se subdividen en: contracorriente, donde el agua entra por la parte inferior del condensador y sube por la tubería, el refrigerante comprimido penetra



por la parte superior del equipo. Los de inmersión están formados por un depósito en cuyo interior va inmerso un serpentín de agua donde el refrigerante comprimido condensa por acción del agua contenida. Para los condensadores la temperatura del medio de enfriamiento aumenta a medida que la del refrigerante desciende (Stoecker, 1998).

En los temas siguientes se abordan los condensadores evaporativos y los condensadores de placas para conocer su principio de operación.

#### **1.4.1 Condensadores Evaporativos**

En el condensador se pueden distinguir tres zonas que son, la zona de vapores recalentados o zona de enfriamiento que elimina calor sensible, la zona de condensación donde se elimina calor latente y la zona de calor sensible de subenfriamiento, si se presenta el caso (Sánchez, 1998). El condensador evaporativo combina las funciones del condensador enfriado por aire y el condensador enfriado por agua, esta última puede provenir de una torre de enfriamiento o de un sistema de compresión mecánica descentralizado. El refrigerante se condensa dentro de la tubería, y esta es atomizada con agua que pasa a través de un flujo de aire. La evaporación de una parte del agua dentro del aire es el proceso dominante de rechazo de calor hacia el ambiente. Este equipo es relativamente compacto y trabaja a temperaturas de condensación más bajas que el condensador enfriado con aire, por lo tanto aún más bajas que en la torre de enfriamiento (Stoecker, 1998). Este condensador se ha impuesto por la necesidad de reducir el elevado consumo de agua de condensación que presentan los otros tipos de condensadores, como es lógico el rendimiento de estos condensadores depende de la humedad relativa del aire y de la temperatura de condensación del refrigerante.

El consumo de agua teórico se fija entre un 1.5-3.0 % respecto a los de los otros tipos de condensadores, aumentando a un 5.0-10.0 % en los meses de verano. La fuerza motriz consumida por la bomba de recirculación de agua y el ventilador se estima entre el 7-8 % de la potencia del compresor. El mayor inconveniente de este tipo de equipos es su costo elevado, pero estos costos se amortizan al haber escasez de agua o cuando resulta costosa la obtención de la misma, además presentan una estructura de construcción complicada y muy voluminosa, teniendo una gran facilidad para la formación de incrustaciones las cuales no se llevan a cabo

con un adecuado tratamiento de aguas. Sin embargo, presentan otra ventaja, y es la de poderlos utilizar como condensadores enfriados por aire cuando la temperatura es baja, como en invierno, y como evaporativos cuando la temperatura se eleva (Sánchez, 1998). La cantidad de energía producida durante el enfriamiento en los condensadores evaporativos es casi igual a 2324 kJ/kg de agua evaporada. Suponiendo una carga en el condensador de 15.83 kJ por hora, el agua perdida por evaporación es aproximadamente 6.8 kg (7.56 l) por hora. Además del agua que se pierde en la evaporación, cierta cantidad de agua también se pierde por arrastre y fuga. La cantidad de agua perdida por arrastre y por fugas es aproximadamente de 5.6 – 9.4 litros por hora dependiendo del diseño del condensador y de la calidad del agua usada. Entonces, el consumo total de agua para ese condensador evaporativo está entre 11.35 y 15.13 L/h (Dossat, 2009). Las características medias de estos equipos son, de forma resumida: tubos de acero planos o aleteados, velocidades de aire óptimas en el intervalo de tres a cinco metros por segundo, coeficientes globales medios de 500 a 700 W/m<sup>2</sup> K, flujos de calor de 1 400 a 2 200 W/m<sup>2</sup> (Torella, 1996). Los accesorios que tienen una mayor influencia en el costo de operación y mantenimiento son: el ventilador(es) que se instala en los espacios proporcionados para cada tipo de condensador, y están acoplados a un motor con el caballaje previamente seleccionado, se instala en la posición de “extractor” con el motor hacia afuera; La bomba de recirculación de agua, ésta es montada horizontalmente, en la base especial que ha sido construida a un costado del equipo.

Los condensadores evaporativos son construidos principalmente de dos tipos de acero galvanizado. El primero es el G-235 HMG (Metal Pesado Galvanizado) de chapa de acero que se utiliza para las cubiertas y las cuencas. Este acero se recubre en una operación continua en la fábrica de acero. El espesor mínimo de recubrimiento promedio por ASTM A653 es de 2.0 milésimas de pulgada por unidad de superficie. El espesor de zinc típica en la hoja de HMG corre muy cerca de este promedio mínimo. El segundo tipo de acero galvanizado utilizado en estos condensadores es el acero galvanizado en caliente (HDG), es un metal procesado por lotes utilizados para las bobinas y otros componentes que no son hojas. El espesor mínimo de recubrimiento promedio de los tubos según la norma ASTM A123 es de 1.8 milésimas de pulgada, aunque los tubos recubiertos utilizados en instalaciones frigoríficas industriales más comunes en México funcionan típicamente a grosores mayores (EVAPCO, 2009). En la figura 3 se muestra un diagrama que ilustra un condensador evaporativo (Castillo, 2000).

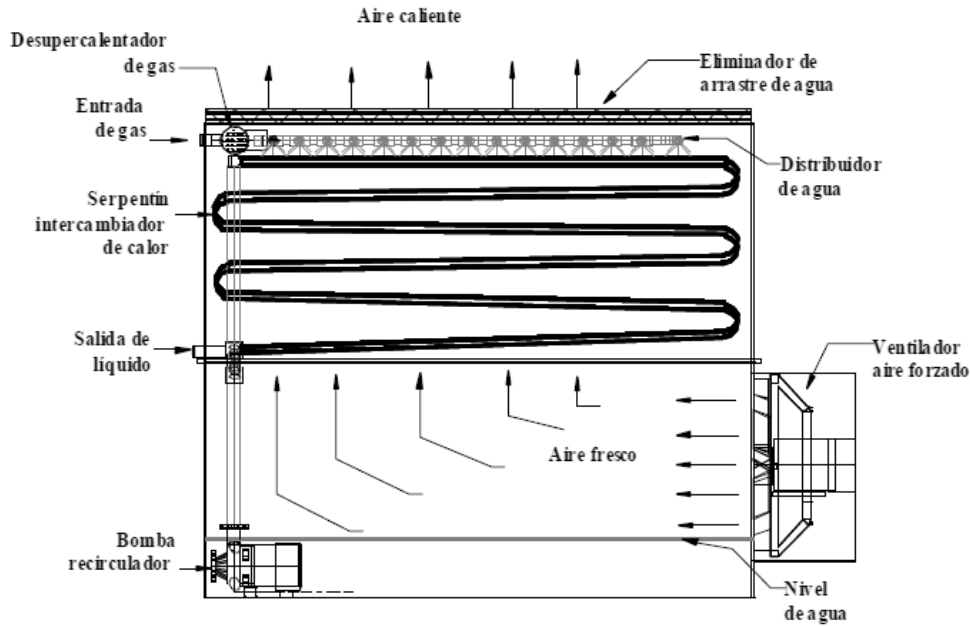


Figura 3. Condensador Evaporativo (Castillo, 2000).

### 1.4.2 Condensadores de placas

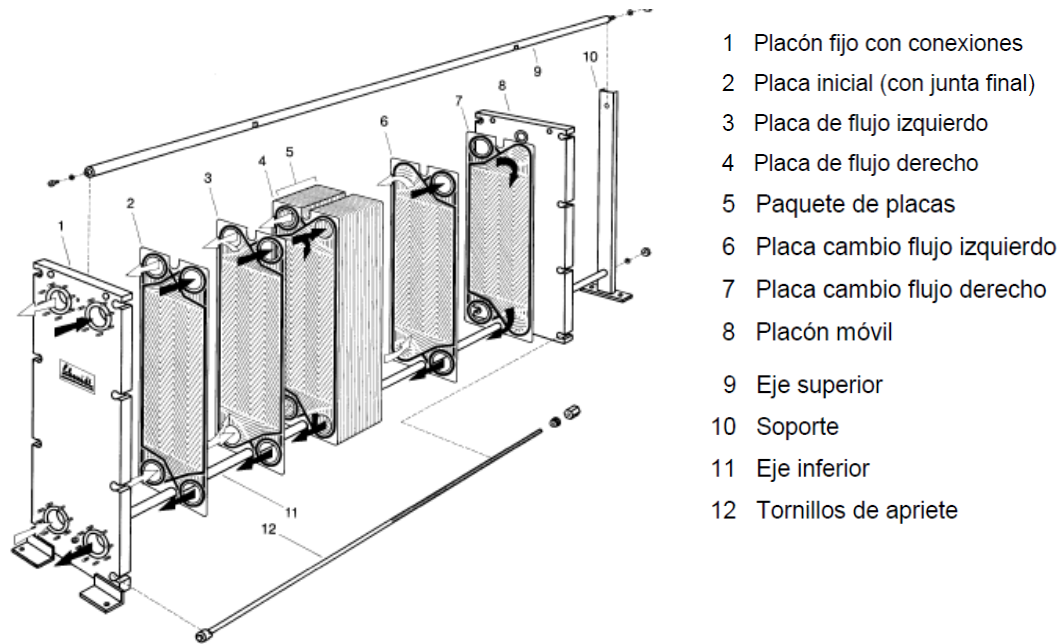
Actualmente se está globalizando el uso de intercambiadores de placas en un gran número de aplicaciones industriales, las instalaciones frigoríficas no son la excepción. La ventaja principal de los intercambiadores de placas radica en su compacidad ya que la distancia entre placas es muy inferior al volumen que requiere un condensador evaporativo. El problema que plantea la utilización de intercambiadores de placas es el de la presión de trabajo, ya que en instalaciones frigoríficas pueden alcanzarse niveles tales que puede originar problema en las juntas, que aseguran la estanqueidad en estos intercambiadores. Este problema tiene como solución la utilización de intercambiadores de placas soldados, lo que impide la ampliación de estos equipos, por incremento en el número de placas, lo que constituye una de las grandes ventajas de estos elementos (Torella, 1996). El intercambiador de placas consta de cierto número de delgadas placas. La corrugación de las placas conforma canales de circulación para los fluidos de intercambio térmico y confiere robustez al paquete de placas comprimido, éstas tienen bocas de entrada y salida de fluidos, así como conductos interconectados, según sea necesario (SPX, 2009).

Cada placa está equipada con una junta de goma que sella el canal formado entre dos placas adyacentes. En un diseño alternativo, cada junta secundaria se sustituye por soldadura a láser cuando los fluidos son agresivos para las juntas. El conjunto de placas está montado entre una placa de marco fijo y una placa de presión móvil, estas son apretadas mediante pernos. La placa de marco y la placa de presión se suspenden de una barra superior de transporte guiadas por una barra de guía inferior, las cuales se fijan a una columna de apoyo. El tamaño de la unidad, los materiales y el número de placas son determinados por los requerimientos de la aplicación en particular. Para las instalaciones frigoríficas industriales el material de la placa más utilizado es el acero inoxidable tipo 316, que representa alrededor del 80-85% del volumen total del equipo (ALFA-LAVAL, 2010).

El refrigerante se limita al espacio entre las placas soldadas y se expone a las juntas sólo en los puertos. Estos condensadores tienen un intervalo más alto en su capacidad dependiendo del número de placas instaladas. Las placas, por lo general de acero, se suelen configurar con un patrón de onda, lo que resulta una alta turbulencia y baja susceptibilidad a la suciedad. El diseño tiene cierta capacidad para soportar la congelación del agua y debido a su diseño compacto requiere de un refrigerante de baja de carga.

La construcción de unidades soldadas no hace factible una limpieza mecánica, y las fugas internas por lo general no se pueden reparar. La placa y las unidades de bastidor se pueden limpiar en el lado del agua. Los cálculos de rendimiento son similares a los de otros condensadores; sin embargo, muy pocas correlaciones están disponibles para los coeficientes de transferencia de calor (Parsons, 2000).

En la figura 4 se muestra el paso de los fluidos en un intercambiador de placas soldadas y sus principales componentes que son las placas de marco fijo, las placas de presión móviles, el paquete de placas, los tornillos de compresión, el transporte y barras guías, las columnas de soporte, las salpicaderas y las bandejas de goteo.



*Figura 4.* Paso de los fluidos y partes en un condensador de placas soldadas (Parsons, 2000).

Para este tipo de condensador, como ya se ha mencionado, se utiliza como medio de enfriamiento agua, ésta puede provenir de un sistema de enfriamiento independiente que a nivel industrial se suelen utilizar torres de enfriamiento. Muchas de las veces éstos elementos son llamados economizadores de agua (Rapin, 1992).

### 1.4.3 Torre de enfriamiento

Las torres de enfriamiento, que generalmente son usadas junto con un condensador de placas, esencialmente son equipos utilizados para conservar o recuperar el agua. El agua caliente proveniente del condensador es descargada sobre la parte superior de la torre de enfriamiento donde cae o bien es atomizada o rociada hacia el depósito inferior de la torre. Se reduce la temperatura del agua, cediendo ésta su calor al aire que está circulando a través de la torre. El fenómeno principal de rechazo de calor está dado por el resultado de la evaporación de una parte del agua; el calor para vaporizar la parte de agua que se evapora es obtenido del resto de la masa del agua, de tal manera que se reduce la temperatura de dicha masa de agua. El vapor resultante del proceso de evaporación es sacado por aire que circula a través de la torre; debido a que tanto la temperatura como el contenido de humedad de aire se aumentan a medida que el

aire pasa a través de la torre, es evidente que la efectividad de la torre de enfriamiento depende en gran parte de la temperatura de bulbo húmedo del ambiente. Mientras menor sea la temperatura de bulbo húmedo, mayor será la efectividad del equipo (Dossat, 2009). El elemento de mayor trascendencia en una torre de enfriamiento es el denominado “relleno”, cuya finalidad no es otra que aumentar el tiempo de contacto entre las corrientes de los fluidos, y al mismo tiempo aumentar la superficie de transferencia de calor. Las torres utilizadas en instalaciones frigoríficas se clasifican en función de la situación del ventilador de circulación de aire, siendo del tipo inducido y del tipo forzado (Torella, 1996).

Los principales elementos constitutivos de este equipo son el haz enfriador, que puede construirse de láminas de madera tratada a fin de resistir el rociado continuo del agua, o bien por un conjunto de láminas metálicas onduladas, y tratadas igualmente contra la corrosión y la oxidación; otro de los elementos es la ventilación, donde la circulación del aire se efectúa por medio de uno o varios ventiladores helicoidales, y finalmente el último elemento es la caja envolvente junto con el depósito recuperador de agua, que son contruidos con chapa de acero galvanizada y también, con preferencia, de poliéster armado con fibra de vidrio. El agua que es tratada en el depósito recuperador se toma para enfriar o condensar el amoniaco que pasa a través del condensador de placas y es nuevamente descargado en la parte superior de la torre de enfriamiento (Rapin, 1992).

### **1.5 Tratamiento de aguas**

En el apartado anterior se mostró que para ambos condensadores se necesitan al agua como medio de enfriamiento, concluyendo que son pocas las operaciones de ingeniería o industriales que pueden llevarse a cabo con buenos resultados si se carece de un suministro adecuado de agua convenientemente acondicionada. El agua de una calidad dada satisfactoria para una serie de condiciones, puede ser totalmente inadecuada para otros fines (Powell, 1999).

La mayoría de las instalaciones frigoríficas industriales utilizan agua como medio de enfriamiento, el agua no entra en contacto directo con el material a enfriar si no que el intercambio de calor se realiza a través de una pared o una superficie. Los sistemas de refrigeración se clasifican en sistemas abiertos y sistemas cerrados; en los sistemas abiertos

hacen uso del agua una sola vez y después la devuelven al exterior, caso contrario en los sistemas cerrados puesto que éstos recircula el agua de forma continua para su reutilización, aunque estos a su vez pueden dividirse en sistemas semi-abiertos, los cuales el agua calentada en el proceso de condensación se enfría de nuevo mediante la evaporación de una parte de la masa que cede calor latente, como fue mencionado en temas anteriores.

La experiencia ha establecido, con bastante precisión, especificaciones definitivas para satisfacer los requisitos de agua sin importar el sistema de utilización de esta, en la mayoría de las industrias frigoríficas han indicado tolerancias fuera de las cuales no es posible obtener resultados satisfactorios, específicamente estas tolerancias están bien delimitadas para los condensadores tanto evaporativos como de placas, la cuales tienen la finalidad de acondicionar el medio de enfriamiento para evitar incrustaciones y corrosión, provocadas principalmente por las sales contenidas en el mismo, además de evitar cualquier obstrucción tanto en el paso de las placas como en las espreas (Metcalf, 2001).

Como ya se ha mencionado, el programa de tratamiento de agua diseñado para equipos de enfriamiento evaporativo debe ser compatible con los materiales de las unidades de construcción. El control de la corrosión e incrustaciones será muy difícil si la química del agua de recirculación no es mantenida dentro de los intervalos especificados. En la tabla 2 se muestran los parámetros más importantes a controlar en el tratamiento de la química del agua.

Tabla 2. *Parámetros recomendados en el tratamiento de agua en función al material de construcción (EVAPCO, 2010).*

<b>Propiedad</b>	<b>G-235 Acero Galvanizado</b>	<b>Tipo 304 Acero Inoxidable</b>	<b>Tipo 316 Acero Inoxidable</b>
pH	7.0-8.8	6.0-9.5	6.0-9.5
pH durante la pasivación	7.0-8.0	-	-
Total de solidos suspendidos (ppm)	< 25	< 25	< 25
Alcalinidad como CaCO <sub>3</sub> (ppm)	75-400	< 600	< 600
Dureza de Calcio CaCO <sub>3</sub> (ppm)	50-500	< 600	< 600
Cloruro como Cl (ppm)	< 300	< 500	< 2 000
Sílice (ppm)	< 150	< 150	< 150
Bacterias totales (cfu/ml)	< 10 000	< 10 000	< 10 000

A continuación se darán los métodos de tratamiento de agua necesarios para ambos condensadores y de esta manera evaluar sus costos en base al tipo de método que se requiera ya que el costo del tratamiento es, en cierta medida, proporcional al contenido de impurezas naturales u originadas en la recirculación de agua.

### **1.5.1 Prevención de incrustaciones**

Las incrustaciones pueden tener distintos orígenes. Las partículas en suspensión pueden sedimentar y los sólidos disueltos precipitar por variación de la composición, concentración o cambio de la temperatura. Las sales de calcio y magnesio precipitadas son particularmente preocupantes por su densidad, adherencia y efecto aislante. El calcio y el bicarbonato están presentes en casi todas las aguas que se pueden utilizar y la adición de calor descompone el bicarbonato a carbonato, el más común de los depósitos. La prevención de la formación de depósitos se inicia con los tratamientos previos externos. Tanto en la decantación como en la filtración conviene que flocule y decante bien a los compuestos ya mencionados, usando adecuadamente los polielectrolitos.

- a) Dispersantes: son polímeros que pueden ser absorbidos sobre la superficie de los materiales del depósito aportando cargas eléctricas de mismo signo, en general negativas, y por lo tanto aumentando la capacidad de repulsión entre partículas, que permanecen en suspensión.
- b) Quelantes y secuestrantes: Ambos son agentes que evitan el comportamiento normal de algunos iones al formar un complejo. Los quelantes reaccionan estequiométricamente mientras que los secuestrantes pueden funcionar a niveles mucho más bajos (Rigola, 1998).

### **1.5.2 Prevención de la corrosión**

Las impurezas se encuentran en el agua como materia en suspensión, como materia coloidal, o como materia en solución. Mientras que la materia en suspensión siempre se separa por un medio mecánico, con intervención o no de la gravedad, la materia coloidal requiere un



tratamiento fisicoquímico preliminar y la materia en solución puede tratarse en el propio estado molecular o iónico, para precipitarse mediante agentes químicos.

La protección contra corrosión sobre los metales en sistemas abiertos, cerrados o semi-abiertos de agua para enfriamiento, es un problema de enorme importancia económica, puesto que la protección de cualquier metal a la corrosión por el agua depende de acondicionar el abastecimiento para corregir dicha característica, teniendo como consecuencia un aumento en el costo de operación. Los inhibidores de la corrosión se clasifican en catódicos y anódicos correspondiente al principio de reacción, pero la selección del inhibidor se realiza en función al tipo de instalación, los metales y los elementos estructurales de construcción. Los inhibidores más empleados son:

- a) Cromatos: Inhibidores anódicos que forma una película de óxidos férricos y óxidos crómicos, de composición similar a la que se forma en los aceros inoxidable.
- b) Polifosfatos: Es un inhibidor catódico que forma películas estables sobre la superficies de la mayoría de los metales, es poco estable así que para su empleo se combina con otros inhibidores formando una película con propiedades más estables.
- c) Silicatos: estos se hidrolizan en el agua en forma de partículas coloidales de carga negativa que forma una película sobre la zona anódica (Rigola, 1998).

El tratamiento para evitar la corrosión en función a los elementos estructurales de construcción es la pasivación la cual se basa en un tratamiento del material de construcción, este método será revisado para el acero galvanizado ya que este es el material de mayor utilización en la construcción de condensadores ya que tiene una larga historia como un material muy eficaz y económico, este consiste en una capa fina de zinc fundido a un sustrato de acero. Esta combinación proporciona al material las propiedades mecánicas del acero una mayor resistencia a la corrosión. La puesta en marcha inicial y el período de pasivación es un momento crítico para maximizar la vida útil de los equipos de acero galvanizado. El “óxido blanco” es una falla prematura en la capa de protección de zinc que puede ocurrir como resultado del inadecuado control de tratamiento de aguas durante la puesta en marcha de equipos de galvanizado nuevos (EVAPCO, 2010).

El óxido blanco es un ataque rápido de corrosión del zinc que se suele presentar como un depósito blanco voluminoso. Esta rápida corrosión puede eliminar completamente el zinc en un área localizada con la consiguiente reducción de la vida del equipo. Si el producto de corrosión se mantiene húmedo a menudo se siente ceroso, por otro lado si se seca el producto de la corrosión por lo general se siente duro y quebradizo. Debajo del depósito blanco habrá un área donde se ha atacado el zinc. En sus primeras etapas en esta área aparecerán picaduras poco profundas. Las buenas propiedades de anti-corrosión de zinc se deben a que forma una fina película sobre la superficie del metal, esta película se adhiere fuertemente y se le llama capa de pasivación. El zinc naturalmente forma una capa de pasivación cuando se expone a la intemperie durante un período prolongado de tiempo (EVAPCO, 2009).

Para los componentes del sistema que están expuestos o inmersos en sistemas de recirculación de agua, la química del agua debe ser cuidadosamente controlada hasta que se forme la película de pasivación. Una vez formada la capa, la química del agua de recirculación aunque sigue siendo de control, no es tan importante en la corrosión del zinc. Los parámetros críticos para formar la capa de pasivación se describen en la siguiente tabla. Por lo general, tarda de 4 a 12 semanas para neutralizar el zinc con el control del pH que es el parámetro más crítico.

Tabla 3. *Valores de parámetros principales en el periodo de pasivación (EVAPCO, 2009).*

<b>PARÁMETRO</b>	<b>VALOR EN LA PASIVACIÓN</b>
Ph	7.0-8.0
Dureza del Calcio	>50 ppm
Cloruros	<250 ppm
Sulfatos	<250 ppm
Alcalinidad	<300 ppm
Cloro (Biosida)	<0.5 ppm

Una vez vistos los métodos de tratamiento, los cuales influyen sobre los costos es necesario valorar el beneficio obtenido, el cual se traduce como la cantidad de calor que el condensador puede rechazar, para esto es necesario emplear un análisis energético el cual se desarrollará en el tema subsecuente.

## 1.6 Análisis energético en condensadores

El análisis energético de los condensadores se determina desde varias perspectivas, una de estas puede ser a través de la efectividad termodinámica del fluido de enfriamiento del condensador o del mismo refrigerante. Otro análisis puede evaluarse a través de la efectividad térmica y finalmente también puede ser estudiado por medio del consumo de energía de los motores implicados en el sistema de condensación. Los criterios generales utilizados para la selección de cualquier condensador toman en cuenta que cualquiera de las dos efectividades térmica y termodinámica sean las máximas posibles, que sus costos de inversión sean los menores y que a su vez sean equipos de menor tamaño, pero en pocas ocasiones se hace un estudio del consumo energético, de los gastos implicados en la instalación de los equipos y de las efectividades involucradas en conjunto para la selección del sistema más conveniente.

### 1.6.1 Efectividad termodinámica.

Los fabricantes suelen proporcionar el caudal volumétrico del aire en el condensador evaporativo, la capacidad de rechazo de calor nominal, y un multiplicador de carga variable que se refiere como el factor de disipación de calor (HRF). El HRF es una función del bulbo húmedo del aire exterior y de la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el interior del condensador (SCT). La capacidad real ( $C_{real}$ ) del evaporador se calcula como un cociente de la capacidad nominal ( $C_{nominal}$ ) y el factor de disipación de calor (Manske, 2001):

$$C_{real} = \frac{C_{nominal}}{HRF} \quad (4)$$

La efectividad termodinámica para un condensador está definida como la relación de la capacidad del condensador entre la capacidad máxima a las mismas condiciones de operación, y en términos de entalpías está dada como (Manske, 2001):

$$Efectividad = \frac{(h_{H_2O,sal} - h_{H_2O,ent})}{(h_{H_2O}|_{T_{ref,ent}} - h_{H_2O,ent})} \quad (5)$$

Para ambos condensadores se puede valorar la efectividad termodinámica en función al refrigerante por medio de la siguiente ecuación (Bilal, 2005):

$$Efectividad = \frac{(h_{ref,ent} - h_{ref,sal})}{(h_{ref,ent} - h_{ref}|T_{BH})} \quad (6)$$

Para ambas ecuaciones la parte del numerador se refiere a la cantidad de energía que es retirada por el fluido de enfriamiento, mientras que el denominador refleja la cantidad máxima de energía que puede ser retirada por el fluido de enfriamiento, es decir la suma de la carga térmica más el trabajo de compresión.

Una vez analizada la efectividad térmica y termodinámica, es necesario realizar un análisis acerca de lo que se obtiene calor de rechazo, en relación de lo que se invierte costos tanto de operación, mantenimiento e inversión, esto podrá proporcionar las bases adecuadas para establecer criterios que permitan seleccionar el condensador más conveniente desde el punto de vista técnico económico, este análisis valora el beneficio de un equipo en función a la inversión monetaria dando una respuesta de conveniencia.

### 1.6.2 Efectividad térmica

La efectividad térmica en condensadores se puede analizar a través de la cantidad de calor transferida, para el cálculo del calor total de rechazo se puede hacer uso de la siguiente ecuación (Parsons, 2000).

$$q = U A \Delta T \quad (7)$$

La ecuación anterior es la forma general o ideal para el cálculo del calor total de rechazo, donde la  $\Delta T$  solo representa dos temperaturas en operación, pero en condensadores se pueden tomar cuatro temperaturas en operación. También el análisis depende del tipo de flujo que se maneje en el condensador, éstos pueden presentarse como: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. Además se debe tomar en cuenta el número de pasos por el que fluye el refrigerante y el fluido de enfriamiento, que pueden ser de un solo o múltiple paso (Jaramillo, 2007).

Por lo tanto en la ecuación del calor de rechazo, el diferencial de temperaturas  $\Delta T$  se debe escribir como un diferencial de temperatura media efectiva ( $\theta_m$ ). Entonces la ecuación queda de la siguiente manera:

$$q = U A \theta_m \quad (8)$$

En condensadores de flujo paralelo, contraflujo y de un solo paso la temperatura media efectiva ( $\theta_m$ ) es igual al diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD), mientras que en condensadores de flujo cruzado y/o de múltiple paso, la  $\theta_m$  está dada por la siguiente ecuación (Jaramillo, 2007).

$$\theta_m = F (LMTD) \quad (9)$$

Para el cálculo del diferencial de temperatura media logarítmica se puede utilizar una ecuación general, que cambia para los distintos tipos de flujo manejados por cada condensador, la ecuación general está dada por la siguiente relación (Hajabdollahi, 2011).

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (10)$$

A continuación se muestran cuatro arreglos de condensadores por su tipo de flujo: a) contraflujo, b) flujo paralelo, c) flujo fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura, y d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento (Jaramillo, 2007).

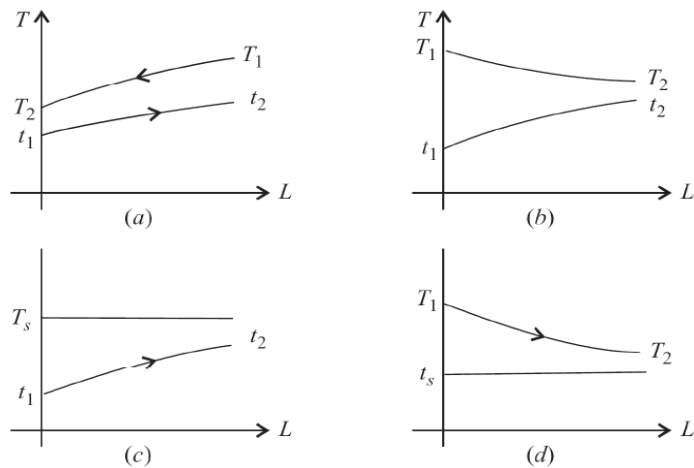


Figura 5. Temperatura contra longitud en cuatro arreglos (Jaramillo, 2007).

Para los cuatro arreglos las ecuaciones que se utilizan para determinar el diferencial de temperatura media logarítmica son las siguientes. Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del condensador (Parsons, 2000).

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (11)$$

Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del condensador (Parsons, 2000).

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} \quad (12)$$

Para el condensador que tiene temperatura constante,  $T_s = T_1 = T_2$ , y la temperatura del receptor se incrementa (Parsons, 2000).

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{T_s - t_1}{T_s - t_2}\right)} \quad (13)$$

Para el condensador que tiene temperatura del receptor es constante,  $t_s = t_1 = t_2$ , y la temperatura fuente disminuye (Parsons, 2000).

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{T_1 - t_s}{T_2 - t_s}\right)} \quad (14)$$

Donde T es la temperatura alcanzada,  $T_1$  es la temperatura de entrada del refrigerante,  $T_2$  es la temperatura de salida del refrigerante,  $t_1$  es la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento,  $t_2$  es la temperatura de salida del fluido de enfriamiento,  $T_s$  temperatura del refrigerante constante y  $t_s$  es la temperatura del fluido de enfriamiento constante.

Como ya se ha mencionado en caso de que el condensador sea de flujo cruzado y/o de múltiple paso no se puede utilizar directamente el valor del diferencial de temperatura media logarítmica, por lo que se tiene que corregir este valor por medio del factor F. Este factor se obtiene por medio de gráficos que muestran la relación entre los valores de la efectividad del lado frío (P), la razón de capacidad calorífica (Z) y el factor de corrección F.

Los valores de Z y P se pueden calcular por medio de las siguientes ecuaciones (Jaramillo, 2007).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (15)$$

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (16)$$

Por lo tanto, ya determinado el valor de F, conociendo el parámetro del coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia en cada condensador, se puede calcular el calor de rechazo total de cada equipo.

### 1.6.3 Consumo de energía eléctrica

Después de revisar la efectividad termodinámica y térmica, es necesario dimensionar el costo que es necesario pagar, para obtener las diferentes efectividades, ya que alrededor del 70% del consumo de la energía eléctrica consumida se debe al funcionamiento de los motores eléctricos, incontables ejemplos de su aplicación se tienen en la industria, el comercio, los servicios entre otros. Como se ha definido cada sistema de condensación tiene equipos complementarios, los cuales son necesarios para cumplir su principio de funcionamiento. En ambos sistemas de condensación el consumo de energía se ve reflejado por medio de motores los cuales se emplean tanto para el flujo de fluidos, como para la generación de una fuerza mecánica que pueda necesitar cada sistema de condensación, los motores que se emplean en estos obedecen a la clasificación de motores eléctricos los cuales; son capaces de absorber energía eléctrica de una fuente y transformarla en trabajo mecánico, con el fin de proporcionar un trabajo externo. Los motores no suelen tener una finalidad por sí mismos, sino que actúan sobre máquinas operadoras que efectúan trabajos útiles (Maluquer, 1981), el cual puede ser el movimiento de ventiladores o el movimiento de un fluido con ayuda de desplazamiento positivo o centrifugo.

El trabajo mecánico asociado a un motor eléctrico posee múltiples naturalezas: compresión de gases, ventilación, bombeo de líquidos, transporte de cargas, entre otros. En todas estas aplicaciones, la energía consumida siempre es eléctrica y el consumo será mayor o menor

dependiendo del esfuerzo al que sea sometido el motor. La energía consumida fluirá hacia el motor con las corrientes de trabajo, estas pueden variar, a mayor esfuerzo mayor corriente, a menor esfuerzo menor corriente.

La eficiencia o rendimiento de un motor eléctrico es una medida de su habilidad para convertir la potencia eléctrica que toma de la línea en potencia mecánica útil. Se expresa usualmente en porcentaje de la relación de la potencia mecánica entre la potencia eléctrica, esto es (Maluquer, 1981). El factor de potencia es indicativo de la eficiencia con que se está utilizando la energía eléctrica para producir un trabajo útil. El motor convencional convierte el 85% de su energía eléctrica en mecánica, perdiendo el 15% en el proceso de conversión (vibraciones, ruido, calor por mencionar algunos). En términos prácticos, se consume y se paga inútilmente la energía utilizada para hacer funcionar un motor, aunque con el paso de la tecnología existen motores que han incrementado su eficiencia hasta en un 90%.

El factor de potencia es indicativo de la eficiencia con que se está utilizando la energía eléctrica para producir un trabajo útil. La potencia eléctrica puede expresarse por medio de la siguiente expresión (Alcalde, 1998):

$$P_o = V I \quad (17)$$

De esta manera la energía eléctrica consumida por cada motor en un lapso de tiempo de operación está dada por (Alcalde, 1998):

$$E_c = P_o t \quad (18)$$

El consumo de energía eléctrica puede ser trasladado a unidades monetarias, esto servirá para poder determinar mediante un análisis de la relación efectividad/costo el condensador más conveniente considerando todos los beneficios y los costos. Para comprender mejor el análisis es necesario revisar el siguiente tema para de esta manera en el desarrollo experimental tener las bases claras para realizar el análisis.



### 1.7 Análisis efectividad/costo para la selección de condensadores

Este apartado explica la evaluación y comparación de alternativas con base en la razón costo-beneficio la cual será empleada para la selección del condensador más conveniente. Este método utiliza en forma conjunta un análisis del valor presente o valor anual. Además de su uso en los negocios y la industria, el método costo-beneficio se utiliza en muchos proyectos, ya que logra determinar si los beneficios esperados constituyen un retorno aceptable sobre la inversión y los costos estimados. Como su nombre lo sugiere, el método de análisis costo-beneficio está basado en la razón de los beneficios a los costos asociados con un proyecto particular. Se considera que un proyecto es atractivo cuando los beneficios derivados de su implementación y reducidos por los beneficios negativos esperados no exceden sus costos asociados. Por tanto, es necesario determinar cuáles elementos son beneficios positivos, negativos y costos. Se pueden utilizar las siguientes descripciones que deben ser expresadas en términos monetarios (Leland, 2000).

- a) Beneficios (B). Ventajas experimentadas por el propietario.
- b) Beneficios negativos (BN). Desventajas para el propietario cuando el proyecto bajo consideración es implementado.
- c) Costos (c). Gastos anticipados por construcción, operación, mantenimiento.

Se debe tomar en cuenta que las unidades manejadas para beneficios, beneficios negativos deben ser iguales; por lo tanto, tomando en cuenta que los condensadores producen flujos efectivos diferentes, se toman para todos los elementos del análisis beneficio-costo las unidades de la razón valor anual. El valor anual toma en cuenta el valor de la inversión en cada equipo, el porcentaje de interés proporcionado por este y el número de años al que se realiza el estudio. Una vez determinados el flujo de efectivo en función al valor anual se puede dar paso a la clasificación de los beneficios y costos. Todos los beneficios positivos, negativos y costos identificados deben convertirse a unidades comunes monetarias quedando la siguiente relación que puede ser aplicada en la selección de condensadores.

$$B/C = \frac{\text{beneficios positivos} - \text{beneficios negativos}}{\text{costos}} = \frac{bp - bn}{c} \quad (19)$$

Una razón beneficio-costos mayor o igual que 1.0 indica que el proyecto evaluado es económicamente rentable. En los análisis beneficio-costos, los costos no están precedidos por un signo menos. Esta relación beneficio-costos puede verse modificada al incluir los costos de mantenimiento y operación en el numerador, tratándolos en forma similar a los beneficios negativos. El denominador, entonces, incluye solamente el costo de inversión inicial, ésta relación modificada ayuda al proyecto ya que se engloban los costos que se han venido desarrollando a lo largo de los antecedentes, entonces la relación queda de la siguiente manera.

$$B/C = \frac{\text{beneficios positivos} - \text{beneficios negativos} - c. \text{ mantenimiento y operacion}}{\text{inversion inicial}} \quad (20)$$

Como se consideró antes, cualquier valor de salvamento está incluido en el denominador como un costo negativo. Obviamente, la razón beneficio-costos modificada producirá un valor diferente que el arrojado por el método convencional (Leland, 2000).

## CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN EN CAMPO

### 2.1 Planteamiento del problema y objetivos

*Problema:* En las instalaciones frigoríficas industriales los condensadores evaporativos han sido los más utilizados, éstos emplean como medio de enfriamiento agua-aire y sus costos de operación se ven reflejados por el uso de la motobomba y los motores de los ventiladores; con el crecimiento de la industria se han requerido equipos de menor tamaño, el intercambiador de placas ha respondido a esta exigencia, éste utiliza como medio de enfriamiento agua y sus costos de operación se ven reflejados por el uso de una bomba; sin embargo, para seleccionar el condensador más conveniente desde el punto de vista técnico-económico es necesario establecer criterios con mayor objetividad.

*Objetivo general:* Analizar la relación efectividad/costo entre condensadores evaporativos y de placas, mediante el uso de criterios de selección para el establecimiento del condensador más conveniente desde el punto de vista técnico-económico.

*Objetivo Particular 1:* Contrastar la cantidad de calor rechazada por el condensador evaporativo contra el condensador de placas, mediante un análisis térmico-termodinámico y su efecto en la eficiencia durante un periodo establecido de trabajo.

*Objetivo Particular 2:* Comparar el consumo de energía eléctrica en ambos condensadores, mediante magnitudes eléctricas empleadas por los motores para la identificación del sistema más económico durante un periodo establecido de trabajo.

*Objetivo Particular 3:* Relacionar costos y efectividades de los sistemas de condensación, mediante un análisis efectividad/costo que permitan aplicar criterios más objetivos en la selección de condensadores evaporativos y de placas.

## 2.2 Caso de estudio

El caso de estudio es una instalación frigorífica para productos lácteos que se localiza en Pachuca, Hidalgo, la empresa donde se encuentra el caso de estudio tiene por nombre Santa Clara Productos Lácteos S.A. de C.V. actualmente, la planta se encuentra en operación, razón por la cual no es posible modificar las condiciones de trabajo, sin embargo la metodología que se muestra a continuación hace uso de los datos recabados.

Las variables operativas más importantes que se deben considerar para los estudios térmicos, termodinámicos, de consumo de energía eléctrica y en el análisis efectividad/costo son:

- Temperatura de bulbo seco (°C)
- Temperatura de bulbo húmedo (°C)
- Temperatura de entrada de refrigerante (°C)
- Temperatura de salida de refrigerante (°C)
- Temperatura de entrada del fluido de enfriamiento (°C)
- Temperatura de salida del fluido de enfriamiento (°C)
- Carga térmica (T.R.)
- Voltaje de los motores involucrados (V)
- Amperaje de los motores involucrados (Amp)
- Tiempo de operación de los motores involucrados (min)
- Costos generales en cada sistema de condensación (MXN)

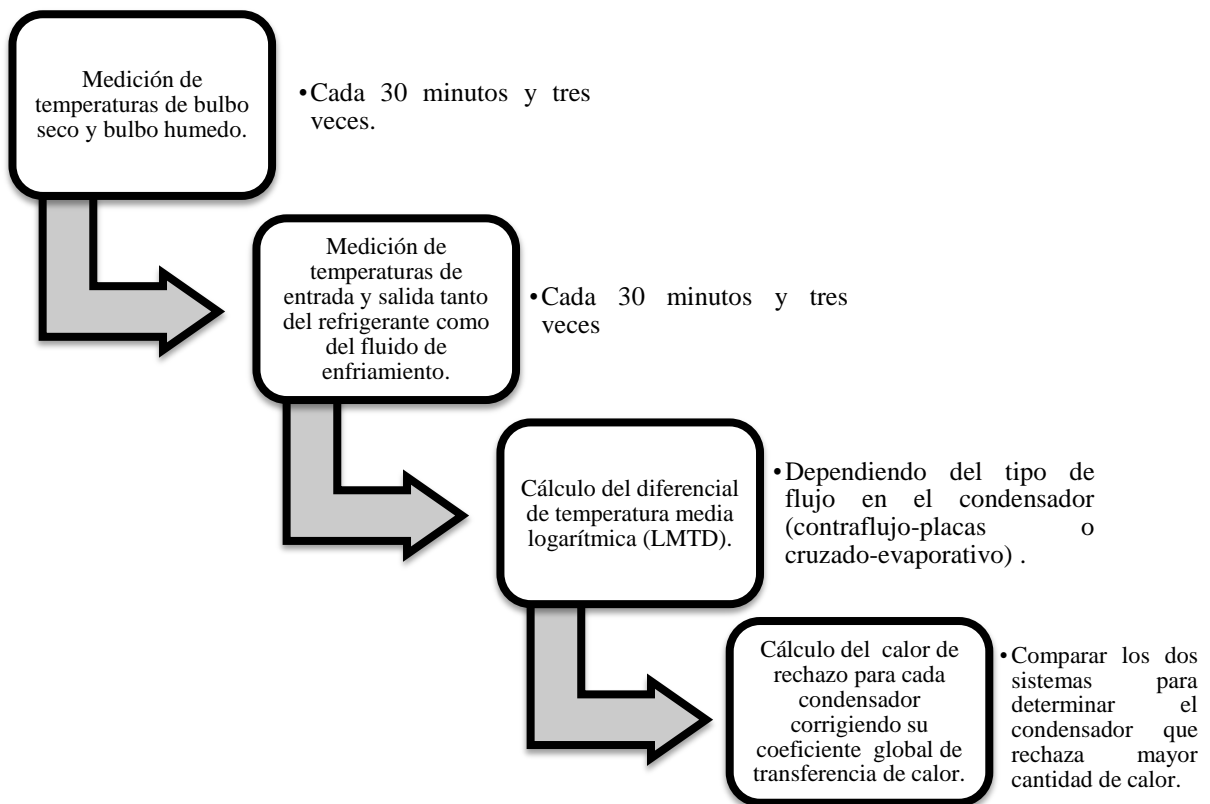
Para realizar el estudio de campo se propuso una estancia de dos semanas en la instalación frigorífica esto para la compilación de datos que dan respuesta a los siguientes análisis.

- a) Análisis térmico-termodinámico
- b) Análisis de consumo de energía
- c) Análisis efectividad/costo

A continuación se detalla la metodología de cada uno de los análisis ya mencionados, que dan respuesta al objetivo de investigación.

### 2.3 Análisis térmico-termodinámico

a) *Análisis térmico:* En el análisis térmico se determina la cantidad de calor rechazada por cada condensador mediante el factor de corrección en la diferencia de la temperatura media logarítmico, el procedimiento para el desarrollo de este objetivo se muestra a continuación.



*Figura 6.* Metodología para el cálculo del calor de rechazo para ambos condensadores.

En la figura 6 se muestra un resumen de la metodología y la tabla 4 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico, que se ocupa para el cálculo del calor de rechazo en cada condensador.

Tabla 4. *Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis térmico.*

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	T <sub>er</sub> (°C)	T <sub>sr</sub> (°C)	T <sub>EFE</sub> (°C)	T <sub>SFE</sub> (°C)
1						
<b>MEDIA</b>						
<b>C.V.</b>						
<b>D.S.</b>						

En el primer bloque se miden las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo, ya que son las variables que interfieren directamente en los valores de estudio. En el segundo bloque, los valores de temperatura del refrigerante a la entrada y de salida de cada condensador se miden con un termómetro infrarrojo; los valores de temperatura del fluido de enfriamiento en la entrada del condensador evaporativo se toman como la temperatura de bulbo húmedo, a la salida como la temperatura de bulbo seco a la descarga de los ventiladores, mientras que en el condensador de placas la temperaturas del fluido de enfriamiento se obtienen por termómetros colocados en la tubería; las temperaturas del refrigerante en ambos condensadores se determinan por medio de un termómetro infrarrojo. Los valores de todas las temperaturas mencionadas se miden cada 30 minutos tres veces, tomando en cuenta 10 bloques con el mismo esquema en el transcurso de un día.

En el tercer bloque donde se calcula el diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD), dependen del tipo de flujo que presenta el condensador así como del número de pasos de éste (Jaramillo, 2007). Para el condensador de placas donde el flujo es en contracorriente y de un solo paso, la ecuación que permite obtener el valor del LMTD es (Parsons, 2000):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (21)$$

Para fluidos en contraflujo se obtiene una gráfica de relación de temperatura con respecto a la longitud recorrida en el condensador que se mostró en la figura 5.

Para el condensador evaporativo donde el flujo es cruzado primero se calcula el LMTD como el flujo en contracorriente haciendo uso de la siguiente ecuación (Parsons, 2000):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (22)$$

Para fluidos en flujo cruzado se obtiene una gráfica de relación de temperatura con respecto a la longitud recorrida en el condensador que se mostró en la figura 5.

En caso del condensador evaporativo donde el flujo es de tipo cruzado, como ya se dijo primero se calcula la LMTD como flujo paralelo y consecuentemente se determina la efectividad del lado frío (P) y la razón de capacidad calorífica (Z) por medio de las ecuaciones 15 y 16 respectivamente (Jaramillo, 2007).

Los valores de Z y P sirven para determinar el factor de corrección (F) del diferencial de la temperatura media logarítmica; el valor de F se determina en gráficos ya establecidos, véase el anexo 1.

Después de determinar el factor de corrección es necesario recopilar los valores teóricos para cada condensador del coeficiente global de transferencia de calor (U) ya que este valor se define como la facilidad o dificultad que tiene un material para transferir cierta cantidad de energía térmica por unidad de área, y el área de transferencia de calor (A) de cada uno de los condensadores en estudio. El valor del coeficiente global de transferencia proporcionado por la literatura no contempla la resistencia térmica provocada por incrustaciones en la paredes de los condensadores, por lo que se modifica; para la corrección de coeficiente de transferencia se hace uso de la siguiente ecuación en la que se contempla la resistencia por cualquier tipo de material ajeno al equipo (Fernández, 2009).

$$U_{cor} = \frac{1}{R_{incrus} + \frac{1}{U_{fab}}} \quad (23)$$

Con todos los datos obtenidos se procede al cuarto bloque donde se calcula el calor de rechazo para cada uno de los condensadores, para el condensador de placas la razón de transferencia de calor (q) se calcula por medio de la siguiente ecuación (Parsons, 2000).

$$q = U A (LMTD) \quad (24)$$

Para el condensador evaporativo de flujo cruzado, la razón de transferencia de calor ( $q$ ) se calcula por medio de la siguiente ecuación (Parsons, 2000).

$$q = U A (F * LMTD) \quad (25)$$

Finalmente se grafican comparativos de cada una de las variables involucradas en el análisis térmico para cada uno de los condensadores que son presentadas en el tratamiento de datos y análisis de resultados. La memoria de cálculo utilizada en el procedimiento de esta metodología se muestra en el apéndice I.

- b) *Análisis termodinámico*: En la figura 7 se resume la metodología ocupada en el análisis termodinámico, que tiene como fin comparar la efectividad termodinámica en relación al calor retirado por el fluido de enfriamiento en cada equipo, para definir el sistema más eficiente desde ese punto de vista y la tabla 5 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico.

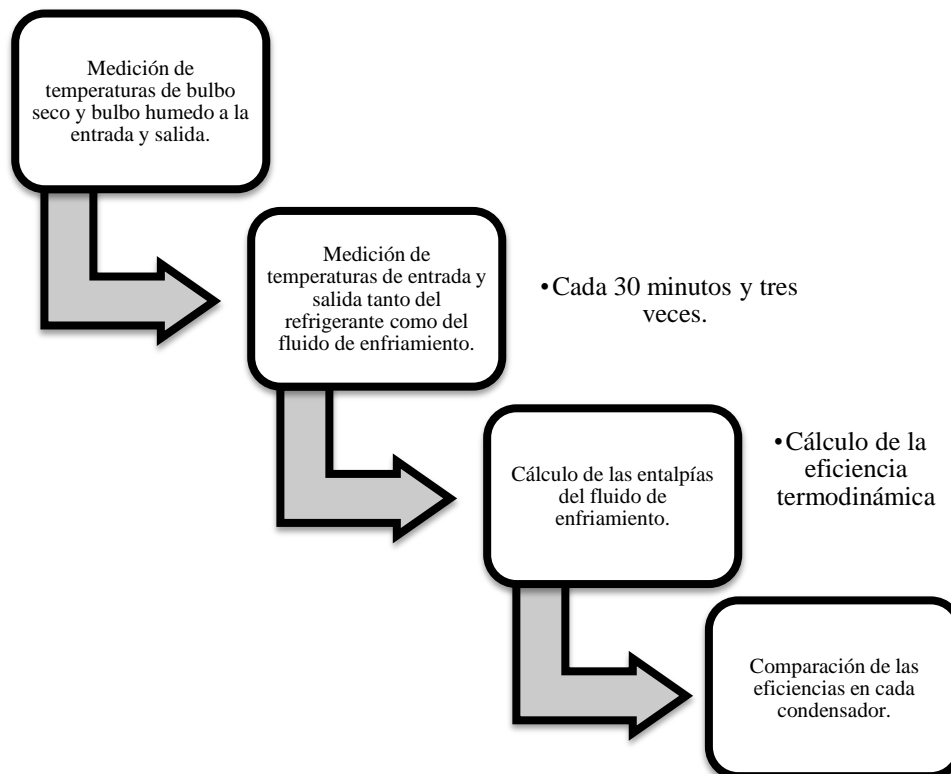


Figura 7. Metodología para el cálculo de la eficiencia termodinámica para ambos condensadores.



Tabla 5. *Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis termodinámico.*

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	T <sub>er</sub> (°C)	T <sub>sr</sub> (°C)	T <sub>EFE</sub> (°C)	T <sub>SFE</sub> (°C)
<b>1</b>						
<b>MEDIA</b>						
<b>C.V.</b>						
<b>D.S.</b>						

En el primer bloque se miden las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo a la entrada y salida del condensador, con un psicrómetro, éstas mediciones son determinadas en el condensador evaporativo ya que la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento es tomada como la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de salida del condensador es tomada como la temperatura de bulbo seco a la descarga del ventilador; en el caso del condensador de placas las temperaturas de entrada y salida del fluido frío son determinadas por un termómetro de carátula colocado en la tubería del equipo.

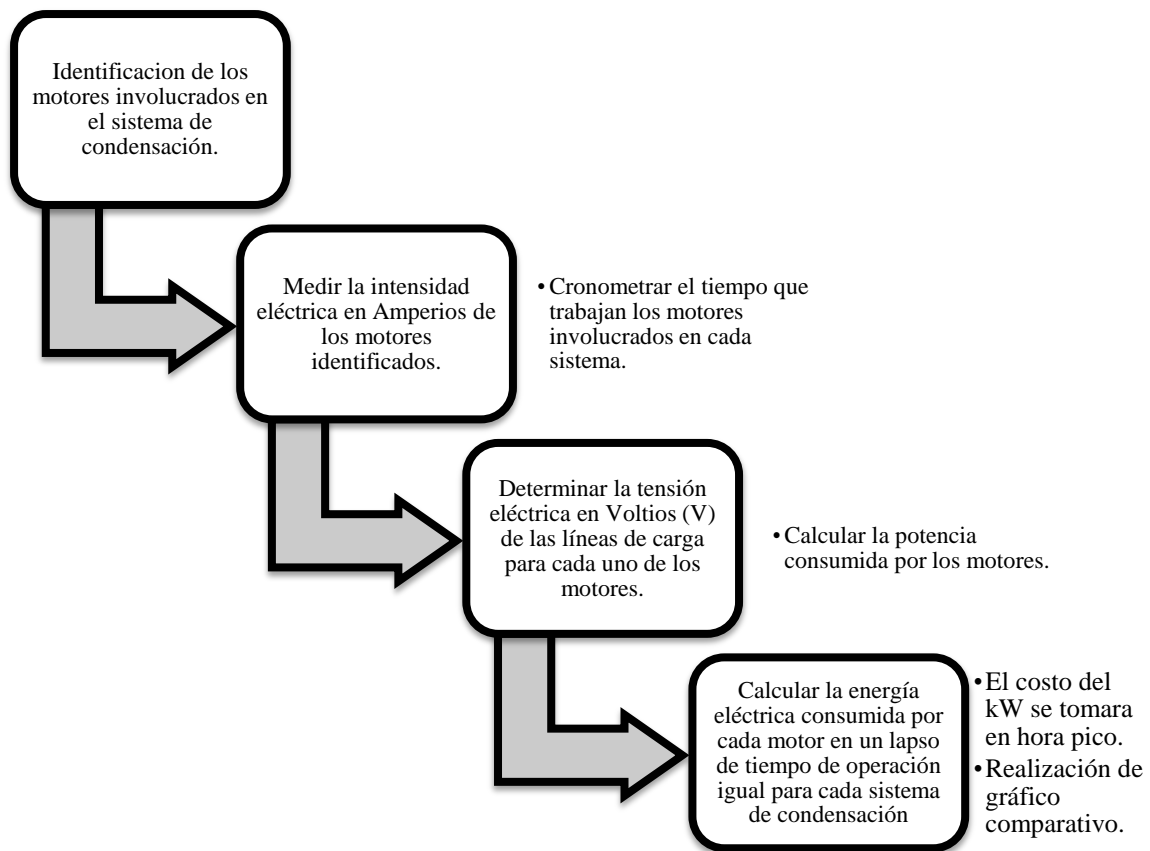
En el segundo bloque, los valores de temperatura del refrigerante a la entrada y de salida de cada condensador se miden con termómetro infrarrojo. Los valores de todas las temperaturas mencionadas se miden cada 30 minutos tres veces, tomando en cuenta 10 bloques con el mismo esquema en el transcurso de un día.

En el tercer bloque se calculan las entalpías de los fluidos de enfriamiento en cada condensador. La entalpía del agua de enfriamiento, se determina por medio de tablas de vapor con los datos de temperatura y presión a la entrada y salida del equipo, esto debido a que la composición del agua (teóricamente) se considera como pura y existen tablas en las cuales solo se requieren un par de datos (presión y temperatura) para obtener las entalpías. En este mismo bloque se calculan las eficiencias termodinámicas para cada equipo. Para ambos condensadores la efectividad termodinámica se evalúa con respecto al medio de enfriamiento y se determina con la ecuación 5 (Manske, 2001). Finalmente se grafican cada uno de los valores de efectividades calculados en ambos condensadores, esto en función al fluido de enfriamiento, además de graficar las relaciones existentes para poder analizar desde el punto

de vista termodinámico ambos condensadores. La memoria de cálculo que se utiliza en el procedimiento de esta metodología se muestra en el apéndice II.

## 2.4 Análisis de consumo de energía eléctrica

*Consumo de energía eléctrica:* En la figura 8 se resume la metodología ocupada en el análisis de consumo de energía eléctrica, que tuvo como fin comparar los consumos de cada sistema de condensación, para definir el sistema más eficiente desde el punto de vista del condensador que consume menor energía eléctrica.



*Figura 8.* Metodología para el cálculo de energía eléctrica consumida.

La tabla 6 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico para la obtención de datos que se muestran en el siguiente capítulo.

Tabla 6. *Propuesta de compilación de datos para realizar el análisis de consumo de energía eléctrica.*

MED. MOTOR 1	Voltaje (V)	Amperaje (Am)	MED. MOTOR 2	Voltaje (V)	Amperaje (Am)	MED. MOTOR 3	Voltaje (V)	Amperaje (Am)
1			1			1		
MEDIA			MEDIA			MEDIA		
C.V.			C.V.			C.V.		
D.S.			D.S.			D.S.		

En el bloque uno se identifican los motores empleados en cada sistema de condensación, los cuales pueden ser de uso para el flujo de fluidos (bombas) o la conversión a una fuerza mecánica (ventiladores) para cuantificar el consumo de energía eléctrica.

En el segundo bloque se mide la intensidad eléctrica en Amperios (Am) que circula por las líneas de carga por cada uno de los motores en estudio. Estas mediciones se toman tres veces en un lapso de 30 minutos para disminuir el error (Alcalde, 1998). Además de esta medición se cronometra el tiempo que trabaja cada motor involucrado en cada sistema de condensación. Se mide la tensión eléctrica en voltios de las líneas que alimentan a cada uno de los motores, esto último para calcular la potencia mediante la ecuación 17 (Alcalde, 1998). De esta manera la energía eléctrica consumida pudo ser cuantificada por cada motor en un lapso de tiempo de operación la cual está dada por la ecuación 18 (Alcalde, 1998). Finalmente se comparan los sistemas de condensación desde el punto de vista de consumo de energía eléctrica que se muestran en el tratamiento de datos y análisis de resultados. La memoria de cálculo utilizada en el procedimiento de esta metodología se muestra en el apéndice III.

## 2.5 Análisis efectividad/costo

*Efectividad/costo:* En la siguiente figura se resume la metodología ocupada para el desarrollo de este objetivo que tiene como fin la comparación de los dos condensadores para identificar el más conveniente desde el punto de vista técnico-económico.

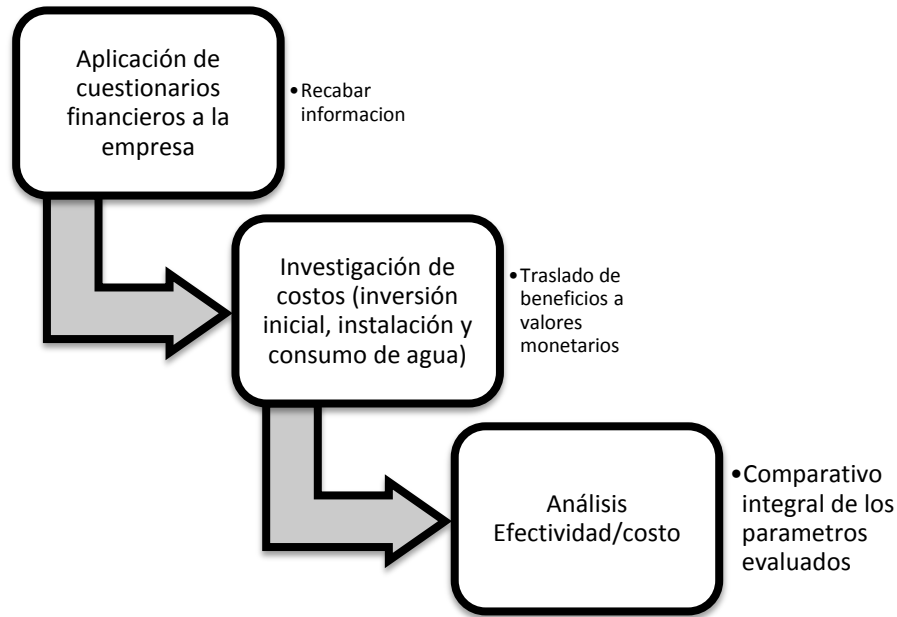


Figura 9. Metodología para el análisis efectividad/costo.

En el primer bloque se aplican cuestionarios para recabar información que ayuda a la comparación integral de ambos equipos. En el segundo bloque se investiga la información restante, como los son la inversión inicial y la instalación del equipo, la cual por diversos factores no se pudo conseguir con la empresa, las principales fuentes son los proveedores de estos equipos y empresas dedicadas al diseño de instalaciones frigoríficas.

El consumo de agua se calcula en cada condensador a partir de la siguiente ecuación (IDEA, 2007):

$$F_{agua} = \frac{q}{c_p LMTD} \quad (26)$$

En el tercer bloque se realiza el análisis efectividad/costo que comprende los siguientes puntos:

Calcular el valor de inversión del equipo por medio de la razón anual que se describe en la ecuación 19 (Leland, 2000). Una vez obtenido lo anterior se efectúa la sumatoria de los beneficios en valores monetarios, los costos generados de operación y mantenimiento de cada sistema de condensación, para poder adecuar la ecuación general del análisis costo/beneficio a

una relación que involucre la efectividad/costo (Leland, 2000) como se muestra a continuación.

$$E/C = \frac{(E_T + E_{TD})}{I_{VA} + C_{M\&O}} \quad (27)$$

Cabe mencionar que no se toman en cuenta los beneficios negativos en esta ecuación, ya que el sistema no genera ninguno; para poder hacer uso de la ecuación es necesario manejar todas las variables en mismas unidades (%). Con todos los datos recabados se logra hacer un análisis de la relación efectividad/costo el cual es un comparativo integral de los condensadores en estudio esto se presenta en figuras que muestran de manera descriptiva la relación. La memoria de cálculo utilizada en el procedimiento de esta metodología se muestra en el apéndice IV.

## 2.6 Instrumentos de medición

La relación de instrumentos de medición, se indica en la tabla siguiente, la cual muestra el parámetro a medir, el instrumento aplicado para el propósito correspondiente, así como su marca y precisión.

Tabla 7. *Relación de instrumentos de medición.*

Parámetro a medir	Instrumento	Marca y precisión
Temperatura de bulbo húmedo	Psicrómetro	Casella ( $\pm 0.5$ °C)
Temperatura de bulbo seco	Psicrómetro	Casella ( $\pm 0.5$ °C)
Temperatura de refrigerante	Termómetro infrarrojo	Extech ( $\pm 1$ °C)
Temperatura del fluido de enfriamiento	Termómetro de carátula	De Wit ( $\pm 0.5$ °C)
Intensidad eléctrica	Multímetro	Kaise ( $\pm 0.01$ A)
Tiempo	Cronómetro	Sin marca ( $\pm 0.01$ s)

## **CAPÍTULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS**

En este capítulo se muestran tanto los resultados, como su análisis detallado para entender el comportamiento y explicar las diferencias que existen entre los condensadores en estudio en base al capítulo I, se muestran los resultados que fueron obtenidos al estudiar el condensador evaporativo y el condensador de placas, para ambos equipos el tiempo de valoración fue de una semana, el condensador evaporativo comprendió del 7 al 11 de Noviembre y el condensador de placas del 14 al 18 de Noviembre del año 2011; este estudio se realizó en la planta Santa Clara Productos Lácteos S.A. de C.V. de acuerdo a la metodología de investigación en campo que fue descrita en el capítulo II. Se observan resultados de los objetivos planteados y en los apéndices 1 al 4 mostrarán las secuencias de cálculo empleadas para llegar a estos resultados, posteriormente en este mismo capítulo se justificaran los resultados obtenidos además de conocer en dónde radican las principales diferencias y cuáles de estas llegan a tener un efecto ya sea positivo o negativo. En los resultados presentados cabe destacar que tanto el área como el coeficiente global de transferencia de calor son tomados de fuentes bibliográficas y los demás datos son obtenidos de la experimentación.

### **3.1 Características de la instalación frigorífica en estudio**

La instalación frigorífica en estudio se localiza en la planta Santa Clara Productos Lácteos S.A. de C.V. ubicada en Pachuca, Hidalgo. Se trabaja en una instalación frigorífica que da servicio a las aplicaciones de cámara de congelados, cámara de frutas, cámara de semillas, andén de carga y cámara de producción, con un condensador evaporativo véase el anexo 2; de igual manera se trabaja en una instalación que abastece a toda la planta del servicio de agua helada y cuenta con un condensador de placas véase el anexo 3. A continuación se muestra una tabla con las características de cada uno de los condensadores en estudio.

Tabla 8. *Características de las muestras y variables a considerar.*

	<b>Condensador evaporativo</b>	<b>Condensador de placas</b>
<b>Tipo</b>	Axial	Placas soldadas
<b>Marca</b>	Imeco®	Alfa-Laval®
<b>Modelo</b>	XLP-M195	MK15-BWFD
<b>Motores involucrados</b>	Un motor para ventiladores de 10HP	Bomba de agua de 15 HP
<b>Voltaje</b>	440 Volts/ 3 Ph / 60 Hz	440 Volts/ 3 Ph / 60 Hz
<b>Variables a medir</b>	Temperatura de bulbo seco y húmedo tanto a la entrada como a la salida. Temperatura del refrigerante a la entrada y la salida. Amperaje de motores.	Temperatura del fluido de enfriamiento a la entrada y salida. Temperatura del refrigerante a la entrada y la salida. Amperaje de motores.

En el estudio en campo se analizaron ambos condensadores de forma separada, es decir, cada condensador se encuentra instalado para aplicaciones diferentes, por lo que se presentan sus características a continuación.

*a) Instalación frigorífica con condensador evaporativo*

La instalación es de una etapa de compresión con sistema de recirculación del refrigerante tipo Phillips, dando servicio a cinco aplicaciones frigoríficas:

1. La primera aplicación es un andén de carga con una temperatura de cámara de 5 °C.
2. La segunda aplicación es una cámara de producción con una temperatura de cámara de 5 °C.
3. La siguiente aplicación es una cámara de semillas con la misma temperatura que las dos aplicaciones mencionadas.
4. La cuarta aplicación es una cámara de frutas con una temperatura de cámara que se encuentra a -19 °C.
5. La última aplicación es una cámara de congelados con una temperatura de cámara de -30 °C.

La instalación cuenta con dos compresores de tornillo que dan servicio a las cinco aplicaciones, dependiendo de la carga térmica introducida a cada cámara. Además de los dos compresores mencionados se cuenta con un compresor que da servicio de emergencia en caso de alguna descompostura o mantenimiento de cualquier compresor principal. Los tres compresores cuentan con un enfriamiento de aceite tipo termosifón. El condensador evaporativo se encuentra ubicado en la parte superior del cuarto de máquinas y da servicio a las cinco aplicaciones que ya fueron mencionadas. En el anexo 2 se muestra el diagrama de la instalación frigorífica donde se menciona el condensador evaporativo en estudio y los componentes más importantes del sistema.

*b) Instalación frigorífica con condensador de placas*

La instalación es de una etapa de compresión, dando servicio a una sola aplicación que es agua helada para toda la planta de producción, a esta instalación también se le conoce con el nombre de “Dispositivo de enfriamiento de agua”. El agua helada que es utilizada en la producción se encuentra aproximadamente a 4 °C. La instalación frigorífica en estudio cuenta con los siguientes equipos:

- Tanque de recirculación del refrigerante.
- Evaporador tipo placas.
- Compresor de tornillo de una etapa.
- Condensador de placas.

Adicional a los equipos mencionados la instalación requiere de otro dispositivo que provea de un fluido de enfriamiento para el condensador de placas, el fluido que requiere el condensador de placas es agua, por lo que el equipo adicional a la instalación es una torre de enfriamiento que se encuentra situada en la parte superior del cuarto de máquinas. Todos los equipos mencionados anteriormente, a excepción de la torre de enfriamiento, se encuentran ubicados en el cuarto de máquinas. El compresor que da servicio en esta instalación tiene un sistema de enfriamiento de aceite con agua. En el anexo 3 se muestra el diagrama de la instalación frigorífica donde se menciona el condensador de placas en estudio y los componentes más importantes del sistema.



### 3.2 Análisis térmico-termodinámico.

#### a) Análisis térmico

En el análisis térmico se evaluaron tres factores de suma importancia, el área de transferencia, el coeficiente global de transferencia de calor y el diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD), las cuales son analizadas a continuación. El área de transferencia de calor de cada condensador está determinada por la misma construcción del equipo. En el caso del condensador evaporativo el área está dada por la superficie que tiene contacto con el fluido de enfriamiento que en este caso es la superficie del serpentín, mientras que en un condensador de placas el área de transferencia es la sumatoria de las superficies de cada placa que tiene contacto con el fluido de condensación. La comparación entre áreas de transferencia para ambos condensadores se muestra en la siguiente figura.

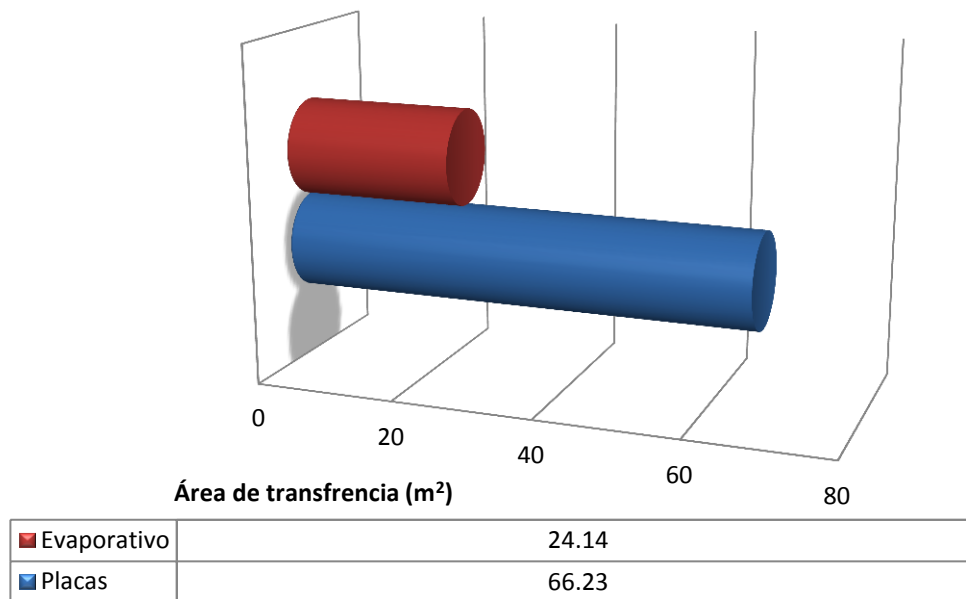


Figura 10. Comparativo de área de transferencia de calor en ambos condensadores.

La figura anterior proporciona información acerca de cuál condensador tiene una mayor área de transferencia, en el cual se identifica que el condensador de placas posee una mayor área, casi tres veces mayor en comparación al condensador evaporativo, esto se debe a que la configuración del mismo equipo permite un mejor acomodo de la superficie de intercambio de calor. A pesar de que el condensador evaporativo tiene un área de transferencia menor, el

equipo suele ser más voluminoso. El beneficio que posee un condensador de placas es que el área de transferencia se puede elevar si se adicionan placas al equipo, mientras que en un condensador evaporativo el área que posee por construcción no puede ser modificada.

En un intercambiador de calor, sin importar su principio de diseño se tienen dos flujos de fluidos, uno llamado fluido caliente que en este caso para ambos condensadores es refrigerante (R-717 amoníaco) y el otro llamado fluido frío ó bien de enfriamiento, este fluido de enfriamiento depende del principio de funcionamiento del equipo, el cual puede ser agua, aire o la mezcla de agua-aire. Estos fluidos debido a su diferencia de temperaturas se emplean para que exista el intercambio de calor e influyen directamente sobre el coeficiente global de transferencia. Como se observa en la figura 11 el condensador de placas tiene un coeficiente global de transferencia de calor de  $929.77 \frac{W}{m^2K}$  en comparación del condensador evaporativo con un coeficiente global de transferencia de calor de tan solo  $348.66 \frac{W}{m^2K}$ , la corrección para estos valores se encuentra desglosada en la memoria de cálculo de este objetivo.

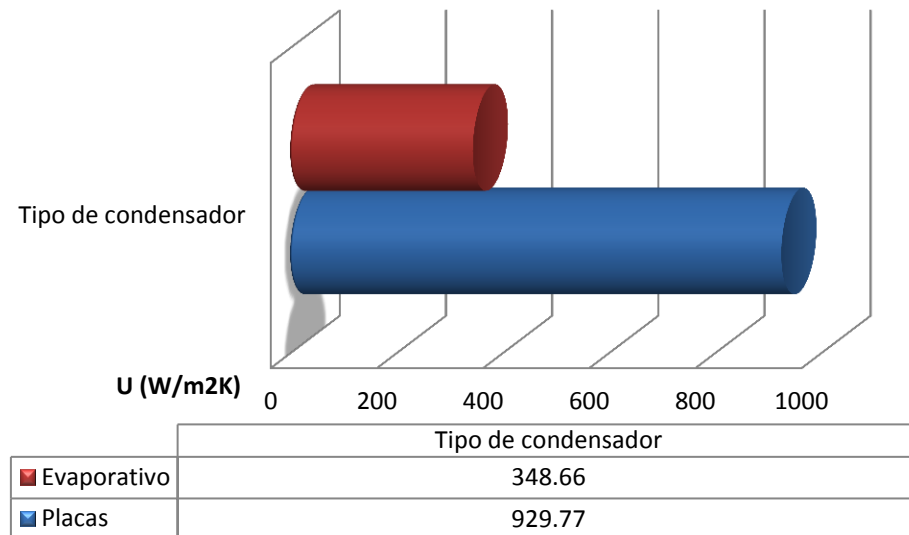


Figura 11. Comparativo de coeficiente global de transferencia de calor en ambos condensadores.

Esta diferencia entre coeficientes globales que existe entre los condensadores está dada principalmente por las siguientes características:

- Su configuración, tanto en las placas como en el serpentín afectando en el espesor.
- Su construcción, tipo de material (acero inoxidable o acero galvanizado), afectando la conductividad térmica.

En el intercambiador de placas es mayor la velocidad del fluido de enfriamiento ya que es proporcionada por una bomba en comparación con el condensador evaporativo, en la cual la velocidad que el fluido de enfriamiento desarrolla es por caída libre. La velocidad que el fluido de enfriamiento alcanza afecta de manera directamente proporcional al coeficiente convectivo y este a su vez al coeficiente global de transferencia de calor. Las variables involucradas en el cálculo del diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD) para cada condensador son similares. Para el condensador evaporativo donde el flujo es de tipo cruzado se ve involucrada la temperatura de entrada y salida del fluido de enfriamiento (agua-aire), y la temperatura de entrada y salida del refrigerante, mientras que en el condensador de placas donde el flujo es en contracorriente de un solo paso se ve involucrada la temperatura de entrada y salida del fluido de enfriamiento (agua), y la temperatura de entrada y salida del refrigerante. A continuación se muestran los valores promedio de las variables mencionadas para cada equipo con su respectivo coeficiente de variación y su desviación estándar.

Tabla 9. *Valores de variables utilizadas en el cálculo de la LMTD.*

<b>Condensador</b>	<b>T entrada refrigerante (°C)</b>	<b>T salida refrigerante (°C)</b>	<b>T entrada fluido enfriamiento (°C)</b>	<b>T salida fluido enfriamiento (°C)</b>
<b>Evaporativo</b>	27.83	16.57	14.44	19.23
D.S.	2.29	0.90	0.59	0.35
C.V.	22.89	9.03	5.94	3.45
<b>Placas</b>	65.20	18.88	16.75	20.65
D.S.	1.86	1.27	1.06	0.74
C.V.	18.60	11.54	10.60	7.47

La temperatura de entrada de refrigerante en el condensador evaporativo es menor en comparación al de placas, debido a que la distancia que recorre el refrigerante de la salida del compresor a la entrada del condensador evaporativo es mayor, mientras que en el condensador de placas la descarga del compresor está casi inmediatamente a la entrada del equipo. Las

temperaturas restantes, de salida de refrigerante, de entrada y salida de fluido de enfriamiento tienen un valor de temperatura similar. En un condensador se crea un diferencial de temperaturas en cada punto de intercambio de calor, el diferencial de la temperatura media logarítmica promedio (LMTD) ocupado para el análisis térmico se muestra en la siguiente figura que compara la LMTD para cada uno de los equipos.

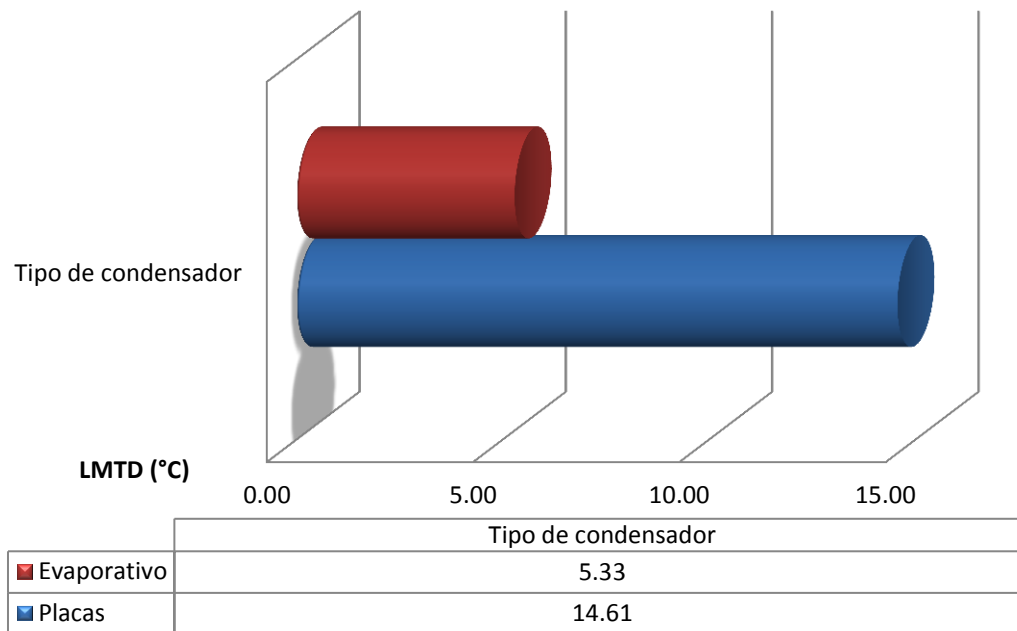


Figura 12. Comparativo del promedio del diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD) en ambos condensadores.

En la figura anterior se observa que el diferencial de temperatura media logarítmica es casi tres veces mayor en el condensador de placas con un valor de LMTD de 14.61 en comparación al condensador evaporativo que tiene un valor de LMTD de 5.33, esto es debido a que el diferencial de temperatura de entrada-salida del refrigerante es mayor en el condensador de placas, mientras que en el condensador evaporativo el diferencial de temperaturas del refrigerante es mucho menor, esto se observa en la tabla 9.

Una vez analizados el área de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia, y el diferencial de temperatura media logarítmica, se calcularon los calores de rechazo para cada

condensador, los cuales se muestran en las siguientes figuras donde se comparan los calores de rechazo obtenidos en cada sistema de condensación.

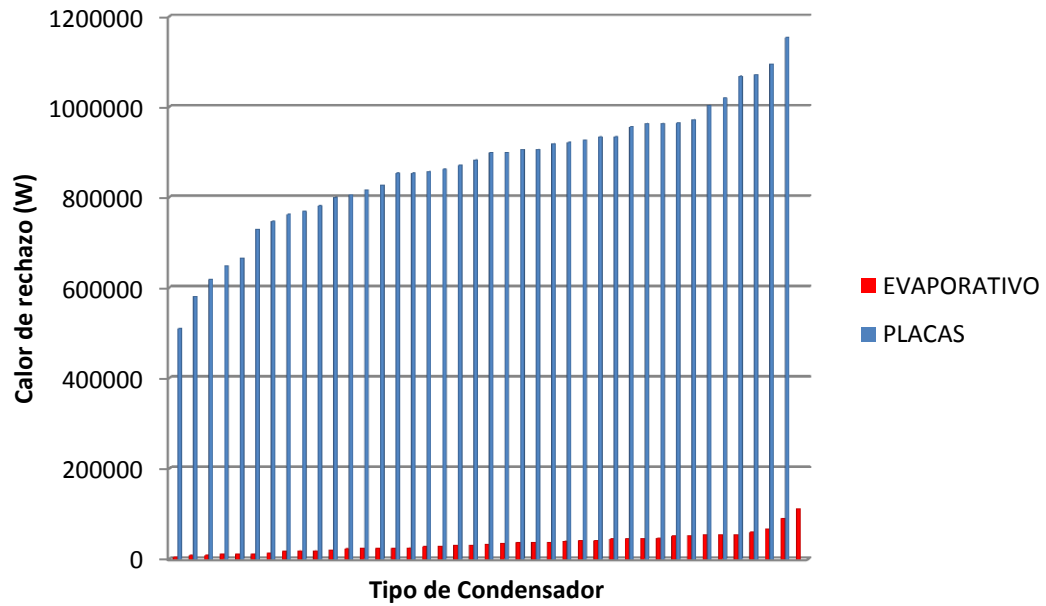
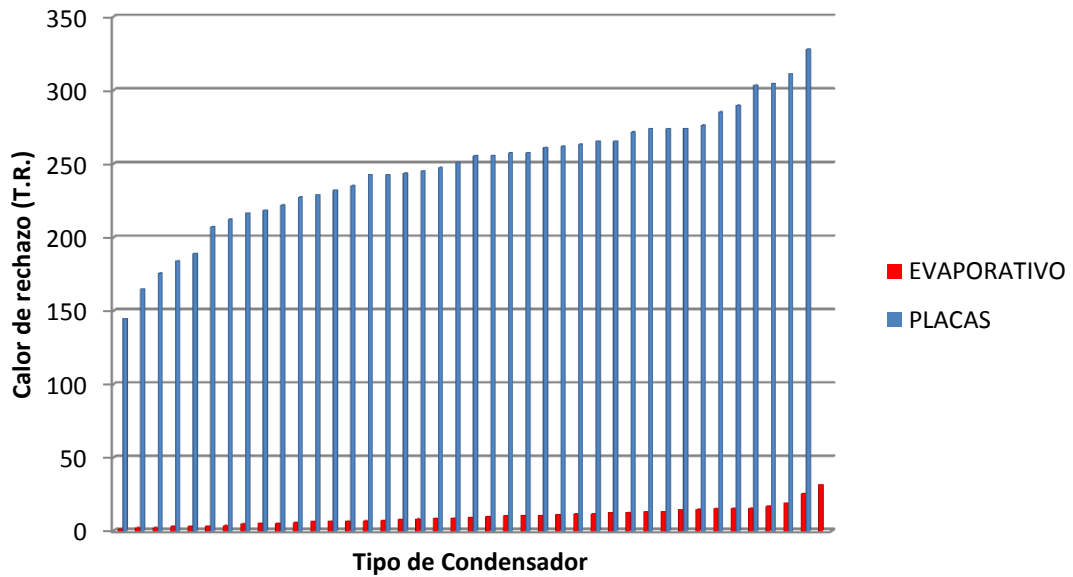


Figura 13. Comparativo de calores de rechazo (W) para ambos condensadores.



En las figuras anteriores se observa que los calores de rechazo son mayores en el condensador de placas con respecto al condensador evaporativo, debido a que el coeficiente global, el área de transferencia y los valores de LMTD se comportan de manera directamente proporcional al calor retirado. Esta diferencia que se observa está dada por las variables ya revisadas, las cuales guardan una relación con los valores obtenidos, es decir, ya que los valores del coeficiente global, el área de transferencia y los LMTD son más altos en el condensador de placas se obtiene un mayor calor de rechazo. Cabe mencionar que los dos condensadores reducen la temperatura del refrigerante a una similar. Según la teoría, los flujos de calor de un condensador evaporativo están en un intervalo de 1 400 a 2 200 W/m<sup>2</sup> (Torella, 1996), si se multiplica este valor por el área de transferencia del condensador evaporativo (24.14 m<sup>2</sup>), se obtiene un intervalo de potencia de 33 800 a 53 108 W, comparado con los valores obtenidos del condensador se observa en la figura 13 que los valores de rechazo de calor oscilan en un promedio de 35 000 W, por lo que se corrobora que los valores se encuentran dentro de lo establecido en la teoría. Cada uno de los equipos cuenta con un área de transferencia y un coeficiente global constante, los cuales proporcionan calores de rechazo distintos. Para hacer un comparativo se hace uso de una variable que puede ser escalada al mismo valor, que a su vez involucre las variables que cambian con respecto al tiempo y que no puedan ser controladas. A continuación se muestra esta variable en comparación de los calores de rechazo para cada uno de los equipos.

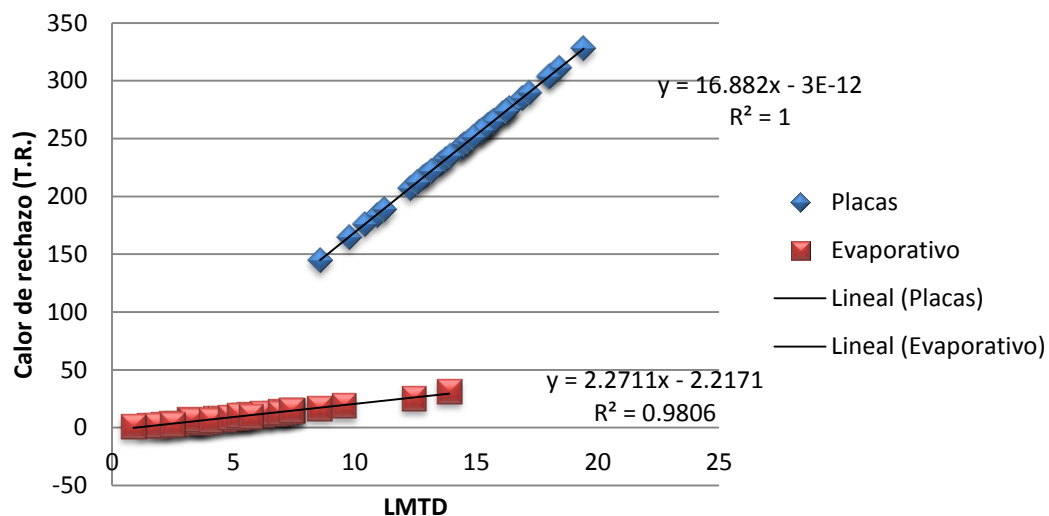


Figura 15. Comparativo LMTD contra calores de rechazo (T.R.) para ambos condensadores.

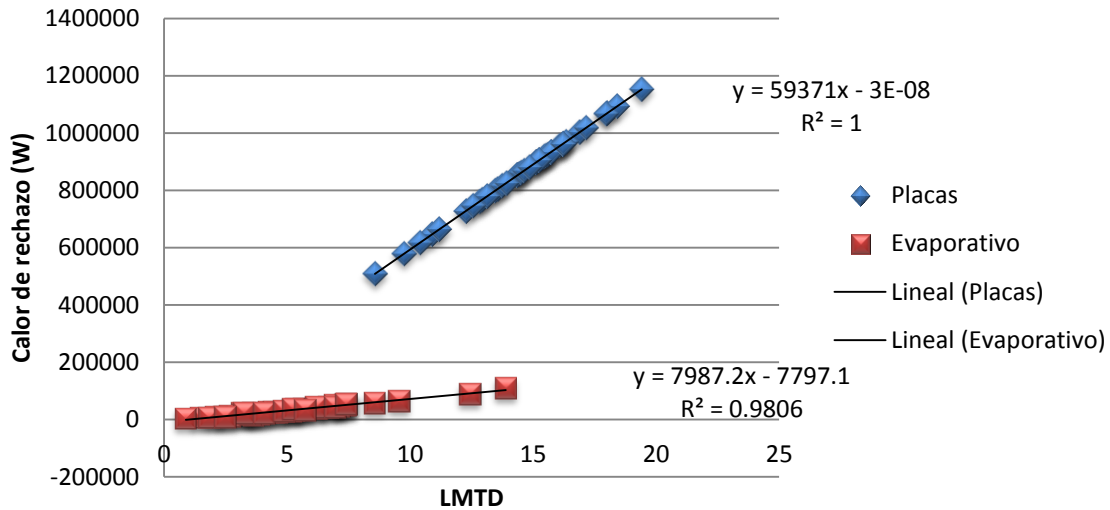


Figura 16. Comparativo LMTD contra calores de rechazo (W) para ambos condensadores.

Las figuras 15 y 16 muestran que a mismos valores de LMTD los calores de rechazo son mayores en el condensador de placas que en el condensador evaporativo. En el condensador de placas la tendencia es totalmente lineal puesto que el valor de LMTD es calculado en contracorriente, caso contrario al condensador evaporativo donde la tendencia no es totalmente lineal debido a que el LMTD es calculado como flujo cruzado y éste está afectado por un factor de corrección para estos casos. Los valores escalados a una misma magnitud de LMTD para su comparación se muestran en la siguiente tabla. Con estas figuras y con la tabla 10 se puede determinar que a un mismo diferencial de la temperatura media logarítmica el condensador de placas sigue rechazando más calor que el condensador evaporativo. Independientemente del tipo de condensador, para poder modificar el valor de la LMTD sin cambiar los valores de área de transferencia y el coeficiente global, es necesario modificar en un principio la temperatura de entrada del refrigerante, ya sea acercando o alejando la descarga del compresor a la entrada del condensador, y la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento, que bien depende de cuestiones estrictamente ambientales.

Tabla 10. Calor de rechazo evaluado a las mismas magnitudes de LMTD.

LMTD	Calor de rechazo Evaporativo (W)	Calor de rechazo Placas (W)
5	32138.9	296853.13
10	72074.9	593706.26
20	151946.9	1187412.52

### b) Análisis termodinámico

Las efectividades termodinámicas están evaluadas con respecto al fluido de enfriamiento, se analiza desde el punto de vista donde el fluido de enfriamiento pueda absorber toda la energía proporcionada por el refrigerante a la entrada, es decir que el fluido de enfriamiento alcance el mismo grado energético a la salida que el proporcionado por el refrigerante a la entrada. A continuación se muestra el comparativo de efectividades que alcanza cada uno de los condensadores.

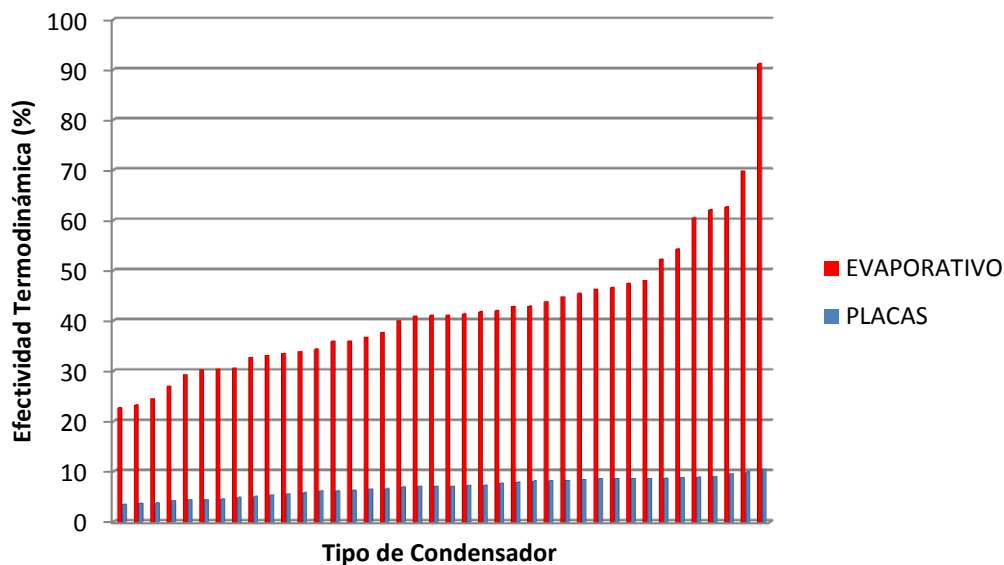
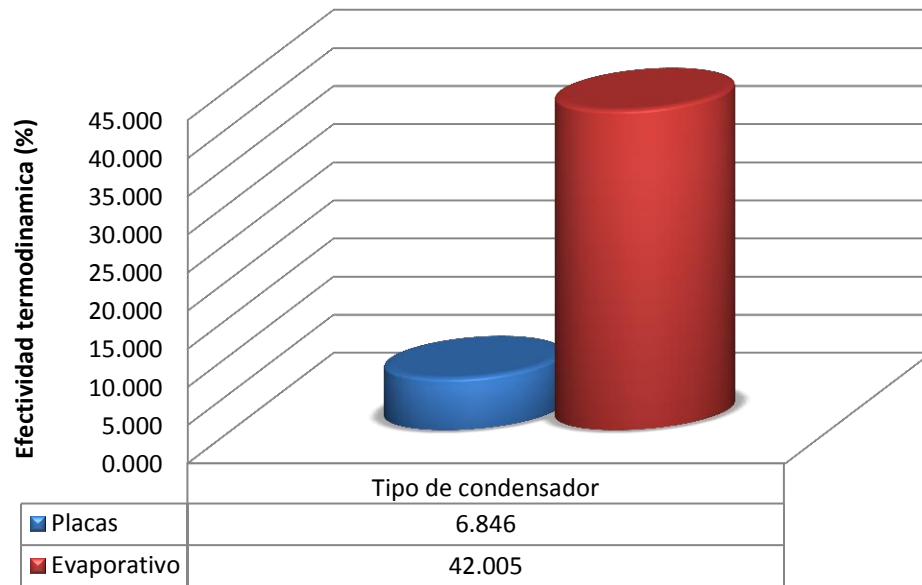


Figura 17. Comparativo de efectividades termodinámicas para ambos condensadores.

La figura 17 muestra que el condensador evaporativo consigue mayores efectividades termodinámicas en un promedio del 40 al 50 % debido a que la entalpía del fluido de enfriamiento a la salida está más cercana a la entalpía del refrigerante a la entrada, en comparación con la entalpía del fluido frío en el condensador de placas. Aunque el condensador de placas logra un valor mayor en el diferencial de temperaturas de entrada-salida del refrigerante mostrado en la tabla 9, su eficiencia termodinámica es menor ya que la temperatura de salida del fluido frío no alcanza valores acercados a la temperatura de entrada del refrigerante, esto se logra a base de un flujo volumétrico excesivo dando como resultado eficiencias termodinámicas que oscilan abajo del 10%. A continuación se muestra un promedio de las efectividades termodinámicas alcanzadas por cada uno de los condensadores.





*Figura 18.* Comparativo de efectividad termodinámica promedio para ambos condensadores.

Como se observa en la figura 18 el promedio de la efectividad termodinámica para el condensador de placas oscila en un 7%, mientras que en el condensador evaporativo las efectividades termodinámicas promedian en un 42%. Esto indica que el fluido de enfriamiento en el condensador evaporativo es capaz de asimilar su grado energético con respecto al del refrigerante, esto es debido a que el flujo del fluido de enfriamiento es menor, tomando un mayor tiempo en recorrer el área de transferencia y así poder casi igualar su grado energético con el fluido caliente.

Las variables que son tomadas para el cálculo de la efectividad termodinámica afectan de manera distinta para cada condensador, por lo que es necesario desarrollar un análisis comparativo de cada una de estas para los dos condensadores en estudio.

A continuación se muestra la variación de la efectividad termodinámica con respecto a la entalpía del agua evaluada a la temperatura de entrada del refrigerante y la entalpía del agua a su temperatura de salida, esta variación indica la cantidad de energía máxima que puede absorber el fluido de enfriamiento en el sistema de condensación.

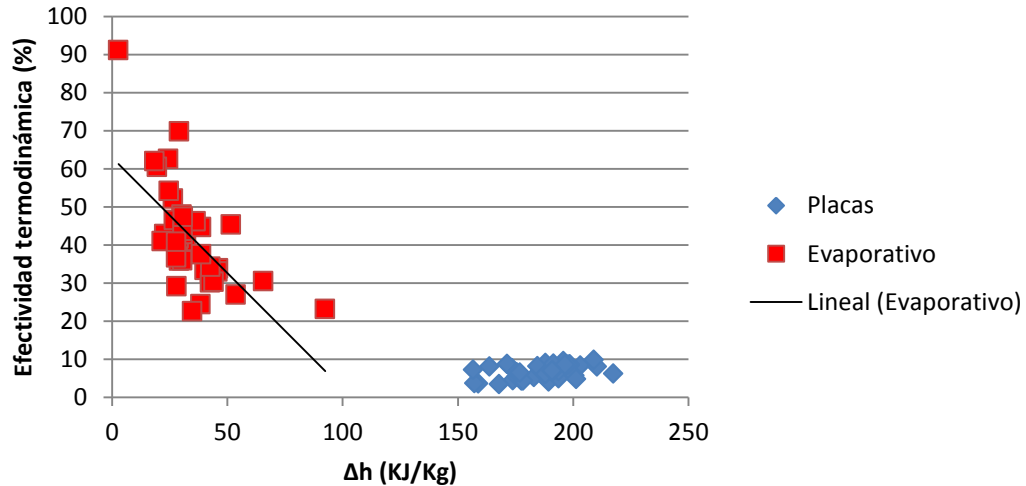


Figura 19. Comparativo de efectividad termodinámica contra diferencial de entalpía máxima.

Como se puede observar los puntos no se pueden adecuar a la ecuación de una recta ya que todas las variables que están involucradas en el cálculo de entalpías cambian con respecto de una toma a otra y no se pueden controlar, pero se observa una tendencia que indica una relación inversamente proporcional entre el diferencial entálpico y los valores de efectividad termodinámica. El diferencial entálpico máximo a alcanzar en el condensador de placas es mayor con respecto al diferencial en el condensador evaporativo, por lo que se considera que la efectividad termodinámica es mucho menor. La siguiente figura muestra de manera aislada el comparativo de las entalpías del fluido frío a la entrada para ambos condensadores.

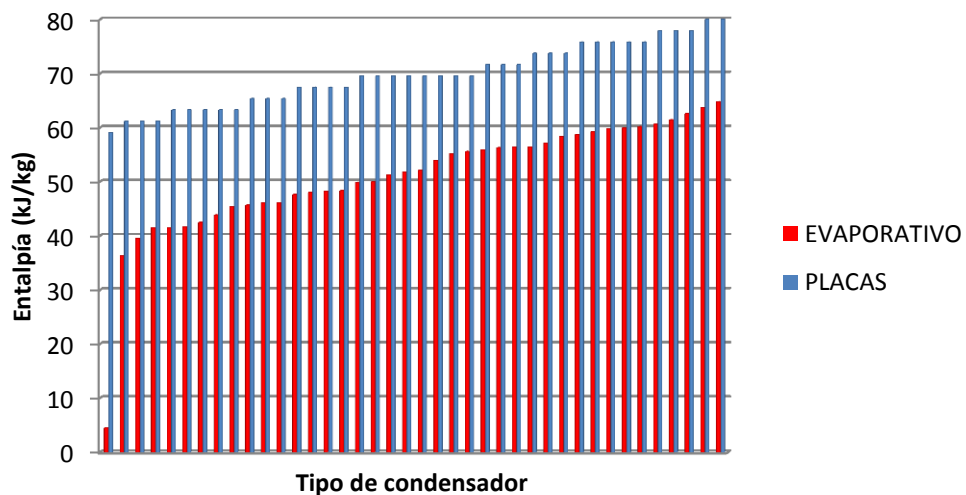


Figura 20. Comparativo de entalpías del fluido frío a la entrada de cada condensador.

En la figura 20 se observa que las entalpías de entrada del fluido de enfriamiento en el condensador evaporativo son menores estando en promedio por debajo de los 60 kJ/kg en comparación a las entalpías del condensador de placas que se encuentran en promedio por encima de los 60 kJ/kg, esto se debe a que la temperatura y la presión de entrada son mayores en el condensador de placas ya que el fluido recorre alrededor de 15 metros de tubería para llegar al condensador desde una torre de enfriamiento y es impulsado por una bomba, esto da como consecuencia una disminución en la efectividad termodinámica ya que el fluido llega con un grado energético mayor.

Las entalpías del fluido de enfriamiento a la salida de cada condensador son similares encontrándose alrededor de los 75 a los 80 kJ/kg. La siguiente figura muestra la comparación de las entalpías de salida del fluido de enfriamiento en los condensadores.

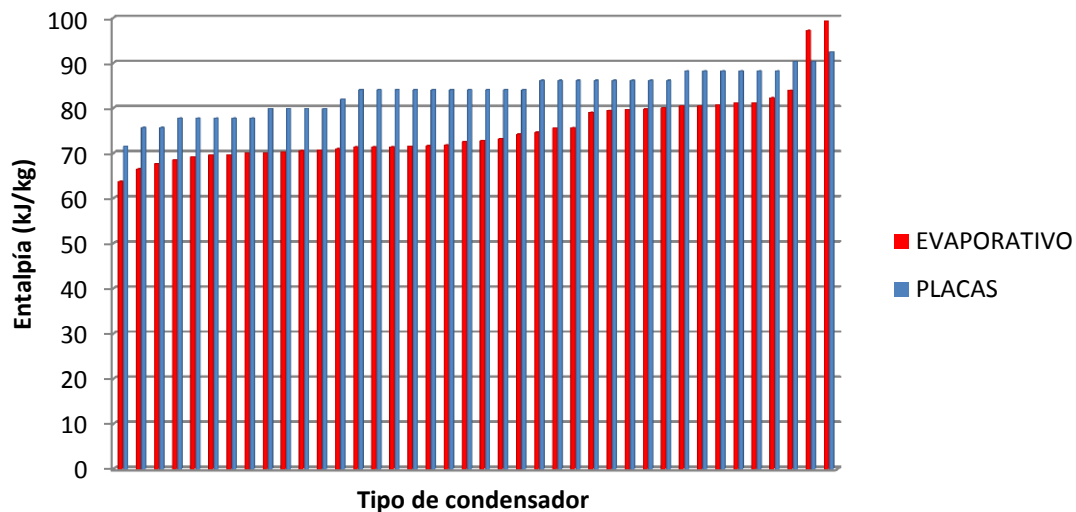


Figura 21. Comparativo de entalpías del fluido frío a la salida de cada condensador.

Las entalpías mostradas en la figura 21 son similares puesto que las temperaturas y presiones que alcanzan los fluidos de enfriamiento a la salida de los condensadores tienen valores semejantes. Para poder comparar las figuras 20 y 21 con la efectividad termodinámica es necesario hacer uso de otra herramienta que muestre los valores de entalpía máxima que podría alcanzar el fluido de enfriamiento a la salida de cada condensador.

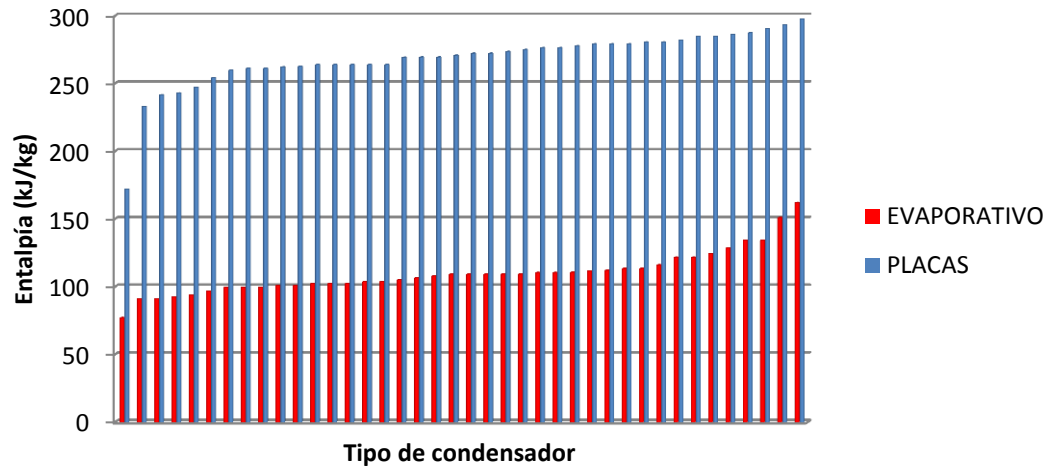


Figura 22. Comparativo de entalpías máximas del fluido frío en cada condensador.

En la figura 22 se observa que las entalpías máximas que podría alcanzar el fluido frío en el condensador evaporativo están en un intervalo de 100 a 150 kJ/kg, mientras que en el condensador de placas las entalpías máximas se encuentran en promedio por encima de los 250 kJ/kg. Esto provoca que termodinámicamente el condensador de placas sea menos eficiente que el condensador evaporativo, ya que el fluido de enfriamiento del condensador de placas tiene que absorber una mayor cantidad de energía en comparación al otro equipo. La baja eficiencia termodinámica, desde el punto de vista del fluido de enfriamiento, es provocada por el excesivo flujo volumétrico proporcionado por la bomba que transporta el fluido desde la torre de enfriamiento hacia el condensador de placas y llevándolo de vuelta a la torre. Si se desea aumentar la efectividad termodinámica en el condensador de placas se puede disminuir el flujo del fluido de enfriamiento mediante un programador en la bomba o implementar accesorios que limiten la salida como lo pueden ser válvulas termostáticas, aunque esto trae consecuencias en la capacidad del equipo.

### 3.3 Análisis de consumo de energía eléctrica

Para cada uno de los sistemas de condensación es necesario administrar una cierta cantidad de energía eléctrica para que el sistema de condensación desarrolle su principio de funcionamiento, por un parte el condensador evaporativo necesita energía eléctrica para el funcionamiento de una motobomba y el motor de los ventiladores, mientras que el condensador de placas necesita energía eléctrica para que opere una bomba que hace posible el

paso del fluido de enfriamiento a través del condensador y el consumo de energía del ventilador de la torre de enfriamiento que hace posible la disminución de la temperatura del fluido frío. En la figura posterior se muestra el comparativo de energía eléctrica para cada sistema de condensación.

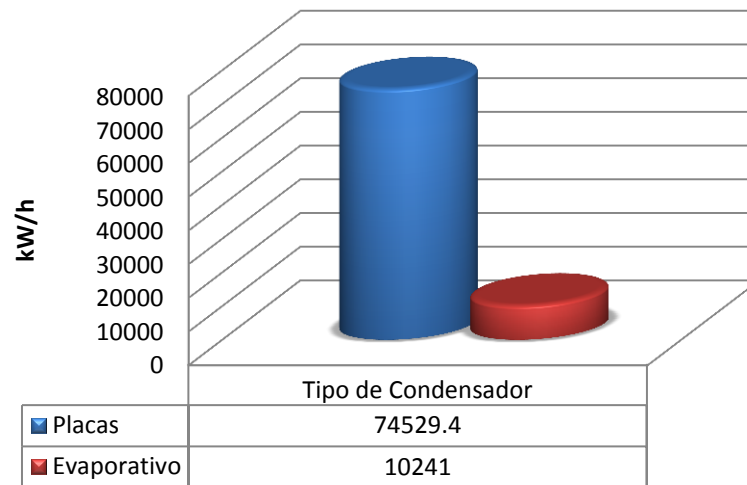


Figura 23. Comparativo entre consumos de energía eléctrica en cada condensador.

El condensador de placas tiene un consumo de energía en kW-h superior que el condensador evaporativo, principalmente por que el condensador de placas tiene operando una bomba de 15 HP durante todo el tiempo de funcionamiento lo cual impacta al consumo de manera directa además de estar conectado a un voltaje de 220 Volts; caso contrario con el condensador evaporativo el cual a pesar que sus equipos están conectados al mismo voltaje el motor que permite el funcionamiento de los ventiladores no trabaja durante todo el periodo de condensación, realiza paros que van de acuerdo a un programador permitiendo que el condensador evaporativo se comporte como un condensador de funcionamiento híbrido, es decir solo utiliza los ventiladores cuando el agua atomizada no es suficiente para disminuir la temperatura del refrigerante y su motobomba de 3 HP funciona todo el tiempo. El consumo fue mayor en el condensador de placas en comparación al evaporativo por las diferencias de potencia en los motores y el tiempo de funcionamiento de los mismos principalmente, pero este consumo de energía es necesario para poder retirar cierta cantidad de calor aunque eso genera un costo, el cual se muestra en la figura 24.

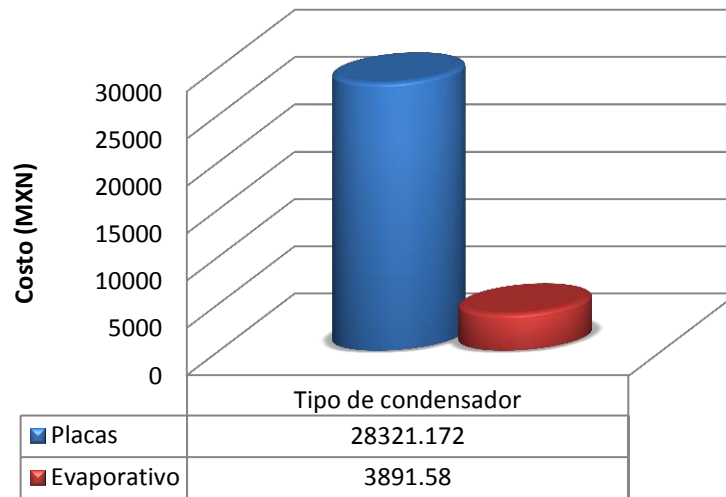


Figura 24. Comparativo entre costos en el consumo de energía eléctrica en cada condensador.

En la figura 23 se mostró un consumo de energía mayor en el condensador de placas, el consumo de energía guarda una relación directamente proporcional al costo dando como consecuencia que el rechazo de calor en el condensador de placas tenga un costo más elevado que en el condensador evaporativo el cual presenta un costo de tan solo \$3 981.58 por día de trabajo en comparación con el condensador de placas que el rechazo de calor tiene un costo de \$28 321.17 por día de trabajo. Es decir retirar una cantidad de calor dada en un condensador evaporativo costaría aproximadamente el 13% de lo que costaría en un condensador de placas.

### 3.4 Análisis efectividad/costo

En este análisis es necesario tomar en cuenta para cada uno de los sistemas de condensación los costos involucrados en la inversión, operación y mantenimiento, para determinar el condensador más conveniente desde el punto de vista técnico económico. A continuación se muestran Éstos factores.

#### a) Flujo de agua

El flujo másico de agua se muestra a continuación el cual presenta una variación con respecto a cada calor de rechazo, este flujo másico se determinó para conocer qué sistema de condensación consume más agua para disminuir una carga proporcionada por la instalación.

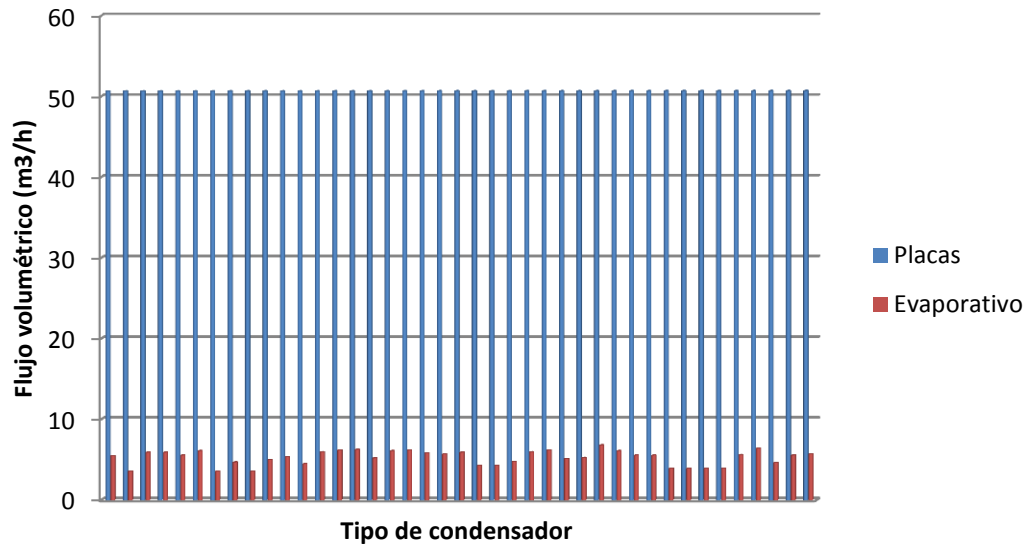


Figura 25. Comparativo entre flujos volumétricos ocupados en cada condensador.

La figura 25 muestra que para cada una de las cargas térmicas, el flujo volumétrico necesario para disipar esta carga, se mueve en el intervalo de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  para el condensador de placas y  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  para el condensador evaporativo respectivamente; esta diferencia está dada principalmente por la carga que debe retirar cada equipo de condensación, que como ya fue revisado en el condensador de placas siempre es mayor que en el condensador evaporativo. Aunque cabe discutir que si la unidad de condensación retira más calor tendrá un efecto directo sobre el consumo de agua como se mostró en la figura 25, no obstante se mostrará un efecto sobre el plano económico ya que el fluido de enfriamiento tiene un costo definido y conforme aumenta el caudal de agua tendrá un costo más elevado retirar una cierta cantidad de calor. En caso que el lugar de instalación no cuente con demasiada disponibilidad de agua es recomendable instalar un condensador evaporativo.

#### b) Costos de mantenimiento y operación

La empresa Santa Clara Productos Lácteos S.A. de C.V., en el área de ingeniería y mantenimiento, proporcionó datos de costos que son recabados anualmente acerca del mantenimiento y operación de cada uno de las unidades de condensación. Los datos de cada sistema son presentados en las siguientes tablas.

Tabla 11. *Costos de mantenimiento del condensador evaporativo.*

Costos de mantenimiento del condensador evaporativo			Costo neto anual (M.N.)
Bandas de tipo B118	\$ 680	2 por año	\$ 1 360
Rodamiento de motores	\$ 350	2 por año	\$ 700
Grasa (5 kg)	\$ 1 050	1 año	\$ 1 050
Costo total de mantenimiento anual			\$ 3 110

El costo total del mantenimiento anual, sin tomar en cuenta mano de obra, tiene un valor de \$ 3 110 M.N. En la tabla anterior se muestra el desglose que indica que para el mantenimiento del condensador evaporativo se necesita sustituir la banda acoplada del motor a los ventiladores, la banda es de tipo B118 y se requiere cambiar 2 veces por año, de igual manera se necesita realizar el rodamiento del motor involucrado, además de engrasar las poleas.

Tabla 12. *Costos de mantenimiento del condensador de placas.*

Costos de mantenimiento del condensador de placas			Costo neto anual (M.N.)
Mantenimiento	\$ 14 524.44	1 al año	\$ 14 524.44
Torre de enfriamiento	\$ 1 820.00	0.5 al año	\$ 910.00
Costo total de mantenimiento anual			\$ 15 434.44

En la tabla anterior se muestra que el mantenimiento del condensador de placas se realiza por la empresa que fábrica el equipo, de ahí lo elevado del costo. Además de lo anterior se requiere realizar un mantenimiento adicional a la torre de enfriamiento, el cual se realiza cada dos años, por lo que el costo de mantenimiento proporcionado se traslada a un costo anual. Con lo anterior se tiene un costo de \$ 15 434.44 M.N. que involucra mantenimiento anual del sistema de condensación de placas.

En las tablas 13 y 14 se presenta el costo de operación en cada sistema de condensación que involucra el consumo de energía eléctrica y de agua en valores anuales, el consumo de energía y el consumo de agua se estipula que es sustituido semanalmente.



Tabla 13. *Costos de operación del condensador evaporativo.*

Costos de operación del condensador evaporativo			Costo neto anual (M.N.)
Agua suavizada (m <sup>3</sup> )	\$ 14.50	251.52 (m <sup>3</sup> /año)	\$ 3 647.04
Consumo de energía eléctrica	3 981.58	1 año	19 1115.84
Costo total de operación anual			<b>\$ 19 4762.88</b>

El costo anual de operación en el condensador evaporativo está valuado en \$ 19 4762.88 M.N. y la tabla anterior muestra que el consumo de agua requerido en el mismo tiene un volumen aproximado de 251.52 m<sup>3</sup> por año.

Tabla 14. *Costos de operación del condensador de placas.*

Costos de operación de condensador de placas			Costo neto anual (M.N.)
Agua suavizada (m <sup>3</sup> )	\$ 14.50	2400 (m <sup>3</sup> /año)	\$ 34 800.00
Consumo de energía eléctrica	28 321.17	1 año	1 359 416.16
Costo total de operación anual			<b>\$ 1 394 216.16</b>

La tabla 14 muestra que el consumo de agua requerido en el condensador de placas tiene un volumen aproximado de 2 400 m<sup>3</sup> por año y costo anual de operación de \$ 1 394 216.16 M.N. debido a que el sistema emplea una bomba que proporciona un flujo excesivo de agua, esto trae como consecuencia que el consumo de energía eléctrica se eleve e impacte de manera directa sobre los costos.

Se trasladaron tanto los calores de rechazo evaluados a un mismo diferencial de temperatura media logarítmica, así como las efectividades termodinámicas, los costos de inversión, mantenimiento y operación a valores porcentuales, es decir, se sumaron cada una de las variables de los dos condensadores y se tomaron como el 100%, esto se muestra con mayor detalle en el apéndice IV.

#### *c) Costos de inversión*

Los costos de inversión de cada condensador fueron proporcionados por cada empresa que manufactura estos equipos. El costo de inversión del condensador de placas fue obtenido por medio de la empresa ALFA-LAVAL<sup>®</sup> Corporación y el costo del condensador evaporativo

por medio de la empresa EVAPCO®. Los costos de cada unidad de condensación se muestran en la tabla 14, cabe resaltar que se presentan únicamente el costo unitario sin tomar en cuenta impuestos adicionales.

Tabla 15. Costos de inversión de cada condensador.

Unidad de condensación	Costo de inversión (M.N.)
Condensador evaporativo	\$ 580 074.23
Condensador de placas	\$ 402 687.52

El condensador que presenta un costo de inversión mayor es el condensador evaporativo ya que el condensador de placas solo representa aproximadamente el 70% del costo total que involucra la inversión del condensador evaporativo, dando al condensador de placas una ligera ventaja en este aspecto.

*d) Efectividad/costo*

Una vez revisados todos los factores involucrados en los costos generales así como el aspecto térmico-termodinámico y de consumo de energía eléctrica de las unidades de condensación, se muestra en la siguiente figura la relación obtenida en el análisis efectividad/costo, la cual puede consultarse con mayor detalle en el apéndice IV.

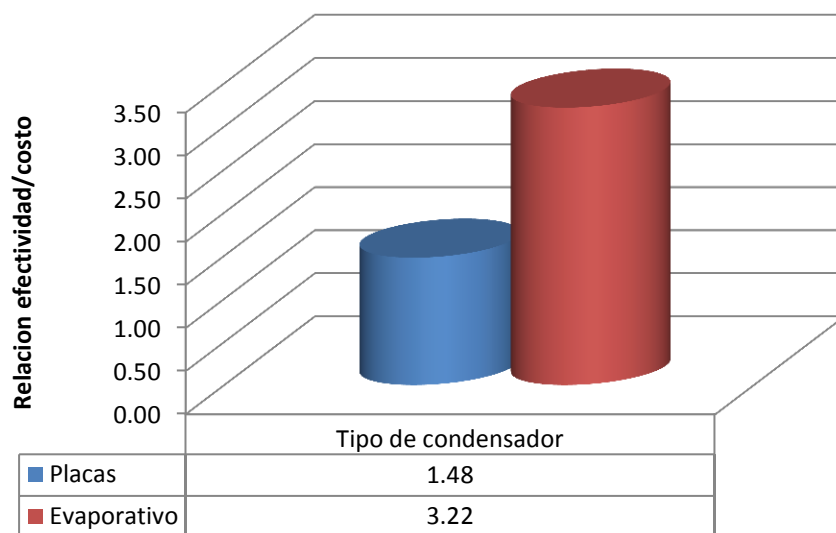


Figura 26. Relación efectividad/costo para ambos condensadores.

En el análisis efectividad/costo un valor igual o mayor a la unidad representa que el proyecto es rentable (Leland, 2000); tomando en cuenta lo anterior la figura 26 muestra que ambos sistemas de condensación son aceptables; sin embargo, el equipo que obtiene un valor más elevado es el condensador evaporativo, ya que a pesar de ser superado en el aspecto térmico y de costo de inversión, sus bajos costos de operación y mantenimiento le confieren ventaja sobre el condensador de placas, este condensador es técnicamente menos rentable en comparación al evaporativo debido principalmente a sus elevados costos de operación aunque podrían ser disminuidos; si se desea reducir el consumo de energía eléctrica en el condensador de placas es necesario realizar alguna modificación en la bomba, lo cual puede ser una reducción en la potencia o el tiempo de operación, para impactar positivamente en el consumo de energía eléctrica decreciéndolo.

## CONCLUSIONES

En el análisis térmico se evaluaron tres factores de suma importancia, el área de transferencia, el coeficiente global de transferencia de calor y el diferencial de la temperatura media logarítmica (LMTD). El condensador que se demostró ser térmicamente superior, desde el punto de vista de rechazo de calor, es el condensador de placas debido a su alto coeficiente global alrededor de los de  $900 \frac{W}{m^2K}$  y a su elevada área de transferencia con aproximadamente  $67 m^2$ . El valor que permite comparar estos dos condensadores sin necesidad de cambiar sus valores de construcción es el diferencial de la temperatura media logarítmica, al comparar los dos condensadores al mismo valor de LMTD ( $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ), el condensador evaporativo presenta valores más bajos en el rechazo de calor por debajo de las 50 T.R. en comparación al condensador de placas que se encuentra en promedio entre las 200 – 250 T.R. Para poder variar el valor del LMTD es necesario cambiar las condiciones de trabajo del equipo, es decir, el LMTD depende de la carga térmica introducida en las aplicaciones de trabajo, del estado ambiental y del lugar de instalación del equipo de condensación.

Si se desea aumentar el calor de rechazo del condensador evaporativo a un valor similar del condensador de placas, se debe igualar el área de transferencia del condensador, el LMTD y aumentar el coeficiente global de transferencia de calor para que de esta manera si no se logra igualar el calor de rechazo del condensador de placas se obtenga un balance técnico-económico, es decir, que casi se iguale la cantidad de calor rechazada y económicamente se mantenga por debajo del costo del condensador de placas.

El condensador que manifestó ser termodinámicamente más eficiente, desde el punto de vista de la cantidad de flujo de fluido de enfriamiento y el diferencial de energía que se utiliza en éste, fue el condensador evaporativo con un 42% de efectividad en promedio, debido a que se aprovecha de manera superior el diferencial de energía que puede alcanzar el fluido de enfriamiento. El condensador de placas es termodinámicamente menos eficiente, no

sobrepasando en promedio el 10% de efectividad, en comparación al evaporativo ya que tiene un elevado flujo de agua, permitiendo que disminuya la temperatura del refrigerante a la condición deseada, pero el agua no eleva su temperatura a más de 5 °C, el flujo excesivo de agua se ve reflejado en costos de operación. Si se desea aumentar la efectividad termodinámica en el condensador de placas se puede disminuir el flujo del fluido de enfriamiento mediante un programador en la bomba o implementar accesorios que limiten la salida como lo pueden ser válvulas termostáticas.

El sistema de condensación que consume mayor energía eléctrica es el condensador de placas puesto con casi 7 veces más en promedio que el condensador evaporativo, ya que en el funcionamiento del condensador de placas se ven involucradas una bomba de transporte de agua que trabaja tiempo completo y un ventilador en la torre de enfriamiento que trabaja dependiendo de la temperatura del agua, mientras que en el condensador evaporativo solo se involucra un motor de 10 HP que mueve los dos ventiladores del condensador que trabajan por medio de un programador y una motobomba de recirculación de agua dentro del equipo, que trabaja tiempo completo. Ya que el consumo de energía es mayor en el condensador de placas, sus costos tendrán la misma tendencia. En el análisis de consumo de energía eléctrica el condensador evaporativo resulta como el más conveniente puesto que su consumo de energía eléctrica es menor ya que el programador instalado en los ventiladores les confiere una característica economizadora. Si se desea reducir el consumo de energía eléctrica en el condensador de placas es necesario realizar alguna modificación en la bomba, lo cual puede ser una reducción en el caballaje o el tiempo de operación para de esta manera impactar positivamente en el consumo de energía eléctrica disminuyéndolo.

En el análisis efectividad/costo el condensador evaporativo demuestra ser el proyecto técnicamente más rentable con un valor en la relación de 3.22 contra un 1.48 en el evaporador de placas, esto si las condiciones ambientales son las apropiadas, no obstante, el condensador de placas es el proyecto de inversión más económico, tomando en cuenta que no se anexan costos de torre de enfriamiento ni bombas de transporte.

Finalmente, si se desea un proyecto más económico, instalar un condensador de placas es la opción, esto si se cuenta con un equipo que tenga la capacidad para dar servicio al intercambiador; sin embargo, esta opción presenta a largo plazo el proyecto menos rentable, por lo tanto se recomienda, si las condiciones ambientales son las apropiadas, hacer uso en la instalación frigorífica del condensador evaporativo.

**BIBLIOGRAFÍA**

- Alarcón, J. (1998). *Tratado Práctico de Refrigeración Automática*. 12ª Edición. Barcelona, España: Marcombo Boixareu Editores.
- Alcalde, P. M. (1998). *Electrotecnia*. 4ª Edición. Madrid, España: Ediciones Paraninfo.
- ALFA-LAVAL Corporate (2010). *Environmental Product Declaration: Plate Heat Exchanger*. (PCT-00129-EN-1006). Rudeboksvägen, Suecia.: Alfa Laval Corp.
- Balboa, J. (2003). *Manual de Instalaciones Frigoríficas*. 2ª Edición. Barcelona, España: Ediciones CEYSA.
- Castillo, C. (2000). *Manual de Condensador Evaporativo: Calidad Superior*. Baja California, México: SIRSA.
- Conan, J. G. (1990). *Refrigeration Industrielle*. París, Francia: Editorial EYROLLES.
- Dossat, R. J. (2009). *Principles of Refrigeration*. 2ª Edición. Houston, U.S.A: Grupo Editorial Patria.
- EVAPCO Incorporation (2009). *Engineering Bulletin: White Rust on Galvanized Steel*. (BULLETIN 36A). Westminster, U.S.A.: EVAPCO Inc.
- EVAPCO Incorporation (2010). *Operation and Maintenance Instructions*. (BULLETIN 116B). Westminster, U.S.A.: EVAPCO Inc.
- Falconer, P. & J. Drury. (1986). *Almacenaje Industrial. Proyecto y Construcción para Almacenaje y Construcción*. España: H. Blume Ediciones.
- Fernández, P. D. (2009). *Ingeniería Térmica y de Fluidos*. [Version de Redsauce Engineering Service]. Disponible en <http://libros.redsauce.net/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/15.pdf>
- Hajabdollahi, H., Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). *Thermoeconomic Optimization of a Shell and Tube Condenser Using Both Genetic Algorithm and Particle Swarm*. International Journal of Refrigeration, 34, 1066-1076

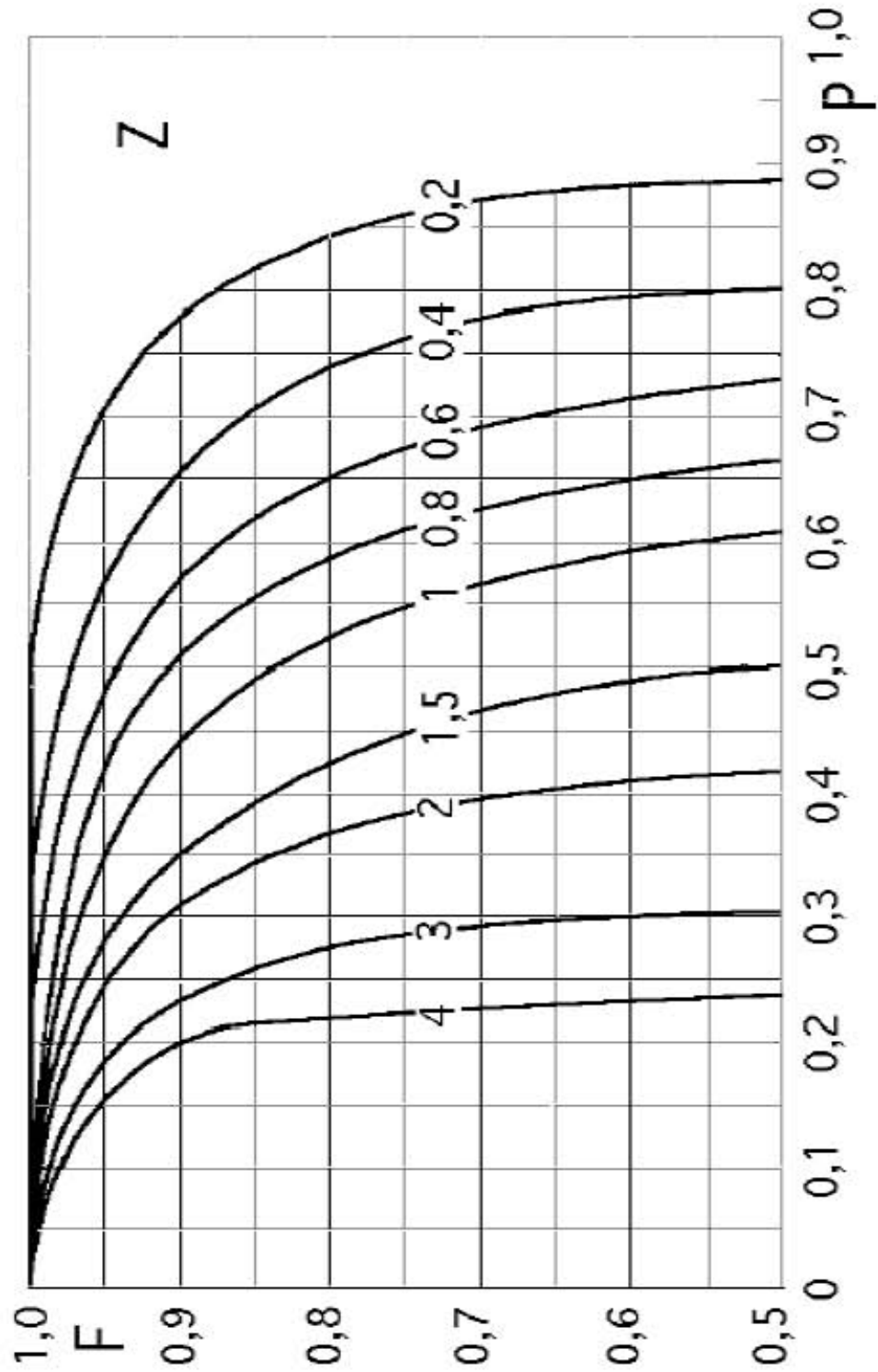
- Hernández, E. (1982). *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, D.F., México: Limusa.
- IDEA (2007). *Guía Técnica de Torres de Refrigeración*. (E-28004). Madrid, España: ATECYR Ediciones.
- Jaramillo, O. A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. Universidad Nacional Autónoma de México. Disponible en <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- Leland, B. P. (2000). *Ingeniería Económica*. 4ª Edición. Santafé de Bogotá, Colombia: McGraw-Hill.
- Maluquer, J. J. (1981). *Enciclopedia de la Técnica y de la Mecánica*. 5ª Edición. Barcelona, España: Ediciones Nauta.
- Manske, K. A., Reindl, D.T., Klein, S. A. (2001). *Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems*. International Journal of Refrigeration, 24(01), 676-691
- Metcalf, E. (2001). *Ingeniería de Aguas Residuales: Tratamiento, Vertido y Reutilización*. 3ª Edición. D.F., México: McGraw-Hill.
- Mode, Elver. (2000). *Elementos de probabilidad y estadística*. 2da edición. Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Parsons, A. R. (2000). *The 2000 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, U.S.A.: ASHRAE Special Publications.
- Pilatowsky, F. I. (2002). *Psicrometría, Métodos de Humidificación y Deshumidificación y sus Aplicaciones en el Diseño Arquitectónico*. Universidad Nacional Autónoma de México. Disponible en
- Porges, F. (1992). *Prontuario de Calefacción y Aire Acondicionado*. Madrid, España: Marcombo Boixareu Editores.



- Powell, S. T. (1999). *Acondicionamiento de Aguas para la Industria*. Nueva York, Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Rapin, P. J. (1992). *Instalaciones Frigoríficas*. 2ª Edición. España: Marcombo Boixareu Editores.
- Rigola, M. L. (1998). *Tratamiento de Aguas Industriales*. Barcelona, España: Marcombo Boixareu Editores.
- Sánchez, M. T. (1998). *Ingeniería de las Instalaciones Térmicas Agroindustriales*. Córdoba, España: Publicaciones Universidad de Córdoba.
- SPX Corporation (2009). *Manual de Instrucciones – ParaFlow: Intercambiadores de Calor de Placas*. (GPHE-MANUAL-EN 1000E-ES). Goldsboro, U.S.A.: SPX Brand.
- Stoecker, F. W. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. New York, U.S.A.: McGraw-Hill Companies.
- Torella, E. A. (1996). *La Producción de Frío*. Valencia, España: Editorial de la U.P.V.
- Warren, R. & C. Thomas. (1997). *Principios de la Refrigeración*. 2da edición. México: Editorial Diana.

# **ANEXOS**

ANEXO 1



Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un paso de tubos.

*Diagrama de la instalación frigorífica del condensador evaporativo.*

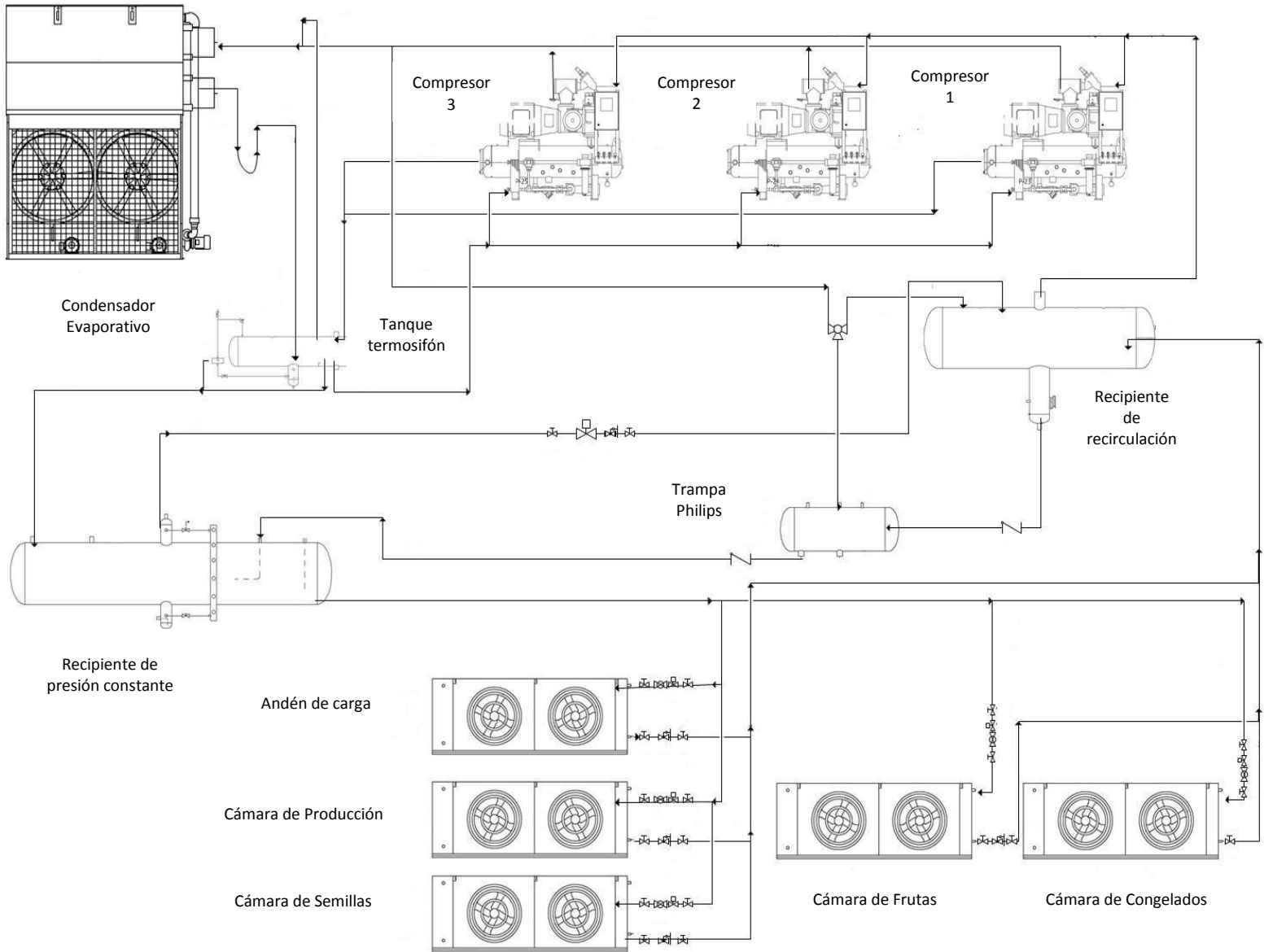
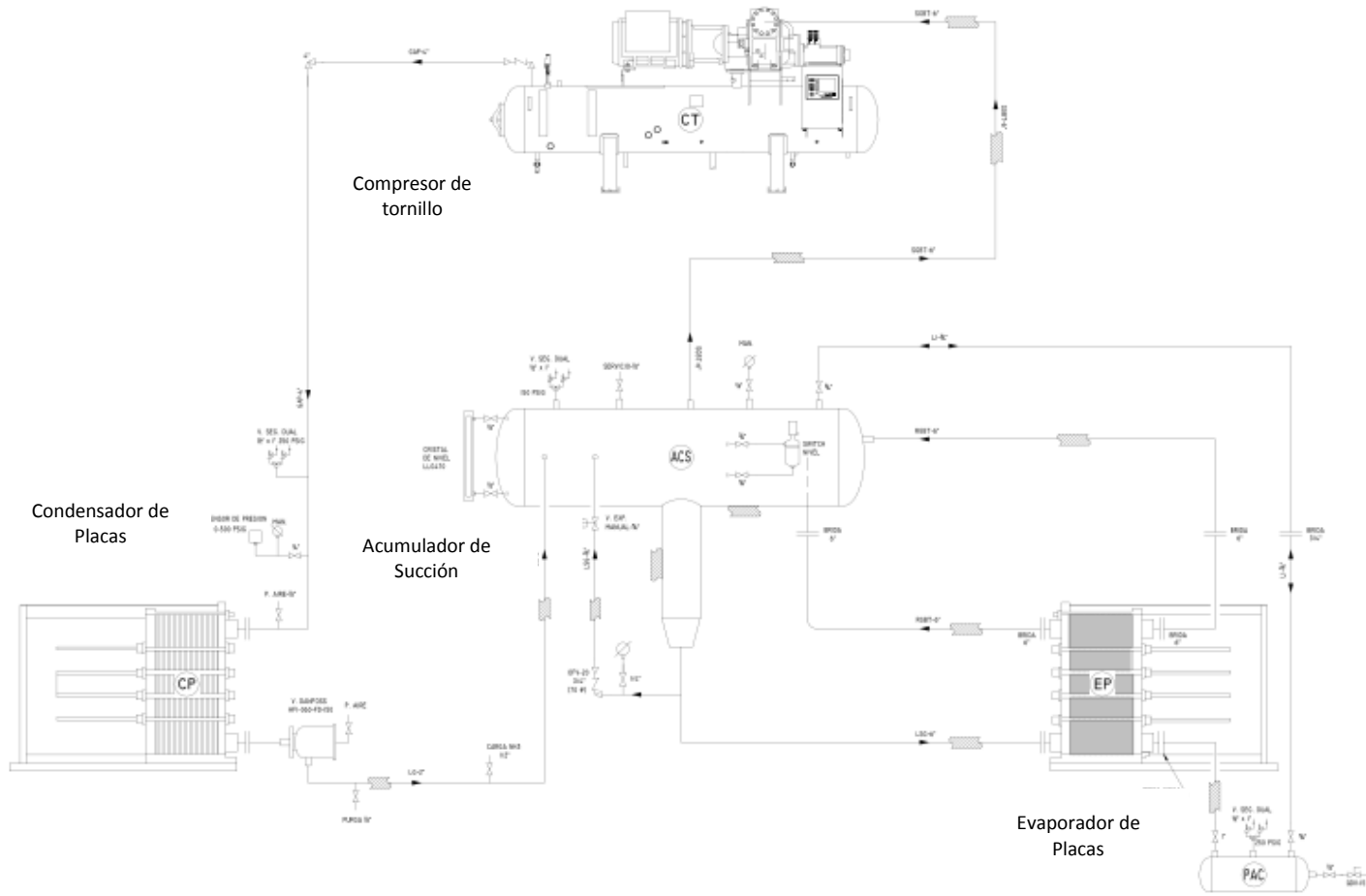


Diagrama de la instalación frigorífica del condensador de placas.



# APÉNDICES

## APÉNDICE I

### *Memoria de cálculo para el análisis térmico*

1.- En el primer bloque se midieron las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo, los valores de temperatura del refrigerante a la entrada y de salida de cada equipo, los valores de temperatura del fluido de enfriamiento en la entrada y a la salida de cada condensador. Se realizó un análisis estadístico en cada bloque de tres mediciones obtenidas por medio de las siguientes ecuaciones (Mode, 2000):

$$D.S. = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad C.V. = \frac{D.S.}{\bar{x}} \quad \text{Media} = \bar{X} = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{X_i}{n} \right]$$

Donde:

$x_i$  Valor individual de cada elemento de la población

$\bar{x}$  Media poblacional

$n$  Cantidad de elementos de la población

A continuación para ambos condensadores se muestra una imagen con un ejemplo de cada cálculo mencionado.

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	Tea (°C)	Tsa (°C)
<b>1</b>	11	8.9	25	14	8.9	16.1
	11.3	8.5	25	14	8.5	16.2
	11.3	8.5	26	14	8.5	16
<b>MEDIA</b>	<b>11.2</b>	<b>8.63333333</b>	<b>25.33333333</b>	<b>14</b>	<b>8.63333333</b>	<b>16.1</b>
<b>D.S.</b>	<b>0.173205081</b>	<b>0.23094011</b>	<b>0.57735027</b>	<b>0</b>	<b>0.23094011</b>	<b>0.1</b>
<b>C.V.</b>	<b>5.773502692</b>	<b>7.69800359</b>	<b>19.245009</b>	<b>0</b>	<b>7.69800359</b>	<b>3.33333333</b>

2.- Con los datos obtenidos se procede a calcular para cada uno de los condensadores los valores del diferencial de la temperatura media logarítmica. Para el condensador de placas donde el flujo fue en contracorriente y de un solo paso, la ecuación que permitió obtener el valor del LMTD fue (Parsons, 2000):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Mientras que para el condensador se cálculo el LMTD con la misma ecuación debido a que es flujo puede ser llamado en “contracorriente” puesto que el fluido de enfriamiento tiene un flujo ascendente mientras que el refrigerante tiene un flujo descendente, pero el valor es corregido.

$f_x = \frac{(K3-N3)-(L3-M3)}{\ln\left(\frac{K3-N3}{L3-M3}\right)}$							
H	I	J	K	L	M	N	O
Análisis termico Placas							
MEDICION	T.B.S. (K)	T.B.H. (K)	Ter (K)	Tsr (K)	Tew (K)	Tsw (K)	LMTD en contraflujo (K)
1	288.083333	283.95	340.15	292.15	289.15	292.15	16.23031921

$f_x = \frac{(K3-N3)-(L3-M3)}{\ln\left(\frac{K3-N3}{L3-M3}\right)}$									
F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
Análisis termico Evaporativo									
	MEDICION	T.B.S. (K)	T.B.H. (K)	Ter (K)	Tsr (K)	Tea (K)	Tsa (K)	LMTD	
	1	284.35	281.783333	298.483333	287.15	281.783333	289.25	7.126009993	

3.- Se corrigió el valor del diferencial de la temperatura media logarítmica para el condensador evaporativo puesto que no es del todo un flujo en contracorriente sino es un flujo cruzado sin mezcla de los dos fluidos. Para poder corregir el valor primero se determinaron los valores de efectividad del lado frio (P) y la razón de capacidad calorífica (Z) por medio de las ecuaciones siguientes (Jaramillo, 2007):

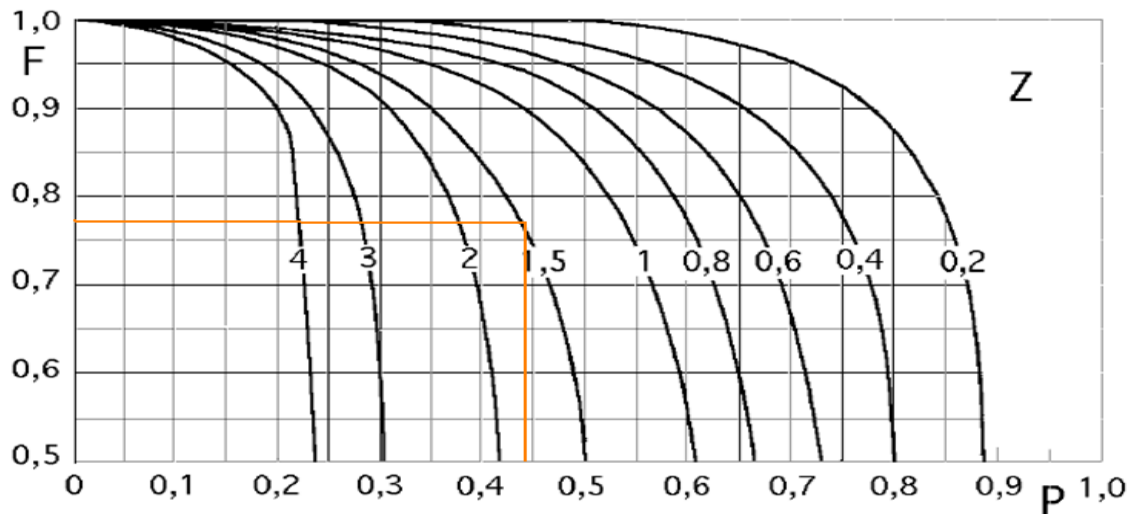
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad Z = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

En la siguiente figura se presentan los cálculos realizados para los valores mencionados.

$f_x = \frac{(N3-M3)}{(K3-M3)}$			$= \frac{(K3-L3)}{(N3-M3)}$		
N	O	P	O	P	Q
co Evaporativo			rativo		
Tsa (K)	LMTD	P	LMTD	P	R ó Z
289.25	7.126009993	0.447105788	3.25	7.126009993	1.5178571



Con los valores obtenidos se hizo uso de la gráfica de corrección de valores para flujo cruzado (F).



4.- En este paso fue necesario recopilar los valores teóricos para cada condensador del coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área de transferencia de calor (A) de cada uno de los condensadores en estudio. El valor del coeficiente global de transferencia proporcionado por la literatura no contemplaba la resistencia térmica provocada por incrustaciones en la paredes de los condensadores, por lo que se corrigió; para la corrección de coeficiente de transferencia se hizo uso de la siguiente ecuación en la que se contempla la resistencia por cualquier tipo de material ajeno al equipo (Fernández, 2009).

$$U_{cor} = \frac{1}{R_{incrus} + \frac{1}{U_{fab}}}$$

El valor de la resistencia provocada por incrustaciones para ambos condensadores es de 0.00004 (m<sup>2</sup>K/W) (Powell, 1999). En la siguiente figura se muestra el cálculo que se realizó para la corrección del coeficiente global de transferencia.

ε = (1/((1/S17)+S18))		
R	S	T
F Tablas	U (W/m2K)	A (m2)
0.77	343.864331	24.14
U fabricante	348.66 (W/m2K)	
Resistencia	0.00004 (m2K/W)	

5.- Con todos los datos obtenidos se procedió al siguiente bloque donde se calculó el calor de rechazo para cada uno de los condensadores, para el condensador de placas la razón de transferencia de calor (q) se calculó por medio de la siguiente ecuación (Parsons, 2000).

$$q = U A (LMTD)$$

Mientras que en el condensador evaporativo de flujo cruzado, la razón de transferencia de calor (q) se calculó por medio de la siguiente ecuación (Parsons, 2000).

$$q = U A (F * LMTD)$$

Para cada uno de los condensadores se muestra a continuación una figura que presenta el cálculo del calor de rechazo.

f <sub>x</sub> = \$S\$3*\$T\$3*\$O3*\$R3							
N	O	P	Q	R	S	T	U
porativo							
LMTD		P	R ó Z	F Tablas	U (W/m2K)	A (m2)	q CR. MP.(W/
	7.126009993	0.447105788	1.51785714	0.77	343.864331	24.14	45547.18555

f <sub>x</sub> = \$T\$3*\$U\$3*\$O3				
O	S	T	U	V
LMTD en contraflujo (K)		U (W/m2K)	A (m2)	q P.C. 1P(W/m2)
	16.23031921			963604.212

## APÉNDICE II

### *Memoria de cálculo para el análisis termodinámico*

1.- En el primer bloque se midieron los valores de temperatura del refrigerante a la entrada y de salida de cada equipo, los valores de temperatura del fluido de enfriamiento en la entrada y a la salida de cada condensador, finalmente la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de bulbo. Se realizó un análisis estadístico en cada bloque de tres mediciones obtenidas por medio de las siguientes ecuaciones (Mode, 2000):

$$D.S. = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \qquad C.V. = \frac{D.S.}{\bar{x}}$$

A continuación para ambos condensadores se muestra una imagen con un ejemplo de cada cálculo mencionado.

B8      fx      =(B7/3)*100						
A	B	C	D	E	F	G
MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	Tea (°C)	Tsa (°C)
1	19	15.5	26	18	15.5	19
	19.5	15.5	26	18	15.5	19.5
	19.8	15.3	27	18	15.5	19.5
MEDIA	19.43333333	15.43333333	26.33333333	18	15.5	19.33333333
D.S.	0.40414519	0.11547005	0.57735027	0	0	0.28867513
C.V.	13.4715063	3.84900179	19.245009	0	0	9.62250449

2.- En el siguiente bloque se calcularon las entalpías de los fluidos de enfriamiento en cada condensador. La entalpía del agua de enfriamiento, se determinó por medio de tablas de vapor con los datos de temperatura y presión a la entrada y salida del equipo. Los valores se obtuvieron con ayuda de tablas de vapor electrónicas por medio del programa WASP. Los valores de presión a la entrada y salida de cada condensador. A continuación se presenta una tabla con los valores de presión en cada condensador.

	Condensador de placas	Condensador evaporativo
<b>Presión de entrada (kg/cm<sup>2</sup>)</b>	3.0 gauge	1.05 abs
<b>Presión de salida (kg/cm<sup>2</sup>)</b>	1.1 gauge	1.05 abs

A continuación se presenta un ejemplo del cálculo obtenido de entalpías para el fluido de enfriamiento en ambos condensadores.

Property	Units	Liquid
Enthalpy	kJ/kg	67.430
Entropy	kJ/kg.K	0.2383
Internal Energy	kJ/kg	67.033
Density / Volume	kg/m <sup>3</sup>	996.31
Saturation Pressure	kgf/cm <sup>2</sup> gauge	-1.0147
Viscosity	Pa.s	0.001110
Heat Capacity @ Const Press	kJ/kg.K	4.2174
Thermal Conductivity	kW/m.K	5.976e-4

3.- En este bloque se calcularon las eficiencias termodinámicas para cada equipo. Para ambos condensadores la efectividad termodinámica con respecto al medio de enfriamiento se determinó con la ecuación (Manske, 2001):

$$Efectividad = \frac{(h_{H_2O,sal} - h_{H_2O,ent})}{(h_{H_2O|T_{ref,ent}} - h_{H_2O,ent})}$$

A continuación se presenta una figura con el cálculo realizado para obtener la efectividad termodinámica en ambos condensadores.

$f_x = (N3-L3)/(P3-L3)$								
I	J	K	L	M	N	O	P	Q
Análisis termodinámico								
MEDICION	TEA	hAE	TSA	hAS	TER	h agua a TRE	ε f (del fluido de enfriamiento)	
1	16.00	67.43	19.00	79.807	67	280.43	0.058107981	

### APÉNDICE III

#### *Memoria de cálculo para el análisis de consumo de energía eléctrica*

Paso	Condensador evaporativo	Condensador de placas
1	Se mide el amperaje y se obtiene la media, al no tener variación significativa se tomara el valor de 220 Volts.	
2	Mediante mediciones experimentales y con ayuda de un multímetro se determina el amperaje de los ventiladores. El valor que se emplea para el cálculo es el resultante de la media, de igual manera se obtiene la media y desviación estándar para evitar errores experimentales.	Mediante mediciones experimentales y con ayuda de un multímetro se determina el amperaje de la bomba además de los ventiladores empleados en la torre de enfriamiento. El valor que se emplea para el cálculo es el resultante de la media de igual manera se obtiene la media y desviación estándar para evitar errores experimentales.

MEDICION DEL MOTOR	Voltaje (V)	Amperaje (Am)
1		
<b>MEDIA</b>		
<b>C.V.</b>		
<b>D.S.</b>		

3	Se cronometro el tiempo que trabajan los ventiladores y de igual manera se trabajó con la media de las mediciones experimentales.	Se cronometro el tiempo que trabajan tanto la bomba como los ventiladores y de igual manera se trabajó con la media de las mediciones experimentales.
4	Una vez obtenidas las medias del valor del voltaje e intensidad para ambos equipos se emplea la siguiente expresión (Alcalde, 1998): $P_o = V * I$	
5	Una vez obtenido el valor de la potencia y previamente el tiempo de operación de cada uno de los motores que emplea cada equipo de condensación obtenemos el consumo de energía mediante: $E_c = P_o * t$	
6	Finalmente se obtiene el costo multiplicando la energía consumida por \$ 0.38 kWh $Costo = E_c \left( \frac{\$0.38}{kWh} \right)$	



<b>Costos de mantenimiento de condensador evaporativo</b>			<b>Costo neto anual</b>
Bandas de tipo B118	\$ 680	2 por año	\$ 1 360
Rodamiento de motores	\$ 350	2 por año	\$ 700
Grasa	\$ 1 050	1 año	\$ 1 050
Costo total de mantenimiento anual			<b>\$ 3 110</b>

<b>Costos de mantenimiento de condensador de placas</b>			<b>Costo neto anual</b>
Mantenimiento	\$ 14 524.44	1 al año	\$ 14 524.44
Torre de enfriamiento	\$ 1 820.00	0.5 al año	\$ 910.00
Costo total de mantenimiento anual			<b>\$ 15 434.44</b>

<b>Costos de operación de condensador evaporativo</b>			<b>Costo neto anual</b>
Agua suavizada (m <sup>3</sup> )	\$ 14.50	251.52 (m <sup>3</sup> /año)	\$ 3 647.04
Consumo de energía eléctrica	\$ 3 981.58	1 año	\$ 19 1115.84
Costo total de operación anual			<b>\$ 19 4762.88</b>

<b>Costos de operación de condensador de placas</b>			<b>Costo neto anual</b>
Agua suavizada (m <sup>3</sup> )	\$ 14.50	2400 (m <sup>3</sup> /año)	\$ 34 800.00
Consumo de energía eléctrica	\$ 28 321.17	1 año	\$ 1 359 416.16
Costo total de operación anual			<b>\$ 1 394 216.16</b>

3.- En este paso se trasladaron tanto los calores de rechazo evaluados a un mismo diferencial de temperatura media logarítmica, así como las efectividades termodinámicas, los costos de inversión, mantenimiento y operación a valores porcentuales, es decir, se sumaron cada una de las variables de los dos condensadores y se tomaron como el 100%. Las siguientes figuras presentan los cálculos realizados para trasladar los valores a porcentaje.

Porcentaje termico		
% Calor de rechazo evaporativo	% Calor de rechazo placas	% Calor de rechazo total
10.83	89.17	100
q (W) evaporativo	q (W) placas	q (W) total
72074.9	593706.26	665781.16
Porcentaje de efectividad termodinamica		
% efectividad termodinámica evaporativo	% efectividad termodinámica placas	% efectividad termodinámica total
85.83	14.17	100
Efectividad termodinámica evaporativo	Efectividad termodinámica placas	Efectividad termodinámica total
42.00	6.94	48.94

Los mismos cálculos fueron realizados para los costos de mantenimiento, operación, y de inversión inicial.

4.- Una vez obtenido lo anterior se efectuó la sumatoria de los beneficios en valores porcentuales, los costos generados de operación y mantenimiento de cada sistema de condensación, para poder adecuar la ecuación general del análisis costo/beneficio a una relación que involucre la efectividad/costo (Leland, 2000) como se muestra a continuación.

$$E/C = \frac{(E_T + E_{TD})}{I_{VA} + C_{M\&O}}$$



## APÉNDICE V

*Tablas de datos recabados de trabajo en campo.*

Condensador evaporativo.

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	19.0	15.5	26.0	18.0	15.5	19.0
	19.5	15.5	26.0	18.0	15.5	19.5
	19.8	15.3	27.0	18.0	15.5	19.5
MEDIA	19.4	15.4	26.3	18.0	15.5	19.3
D.S.	0.4	0.1	0.5	0.0	0.0	0.2
C.V.	13.4	3.8	19.2	0.0	0.0	9.6
2	19.5	13.5	27.0	17.0	13.5	18.8
	19.5	13.5	27.0	17.0	13.5	19.0
	19.7	13.8	26.0	17.0	13.8	19.0
MEDIA	19.5	13.6	26.6	17.0	13.6	18.9
D.S.	0.1	0.1	0.5	0.0	0.1	0.1
C.V.	3.8	5.7	19.2	0.0	5.7	3.8
3	20.0	13.8	29.0	18.0	13.8	19.0
	19.5	14.0	29.0	17.0	14.0	19.0
	20.0	14.0	29.0	17.0	14.0	18.5
MEDIA	19.8	13.9	29.0	17.3	13.9	18.8
D.S.	0.2	0.1	0.0	0.5	0.1	0.2
C.V.	9.6	3.8	0.0	19.2	3.8	9.6
4	20.5	14.0	31.0	17.0	14.0	19.5
	20.7	13.9	30.0	17.0	13.9	19.3
	21.0	14.0	31.0	17.0	14.0	20.0
MEDIA	20.7	13.9	30.7	17.0	14.0	19.6
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.1	0.4
C.V.	8.3	1.9	19.2	0.0	1.9	12.0
5	22.0	14.5	33.0	17.0	14.5	19.0
	22.5	14.5	31.0	18.0	14.5	19.5
	22.0	14.3	32.0	17.0	14.3	19.0
MEDIA	22.2	14.4	32.0	17.3	14.4	19.2
D.S.	0.3	0.1	1.0	0.6	0.1	0.3
C.V.	9.6	3.8	33.3	19.2	3.8	9.6
6	23.5	15.0	30.0	16.0	15.0	20.0

	24.0	15.5	29.0	16.0	15.5	20.0
	23.5	15.0	30.0	16.0	15.0	20.0
MEDIA	23.7	15.2	29.7	16.0	15.2	20.0
D.S.	0.3	0.3	0.6	0.0	0.3	0.0
C.V.	9.6	9.6	19.2	0.0	9.6	0.0
7	23.9	15.0	26.0	15.0	15.0	20.0
	23.5	14.5	26.0	15.0	14.5	19.0
	23.8	14.4	26.0	15.0	14.0	18.5
MEDIA	23.7	14.6	26.0	15.0	14.5	19.2
D.S.	0.2	0.3	0.0	0.0	0.5	0.8
C.V.	6.9	10.7	0.0	0.0	16.7	25.5
8	22.0	14.8	26.0	16.0	14.8	19.0
	22.0	15.0	26.0	16.0	15.0	19.0
	22.0	14.9	27.0	16.0	14.9	19.0
MEDIA	22.0	14.9	26.3	16.0	14.9	19.0
D.S.	0.0	0.1	0.6	0.0	0.1	0.0
C.V.	0.0	3.3	19.2	0.0	3.3	0.0
9	22.0	14.5	26.0	16.0	14.5	19.5
	21.8	14.3	26.0	16.0	14.3	19.2
	21.8	14.2	26.0	16.0	14.2	19.0
MEDIA	21.9	14.3	26.0	16.0	14.3	19.2
D.S.	0.1	0.2	0.0	0.0	0.2	0.3
C.V.	3.8	5.1	0.0	0.0	5.1	8.4
10	21.8	14.2	26.0	16.0	14.2	19.5
	21.9	14.0	26.0	16.0	14.0	18.7
	21.9	14.1	26.0	16.0	14.1	19.0
MEDIA	21.9	14.1	26.0	16.0	14.1	19.1
D.S.	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1	0.4
C.V.	1.9	3.3	0.0	0.0	3.3	13.5

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	15.5	12.1	25.0	15.0	12.1	15.0
	16.0	12.5	24.0	15.0	12.5	15.0
	15.5	12.0	24.0	15.0	12.0	15.5
MEDIA	15.7	12.2	24.3	15.0	12.2	15.2
D.S.	0.3	0.3	0.6	0.0	0.3	0.3
C.V.	9.6	8.8	19.2	0.0	8.8	9.6
2	15.5	13.1	25.0	18.0	13.1	18.0

	15.7	13.5	25.0	18.0	13.5	18.0
	15.6	13.3	24.0	18.0	13.1	18.0
MEDIA	15.6	13.3	24.7	18.0	13.2	18.0
D.S.	0.1	0.2	0.6	0.0	0.2	0.0
C.V.	3.3	6.7	19.2	0.0	7.7	0.0
3	17.0	12.5	25.0	17.0	12.5	19.0
	16.8	12.3	26.0	17.0	12.3	19.0
	17.0	12.4	26.0	17.0	12.4	20.0
MEDIA	16.9	12.4	25.7	17.0	12.4	19.3
D.S.	0.1	0.1	0.6	0.0	0.1	0.6
C.V.	3.8	3.3	19.2	0.0	3.3	19.2
4	17.5	13.5	36.0	29.0	13.5	21.0
	17.5	13.4	36.0	29.0	13.4	25.0
	17.6	13.4	36.0	29.0	13.4	25.0
MEDIA	17.5	13.4	36.0	29.0	13.4	23.7
D.S.	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1	2.3
C.V.	1.9	1.9	0.0	0.0	1.9	77.0
5	19.0	13.5	29.0	23.0	13.5	23.0
	18.5	13.0	29.0	23.0	13.0	23.0
	18.0	13.7	29.0	22.0	13.7	23.5
MEDIA	18.5	13.4	29.0	22.7	13.4	23.2
D.S.	0.5	0.4	0.0	0.6	0.4	0.3
C.V.	16.7	12.0	0.0	19.2	12.0	9.6
6	18.0	14.0	25.0	15.0	14.0	16.0
	18.0	14.2	25.0	15.0	14.2	16.5
	18.5	14.5	25.0	15.0	14.5	17.5
MEDIA	18.2	14.2	25.0	15.0	14.2	16.7
D.S.	0.3	0.3	0.0	0.0	0.3	0.8
C.V.	9.6	8.4	0.0	0.0	8.4	25.5
7	19.5	14.3	24.0	15.0	14.3	17.0
	19.5	14.5	24.0	15.0	14.5	17.1
	19.7	14.0	23.0	15.0	14.0	17.0
MEDIA	19.6	14.3	23.7	15.0	14.3	17.0
D.S.	0.1	0.3	0.6	0.0	0.3	0.1
C.V.	3.8	8.4	19.2	0.0	8.4	1.9
8	19.0	13.5	22.0	13.0	13.5	17.0
	18.8	12.5	23.0	13.0	12.5	16.8
	19.0	12.5	22.0	13.0	12.5	16.9
MEDIA	18.9	12.8	22.3	13.0	12.8	16.9

D.S.	0.1	0.6	0.6	0.0	0.6	0.1
C.V.	3.8	19.2	19.2	0.0	19.2	3.3
9	19.2	13.2	22.0	14.0	13.2	17.0
	19.8	13.5	22.0	13.5	13.5	16.5
	19.0	13.0	22.0	14.0	13.0	17.0
MEDIA	19.3	13.2	22.0	13.8	13.2	16.8
D.S.	0.4	0.3	0.0	0.3	0.3	0.3
C.V.	13.9	8.4	0.0	9.6	8.4	9.6
10	18.5	12.9	24.0	15.0	12.9	17.1
	19.1	13.1	24.0	15.0	13.1	16.9
	19.5	13.4	23.0	14.0	13.4	17.0
MEDIA	19.0	13.1	23.7	14.7	13.1	17.0
D.S.	0.5	0.3	0.6	0.6	0.3	0.1
C.V.	16.8	8.4	19.2	19.2	8.4	3.3
	18.5	13.4	22.0	15.0	13.4	16.9
11	18.1	13.5	23.0	14.0	13.5	17.0
	19.3	13.6	24.0	16.0	13.6	17.0
MEDIA	18.6	13.5	23.0	15.0	13.5	17.0
D.S.	0.6	0.1	1.0	1.0	0.1	0.1
C.V.	20.4	3.3	33.3	33.3	3.3	1.9

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	14.5	11.5	28.0	16.0	11.5	16.5
	15.5	11.5	28.0	16.0	11.5	17.0
	14.5	11.0	27.0	16.0	11.0	16.7
MEDIA	14.8	11.3	27.7	16.0	11.3	16.7
D.S.	0.6	0.3	0.6	0.0	0.3	0.3
C.V.	19.2	9.6	19.2	0.0	9.6	8.4
2	14.5	11.3	26.0	16.0	11.3	16.0
	15.5	11.5	26.0	16.0	11.5	16.0
	15.0	11.5	26.0	16.0	11.8	15.5
MEDIA	15.0	11.4	26.0	16.0	11.5	15.8
D.S.	0.5	0.1	0.0	0.0	0.3	0.3
C.V.	16.7	3.8	0.0	0.0	8.4	9.6
3	16.0	11.7	24.0	14.0	11.7	17.0
	15.8	11.5	24.0	14.0	11.5	17.0
	15.9	11.4	25.0	14.0	11.4	17.0
MEDIA	15.9	11.5	24.3	14.0	11.5	17.0

D.S.	0.1	0.2	0.6	0.0	0.2	0.0
C.V.	3.3	5.1	19.2	0.0	5.1	0.0
4	14.0	11.8	24.0	17.0	11.8	17.0
	14.1	11.0	24.0	17.0	11.0	17.1
	14.0	11.8	24.0	17.0	11.8	17.1
MEDIA	14.0	11.5	24.0	17.0	11.5	17.1
D.S.	0.1	0.5	0.0	0.0	0.5	0.1
C.V.	1.9	15.4	0.0	0.0	15.4	1.9
5	12.5	9.6	27.0	16.0	9.6	16.5
	12.4	9.5	27.0	16.0	9.5	16.4
	12.4	9.4	27.0	17.0	9.4	16.5
MEDIA	12.4	9.5	27.0	16.3	9.5	16.5
D.S.	0.1	0.1	0.0	0.6	0.1	0.1
C.V.	1.9	3.3	0.0	19.2	3.3	1.9
6	13.1	9.8	22.0	10.0	9.8	17.0
	13.9	9.9	21.0	11.0	9.9	17.2
	14.0	9.9	22.0	10.0	9.9	16.8
MEDIA	13.7	9.9	21.7	10.3	9.9	17.0
D.S.	0.5	0.1	0.6	0.6	0.1	0.2
C.V.	16.4	1.9	19.2	19.2	1.9	6.7
7	15.7	10.9	24.0	15.0	10.9	17.5
	15.5	11.0	24.0	14.0	11.0	17.8
	14.9	10.5	23.0	14.0	10.5	18.0
MEDIA	15.4	10.8	23.7	14.3	10.8	17.8
D.S.	0.4	0.3	0.6	0.6	0.3	0.3
C.V.	13.9	8.8	19.2	19.2	8.8	8.4
8	14.1	10.3	25.0	14.0	10.3	17.0
	14.0	10.5	24.0	14.0	10.5	17.1
	14.4	10.5	24.0	14.0	10.5	17.2
MEDIA	14.2	10.4	24.3	14.0	10.4	17.1
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.1	0.1
C.V.	6.9	3.8	19.2	0.0	3.8	3.3
9	15.0	11.0	23.0	13.0	11.0	16.5
	15.2	11.0	23.0	14.0	11.0	16.5
	15.3	10.9	23.0	13.0	10.9	16.7
MEDIA	15.2	11.0	23.0	13.3	11.0	16.6
D.S.	0.2	0.1	0.0	0.6	0.1	0.1
C.V.	5.1	1.9	0.0	19.2	1.9	3.8
10	14.5	10.9	18.0	12.0	10.9	17.0

	14.4	10.8	19.0	12.0	10.8	18.0
	14.7	10.9	18.0	12.0	10.9	18.0
MEDIA	14.5	10.9	18.3	12.0	10.9	17.7
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.1	0.6
C.V.	5.1	1.9	19.2	0.0	1.9	19.2

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	11.0	8.9	25.0	14.0	8.9	16.1
	11.3	8.5	25.0	14.0	8.5	16.2
	11.3	8.5	26.0	14.0	8.5	16.0
MEDIA	11.2	8.6	25.3	14.0	8.6	16.1
D.S.	0.2	0.2	0.6	0.0	0.2	0.1
C.V.	5.8	7.7	19.2	0.0	7.7	3.3
2	13.0	9.9	39.0	16.0	9.9	16.5
	13.0	9.9	38.0	16.0	9.9	16.6
	13.0	9.9	39.0	16.0	9.9	16.6
MEDIA	13.0	9.9	38.7	16.0	9.9	16.6
D.S.	0.0	0.0	0.6	0.0	0.0	0.1
C.V.	0.0	0.0	19.2	0.0	0.0	1.9
3	13.5	9.4	31.0	14.0	9.4	16.2
	13.4	9.5	32.0	15.0	9.5	16.2
	13.4	9.3	33.0	15.0	9.3	16.5
MEDIA	13.4	9.4	32.0	14.7	9.4	16.3
D.S.	0.1	0.1	1.0	0.6	0.1	0.2
C.V.	1.9	3.3	33.3	19.2	3.3	5.8
4	14.5	9.7	26.0	16.0	9.7	17.0
	15.0	9.9	26.0	15.0	9.9	17.5
	15.0	10.0	26.0	15.0	10.0	17.5
MEDIA	14.8	9.9	26.0	15.3	9.9	17.3
D.S.	0.3	0.2	0.0	0.6	0.2	0.3
C.V.	9.6	5.1	0.0	19.2	5.1	9.6
5	14.5	10.0	21.0	11.0	10.0	17.0
	14.9	10.2	22.0	11.0	10.2	17.5
	14.9	10.1	22.0	12.0	10.1	17.3
MEDIA	14.8	10.1	21.7	11.3	10.1	17.3
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.6	0.1	0.3
C.V.	7.7	3.3	19.2	19.2	3.3	8.4
6	16.0	10.9	24.0	14.0	10.9	16.5

	16.1	11.0	24.0	14.0	11.0	17.0
	16.5	11.0	24.0	14.0	11.0	16.5
MEDIA	16.2	11.0	24.0	14.0	11.0	16.7
D.S.	0.3	0.1	0.0	0.0	0.1	0.3
C.V.	8.8	1.9	0.0	0.0	1.9	9.6
7	17.3	11.4	26.0	16.0	11.4	16.5
	17.0	11.5	27.0	17.0	11.5	17.0
	16.8	11.5	28.0	17.0	11.5	16.9
MEDIA	17.0	11.5	27.0	16.7	11.5	16.8
D.S.	0.3	0.1	1.0	0.6	0.1	0.3
C.V.	8.4	1.9	33.3	19.2	1.9	8.8
8	17.2	12.0	27.0	18.0	12.0	17.5
	17.0	11.9	26.0	17.0	11.9	17.5
	17.2	11.7	27.0	18.0	11.7	17.3
MEDIA	17.1	11.9	26.7	17.7	11.9	17.4
D.S.	0.1	0.2	0.6	0.6	0.2	0.1
C.V.	3.8	5.1	19.2	19.2	5.1	3.8
9	18.5	13.4	24.0	16.0	13.4	17.0
	18.0	13.1	25.0	17.0	13.1	17.4
	17.9	13.8	25.0	17.0	12.8	17.5
MEDIA	18.1	13.4	24.7	16.7	13.1	17.3
D.S.	0.3	0.4	0.6	0.6	0.3	0.3
C.V.	10.7	11.7	19.2	19.2	10.0	8.8
10	18.0	12.5	27.0	17.0	12.5	19.0
	18.5	12.4	26.0	17.0	12.4	19.4
	18.0	12.1	26.0	16.0	12.1	18.5
MEDIA	18.2	12.3	26.3	16.7	12.3	19.0
D.S.	0.3	0.2	0.6	0.6	0.2	0.5
C.V.	9.6	6.9	19.2	19.2	6.9	15.0

Condensador de placas

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	19.2	13.5	69.0	18.0	15.5	20.0
	18.5	12.5	69.0	16.0	15.5	20.0
	18.7	12.4	68.0	17.0	15.5	20.0
MEDIA	18.8	12.8	68.7	17.0	15.5	20.0
D.S.	0.4	0.6	0.6	1.0	0.0	0.0
C.V.	12.0	20.3	19.2	33.3	0.0	0.0

2	19.0	12.5	70.0	20.0	14.5	19.0
	19.3	12.9	69.0	19.0	14.5	19.0
	19.7	13.3	69.0	19.0	14.5	19.0
MEDIA	19.3	12.9	69.3	19.3	14.5	19.0
D.S.	0.4	0.4	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	11.7	13.3	19.2	19.2	0.0	0.0
3	21.5	13.5	71.0	18.0	15.5	19.0
	21.5	13.4	71.0	18.0	15.5	19.0
	21.5	13.5	71.0	19.0	15.5	19.0
MEDIA	21.5	13.5	71.0	18.3	15.5	19.0
D.S.	0.0	0.1	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	0.0	1.9	0.0	19.2	0.0	0.0
4	22.0	14.5	63.0	19.0	18.0	21.0
	20.5	13.0	62.0	19.0	18.0	21.0
	21.5	13.0	63.0	19.0	18.0	21.0
MEDIA	21.3	13.5	62.7	19.0	18.0	21.0
D.S.	0.8	0.9	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	25.5	28.9	19.2	0.0	0.0	0.0
5	22.5	13.6	63.0	20.0	18.5	20.5
	22.7	13.7	63.0	21.0	18.5	20.5
	21.0	13.0	63.0	20.0	18.5	20.5
MEDIA	22.1	13.4	63.0	20.3	18.5	20.5
D.S.	0.9	0.4	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	31.0	12.6	0.0	19.2	0.0	0.0
6	22.2	13.0	65.0	21.0	18.0	20.5
	22.3	13.3	64.0	21.0	18.0	20.5
	22.2	13.2	64.0	22.0	18.0	20.5
MEDIA	22.2	13.2	64.3	21.3	18.0	20.5
D.S.	0.1	0.2	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	1.9	5.1	19.2	19.2	0.0	0.0
7	22.9	13.2	63.0	20.0	17.5	20.0
	23.0	13.7	61.0	19.0	17.5	20.0
	22.9	13.6	62.0	19.0	17.5	20.0
MEDIA	22.9	13.5	62.0	19.3	17.5	20.0
D.S.	0.1	0.3	1.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	1.9	8.8	33.3	19.2	0.0	0.0
8	23.5	13.5	58.0	18.5	13.0	20.0
	23.8	13.6	58.0	18.5	13.0	20.0
	24.9	14.2	58.0	18.5	12.0	20.0



MEDIA	24.1	13.8	58.0	18.5	12.7	20.0
D.S.	0.7	0.4	0.0	0.0	0.6	0.0
C.V.	24.6	12.6	0.0	0.0	19.2	0.0
9	24.9	14.0	41.0	17.5	14.0	20.0
	24.5	13.9	41.0	17.5	14.0	20.0
	24.5	13.5	41.0	17.5	14.0	20.0
MEDIA	24.6	13.8	41.0	17.5	14.0	20.0
D.S.	0.2	0.3	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	7.7	8.8	0.0	0.0	0.0	0.0
10	24.9	14.0	56.0	20.0	16.5	18.0
	24.5	13.9	55.0	19.0	16.5	18.0
	24.5	13.5	56.0	19.0	16.5	18.0
MEDIA	24.6	13.8	55.7	19.3	16.5	18.0
D.S.	0.2	0.3	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	7.7	8.8	19.2	19.2	0.0	0.0
	24.5	13.0	68.0	19.0	14.0	16.5
11	25.0	13.5	68.0	17.0	14.0	16.5
	25.0	13.6	68.0	17.0	14.0	16.5
MEDIA	24.8	13.4	68.0	17.7	14.0	16.5
D.S.	0.3	0.3	0.0	1.2	0.0	0.0
C.V.	9.6	10.7	0.0	38.5	0.0	0.0

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	15.5	10.6	65.0	18.0	14.0	18.5
	15.3	10.6	66.0	18.0	14.0	18.5
	15.3	10.5	67.0	19.0	14.0	18.5
MEDIA	15.4	10.6	66.0	18.3	14.0	18.5
D.S.	0.1	0.1	1.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	3.8	1.9	33.3	19.2	0.0	0.0
2	16.7	11.5	62.0	18.0	15.0	17.0
	16.6	11.5	63.0	18.0	15.0	17.0
	16.8	11.5	62.0	18.0	15.0	17.0
MEDIA	16.7	11.5	62.3	18.0	15.0	17.0
D.S.	0.1	0.0	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	3.3	0.0	19.2	0.0	0.0	0.0
3	18.1	12.3	65.0	18.0	16.5	19.0
	18.3	12.5	65.0	18.0	16.5	19.0

	18.8	12.9	66.0	17.0	16.5	19.0
MEDIA	18.4	12.6	65.3	17.7	16.5	19.0
D.S.	0.4	0.3	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	12.0	10.2	19.2	19.2	0.0	0.0
4	19.7	12.7	66.0	18.0	16.5	20.5
	19.5	12.8	67.0	19.0	16.5	20.5
	19.4	12.8	67.0	18.0	16.5	20.5
MEDIA	19.5	12.8	66.7	18.3	16.5	20.5
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	5.1	1.9	19.2	19.2	0.0	0.0
5	18.5	12.5	62.0	20.0	18.0	20.0
	19.2	12.5	63.0	21.0	18.0	20.0
	19.9	12.7	63.0	21.0	18.0	20.0
MEDIA	19.2	12.6	62.7	20.7	18.0	20.0
D.S.	0.7	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	23.3	3.8	19.2	19.2	0.0	0.0
6	21.6	13.1	61.0	20.0	19.0	21.5
	21.3	12.9	60.0	20.0	19.0	21.5
	22.0	13.4	61.0	20.0	19.0	21.5
MEDIA	21.6	13.1	60.7	20.0	19.0	21.5
D.S.	0.4	0.3	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	11.7	8.4	19.2	0.0	0.0	0.0
7	25.7	14.2	58.0	20.0	15.0	18.5
	23.3	14.0	58.0	20.0	15.0	18.5
	23.1	14.0	57.0	19.0	15.0	18.5
MEDIA	24.0	14.1	57.7	19.7	15.0	18.5
D.S.	1.4	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	48.2	3.8	19.2	19.2	0.0	0.0
8	23.3	13.1	65.0	18.0	14.5	18.0
	23.3	13.0	64.0	17.0	14.5	18.0
	23.2	13.2	64.0	18.0	14.5	18.0
MEDIA	23.3	13.1	64.3	17.7	14.5	18.0
D.S.	0.1	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	1.9	3.3	19.2	19.2	0.0	0.0
9	22.0	12.6	65.0	20.0	15.0	18.5
	21.9	12.6	64.0	20.0	15.0	18.5
	22.9	12.9	64.0	20.0	15.0	18.5
MEDIA	22.3	12.7	64.3	20.0	15.0	18.5
D.S.	0.6	0.2	0.6	0.0	0.0	0.0

C.V.	18.4	5.8	19.2	0.0	0.0	0.0
10	23.2	12.8	63.0	19.0	15.0	18.5
	22.7	12.5	63.0	19.0	15.0	18.5
	23.0	12.5	63.0	18.0	15.0	18.5
MEDIA	23.0	12.6	63.0	18.7	15.0	18.5
D.S.	0.3	0.2	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	8.4	5.8	0.0	19.2	0.0	0.0

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	16.9	11.0	65.0	18.0	17.0	20.0
	16.7	11.1	65.0	19.0	17.0	20.0
	16.4	10.9	65.0	19.0	17.0	20.0
MEDIA	16.7	11.0	65.0	18.7	17.0	20.0
D.S.	0.3	0.1	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	8.4	3.3	0.0	19.2	0.0	0.0
2	17.3	11.5	68.0	18.0	16.0	20.5
	17.1	11.3	68.0	18.0	16.0	20.5
	17.7	11.5	68.0	18.0	16.0	20.5
MEDIA	17.4	11.4	68.0	18.0	16.0	20.5
D.S.	0.3	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	10.2	3.8	0.0	0.0	0.0	0.0
3	19.5	12.7	67.0	17.0	15.0	19.5
	19.6	12.6	67.0	17.0	15.0	19.5
	19.6	12.7	67.0	17.0	15.0	19.5
MEDIA	19.6	12.7	67.0	17.0	15.0	19.5
D.S.	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	1.9	1.9	0.0	0.0	0.0	0.0
4	19.8	12.5	67.0	18.0	15.5	20.5
	19.9	12.5	67.0	18.0	15.5	20.5
	20.1	12.6	68.0	18.0	15.5	20.5
MEDIA	19.9	12.5	67.3	18.0	15.5	20.5
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	5.1	1.9	19.2	0.0	0.0	0.0
5	20.9	12.8	66.0	20.0	16.5	21.0
	20.5	12.9	66.0	19.0	16.5	21.0
	20.3	12.5	66.0	19.0	16.5	21.0
MEDIA	20.6	12.7	66.0	19.3	16.5	21.0
D.S.	0.3	0.2	0.0	0.6	0.0	0.0

C.V.	10.2	6.9	0.0	19.2	0.0	0.0
6	22.2	12.9	65.0	19.0	16.5	20.5
	21.8	12.8	65.0	19.0	16.5	20.5
	21.7	12.6	64.0	19.0	16.5	20.5
MEDIA	21.9	12.8	64.7	19.0	16.5	20.5
D.S.	0.3	0.2	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	8.8	5.1	19.2	0.0	0.0	0.0
7	21.8	12.3	63.0	21.0	18.0	21.5
	23.5	13.2	63.0	21.0	18.0	21.5
	23.4	13.5	63.0	21.0	18.0	21.5
MEDIA	22.9	13.0	63.0	21.0	18.0	21.5
D.S.	1.0	0.6	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	31.8	20.8	0.0	0.0	0.0	0.0
8	23.3	12.7	63.0	22.0	18.0	22.0
	23.8	13.0	63.0	22.0	18.0	22.0
	23.7	13.1	63.0	21.0	18.0	22.0
MEDIA	23.6	12.9	63.0	21.7	18.0	22.0
D.S.	0.3	0.2	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	8.8	6.9	0.0	19.2	0.0	0.0
9	25.5	13.8	65.0	20.0	17.0	20.0
	24.5	13.5	65.0	20.0	17.0	20.0
	24.5	13.3	65.0	20.0	17.0	20.0
MEDIA	24.8	13.5	65.0	20.0	17.0	20.0
D.S.	0.6	0.3	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	19.2	8.4	0.0	0.0	0.0	0.0
10	23.7	12.0	63.0	21.0	18.0	21.0
	24.3	12.2	63.0	22.0	18.0	21.0
	24.5	12.2	63.0	22.0	18.0	21.0
MEDIA	24.2	12.1	63.0	21.7	18.0	21.0
D.S.	0.4	0.1	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	13.9	3.8	0.0	19.2	0.0	0.0

MEDICIÓN	T.B.S. (°C)	T.B.H. (°C)	Ter (°C)	Tsr (°C)	T EFE (°C)	T SFE (°C)
1	15.5	11.7	67.0	19.0	16.0	19.0
	14.5	10.5	67.0	19.0	16.0	19.0
	14.8	10.2	67.0	19.0	16.0	19.0
MEDIA	14.9	10.8	67.0	19.0	16.0	19.0
D.S.	0.5	0.8	0.0	0.0	0.0	0.0

C.V.	17.1	26.5	0.0	0.0	0.0	0.0
2	15.3	9.7	66.0	18.0	16.0	18.5
	15.5	10.0	67.0	19.0	16.0	18.5
	15.2	9.9	67.0	18.0	16.0	18.5
MEDIA	15.3	9.9	66.7	18.3	16.0	18.5
D.S.	0.2	0.2	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	5.1	5.1	19.2	19.2	0.0	0.0
3	15.8	10.5	69.0	19.0	16.5	21.0
	15.5	10.4	68.0	19.0	16.5	21.0
	15.6	10.4	68.0	19.0	16.5	21.0
MEDIA	15.6	10.4	68.3	19.0	16.5	21.0
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	5.1	1.9	19.2	0.0	0.0	0.0
4	15.6	10.6	67.0	19.0	16.0	20.5
	16.5	10.6	66.0	20.0	16.0	20.5
	16.8	10.5	66.0	19.0	16.0	20.5
MEDIA	16.3	10.6	66.3	19.3	16.0	20.5
D.S.	0.6	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	20.8	1.9	19.2	19.2	0.0	0.0
5	16.5	10.4	70.0	18.0	14.5	20.0
	16.7	10.4	70.0	18.0	14.5	20.0
	16.4	10.4	70.0	19.0	14.5	20.0
MEDIA	16.5	10.4	70.0	18.3	14.5	20.0
D.S.	0.2	0.0	0.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	5.1	0.0	0.0	19.2	0.0	0.0
6	17.8	11.3	69.0	19.0	16.5	21.0
	18.1	11.5	67.0	18.0	16.5	21.0
	18.5	11.5	68.0	18.0	16.5	21.0
MEDIA	18.1	11.4	68.0	18.3	16.5	21.0
D.S.	0.4	0.1	1.0	0.6	0.0	0.0
C.V.	11.7	3.8	33.3	19.2	0.0	0.0
7	18.5	11.9	67.0	18.0	17.5	21.0
	18.3	11.8	67.0	18.0	17.5	21.0
	17.9	11.7	66.0	19.0	17.5	21.0
MEDIA	18.2	11.8	66.7	18.3	17.5	21.0
D.S.	0.3	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	10.2	3.3	19.2	19.2	0.0	0.0
8	17.7	11.9	66.0	19.0	16.5	20.0
	18.0	11.7	65.0	19.0	16.5	20.0

	17.8	11.8	66.0	19.0	16.5	20.0
MEDIA	17.8	11.8	65.7	19.0	16.5	20.0
D.S.	0.2	0.1	0.6	0.0	0.0	0.0
C.V.	5.1	3.3	19.2	0.0	0.0	0.0
9	18.6	12.2	63.0	19.0	17.0	20.0
	18.6	12.3	62.0	18.0	17.0	20.0
	18.5	12.3	62.0	19.0	17.0	20.0
MEDIA	18.6	12.3	62.3	18.7	17.0	20.0
D.S.	0.1	0.1	0.6	0.6	0.0	0.0
C.V.	1.9	1.9	19.2	19.2	0.0	0.0
10	18.0	12.0	59.0	19.0	18.5	21.5
	17.9	11.9	59.0	19.0	18.5	21.5
	18.4	12.1	59.0	19.0	18.5	21.5
MEDIA	18.1	12.0	59.0	19.0	18.5	21.5
D.S.	0.3	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
C.V.	8.8	3.3	0.0	0.0	0.0	0.0