

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **“ANÁLISIS TÉCNICO Y ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA EMPLEADA COMO REFRIGERANTE EN EL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC DE LA UNIDAD CRZ1 DE LA PLANTA TACOA”.**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por las Bachilleres:  
Palacios A, Lisbeth Coromoto  
Ruiz B, Yvin Cristina.  
Para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2005

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **“ANÁLISIS TÉCNICO Y ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA EMPLEADA COMO REFRIGERANTE EN EL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC DE LA UNIDAD CRZ1 DE LA PLANTA TACOA”.**

Tutor Académico: Prof. Franklin Baduy  
Tutor Industrial: Ing. Angel Marichal

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por las Bachilleres:  
Palacios A, Lisbeth Coromoto  
Ruiz B, Yvin Cristina.  
Para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2005

Caracas, 10 de noviembre de 2.005

**ACTA**

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: **PALACIOS LISBETH** y **RUIZ YVIN**.

**"ANÁLISIS TÉCNICO Y ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL AGUA DULCE EMPLEADA COMO REFRIGERANTE EN EL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC DE LA UNIDAD CRZI DE LA PLANTA TACOA"**.

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

  
**Prof. Alberto Fuentes**  
Jurado



  
**Prof. Francisco García**  
Jurado

  
**Prof. Franklin Baduy**  
Tutor

**Dedicatoria:**

Dedico esta tesis a mi abuela Severiana Solórzano porque fue la persona que siempre creyó en mí. Y aunque este ausente siempre estará en mi corazón.

Lisbeth Palacios

**Dedicatoria.**

A mis Padres,  
que me lo han dado todo y más.  
Y todavía continúan luchando conmigo.  
Los quiero mucho!.

Yvin Cristina Ruiz Bermudez

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar agradezco a Dios y a la Virgen de Coromoto, a mi familia por darme la fortaleza y acompañarme en mi camino.

A mi querida ahijada Margareth que siempre me apoyo incondicionalmente.

Muchas gracias a las personas que me ayudaron en la Universidad Central de Venezuela: al Ing. Perera, al Ing. Francisco García, al Ing. De Andrea, al Ing. Alberto Fuentes, al Ing. Francisco Pimentel, al Ing. Fernando González, a la Ing. Ana Karina Cuevas y a la futura Ing. Guimar Caraballo. Gracias al personal de La Planta TACOA: Al Ing. Carlos Duarte, al Ing. Trompiz, Guido Gutiérrez, Lenin Corredosca, Sr. Luis Roja, Sr. Rosendo, Sr. Valerio, Sr. Candido y Sr. Velásquez, al Departamento de Refrigeración, condensitas, mecánicos, instrumentistas, químicos y electricistas de La Planta TACOA, por las sugerencias hechas para la elaboración de este trabajo.

Agradezco el apoyo de mis amigos de La Electricidad de Caracas: Señor William Hernández y Señora Reyna por su apoyo. Un agradecimiento muy especial al Señor Roger Orengo por ofrecer su ayuda desinteresada, por sus consejos y recomendaciones para mi desarrollo como profesional y mi crecimiento personal.

A mis amigos por siempre estar conmigo en los momentos difíciles y hacerme ver la luz en la oscuridad: Yvin, Lizae, Maria Alejandra, Catherine, Luis, Aurimar, Daniel, Cesar,

Franlis, Jenny, Maria y a mi prima Sandra, a la mamá de Yvin, Cristel, Sra. Auristela y Sra. Maria. Muchas gracias Sra. Iraiza porque sin su apoyo no hubiera alcanzado mi meta trazada.

Gracias a todas las personas que contribuyeron con la realización de este trabajo: Al Ing. Luis Orta, Ing. Jackeline Farias del Ministerio de Ambiente y al Señor Luis José Olivares del Observatorio Cajigal.

Gracias a mis compañeros pasantes y tesisistas de la Electricidad de Caracas: Celso Fortoul, Nataly, Albero Fuentes, Carlos Angarita, Marycelis De Abreu y Boris Aguilar.

**Lisbeth Palacios**

## **AGRADECIMIENTOS.**

A Dios Padre y a la Virgen del Carmen, por acompañarme y darme fuerzas para terminar este trabajo.

A la Universidad Central de Venezuela por permitirme estudiar tan maravillosa carrera, en su recinto, acogiéndome como una hija más.

A mis Padres, Mirna de Ruiz y Alfonso Ruiz, pilares fundamentales en mi vida. Mis ejemplos a seguir... mis héroes. Sin ustedes no lo habría logrado.

A mi hermanita Aurimar Ruiz, por las palabras de apoyo en tantos momentos difíciles.

A la empresa AES. La Electricidad de Caracas, por permitirme la oportunidad de desarrollar este proyecto.

A los tutores académico e industrial, Ingenieros Franklin Baduy y Angel Marichal por su valiosa guía en la realización este proyecto.

Al Sr Roger Orengo, por la paciencia que nos tuvo, por ser un buen amigo y excelente maestro.

Al Sr. William, por las colitas hasta TACOA.

Al Prof. Francisco García por su ayuda desinteresada.

A Karina Cuevas, a quien no conocía, y nos presto una gran ayuda, sin ningún tipo de reparo.

A la Sra. Reina, por las copiecitas, y las palabras de aliento.

Al ing. Carlos Duarte, por su valiosa colaboración.

A mis amigas del grupo Tupperware (Maria Alejandra, Catherine, Lizaé), mis amigos José Luís (mi panita), Daniel y Alejandro, por tantos ratos buenos y agradables que compartimos desde el básico hasta hoy (¡Nunca los olvidare!).

A mis compañeros de estudio de la ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA que de una u otra forma siempre estuvieron conmigo y confiaron en mí.

Muchas gracias a todos.

**Yvin Cristina Ruiz Bermudez.**

## **RESUMEN**

Palacios Lisbeth y Ruiz Yvin.

“ANÁLISIS TÉCNICO Y ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA EMPLEADA COMO REFRIGERANTE EN EL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC DE LA UNIDAD CRZ1 DE LA PLANTA TACOA”.

Tutor Académico: Prof. Franklin Baduy. Tutor Industrial: Ing. Angel Marichal. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería Mecánica 2005.

180 pág.

Palabras clave: Intercambiadores, transferencia, torre, enfriamiento.

El propósito de este trabajo fue analizar técnica y económicamente el sistema de enfriamiento del agua utilizada como refrigerante en el generador TMAE Corporation Electric. Del estudio efectuado se analizaron dos sistemas. El primero de ellos una torre de enfriamiento (sistema agua-aire atmosférico), solo para el generador, y el segundo, intercambiadores de calor de tubo y carcasa (sistema agua-agua de mar), para incorporarlo a todo el sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1. El estudio de los intercambiadores de calor (IC), se dividió en cuatro casos a saber: en los tres primeros casos se estimó el área de transferencia de calor adecuada, i) un intercambiador de calor ii) dos IC conectados (agua de mar y agua en serie) iii) dos IC conectados (agua de mar en paralelo y agua en serie) y por último iv) un IC con las mismas características originales al instalado actualmente. La opción que resulto factible económica y técnicamente fue la iv), dado que las demás opciones presentaron limitaciones psicrométricas y de espacio.

## INDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO	2
1.1 ESTUDIO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	2
1.1.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	2
1.1.2 PARTES Y PIEZAS PRINCIPALES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO	5
1.1.2.1 RELLENO	6
1.1.2.1.1 TIPOS DE RELLENO	7
1.1.2.1.1.1 LOS RELLENOS DE GOTEO	8
1.1.2.1.1.2 LOS RELLENOS DE PELÍCULA O LAMINARES.	7
1.1.2.1.1.3 EL RELLENO MIXTO	10
1.1.2.1.2 ECUACIÓN CARACTERÍSTICA DEL RELLENO	10
1.1.2.1.3 PÉRDIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO	12
1.1.2.2 VENTILADORES	14
1.1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO	17
1.1.3.1 TORRE DE TIRO MECÁNICO	18
1.1.3.2 TORRE DE TIRO NATURAL	23
1.1.4 CRITERIOS DE DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	25
1.1.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	25
1.1.4.2 SELECCIÓN DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	26
1.1.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO	28
1.1.5.1 CONDICIONES DE UBICACIÓN	28
1.1.5.2 CONDICIONES DEL EQUIPAMIENTO	29
1.1.5.3 CONDICIONES OPERATIVAS	30
1.1.6 CÁLCULO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO	30
1.1.7 PÈRDIDAS DE AGUA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.	34
1.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR.	35
1.2.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	35
1.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	39
1.2.3 TRANSFERENCIA TOTAL DE CALOR.	40
1.2.4. NORMAS Y ESPECIFICACIONES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ TUBOS.	41
1.2.4.1 NUMERACION DE TAMAÑO Y DESIGNACION DE TIPOS	43
<b>CAPITULO II. METODOLOGÍA</b>	46
2.1 RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN	46
2.2 BÚSQUEDA DE RANGOS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC	46
2.3 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL DE LA UNIDAD CRZ1.	47
2.4 ANÁLISIS DE ESPACIOS DISPONIBLES EN PLANTA	47
2.5 PROPUESTA DE OPCIONES DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.	47

2.5.1 ESTUDIO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO	48
2.5.1.1 CRITERIOS Y CONSIDERACIONES QUE SE TOMARON EN CUENTA EN LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	
2.5.1.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA TORRE DE TIRO MECÁNICO CON FLUJO CONTRACORRIENTE.	51
2.5.1.2.1 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL AIRE Y EL AGUA	51
2.5.1.2.2 CÁLCULO DE LA CARACTERÍSTICA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	51
2.5.1.2.3 ALTURA DEL RELLENO	52
2.5.1.2.4 CÁLCULO DEL ÁREA DEL RELLENO.	52
2.5.1.2.5 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO.	52
2.5.1.2.6 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR.	53
2.5.1.2.7 EFICIENCIA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	53
2.5.1.2.8 CÁLCULO CAUDAL DE REPOSICIÓN	53
2.5.1.3 ESTUDIO DE LIMITACIONES AMBIENTALES PARA LA SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	53
2.5.2 DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.	53
2.5.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA “INTERCAMBIADORES DE CALOR”.	55
2.5.2.1.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA.	57
2.5.2.1.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA.	58
2.5.2.1.3. SISTEMAS DE AGUA Y AGUA SALADA EN SERIE Y SISTEMA DE AGUA EN SERIE - AGUA SALADA EN PARALELO	
2.5.2.1.3.1 SISTEMAS DE AGUA Y AGUA DE MAR EN SERIE	60
2.5.2.1.3.2 SISTEMAS DE AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO	61
2.6 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS ECONÓMICO	62
<b>CAPITULO III ANALISIS TÉCNICO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO</b>	63
3.1 RANGOS DE FUNCIONAMIENTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC.	63
3.2 DATOS DEL SISTEMA ACTUAL DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD CRZ1.	63
3.3 TORRE DE ENFRIAMIENTO	65
3.3.1 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	65
3.3.2 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO CON FLUJO CONTRACORRIENTE	66
3.3.3 RESULTADOS DE CÁLCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO CON FLUJO CONTRACORRIENTE	67
3.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA	69
3.4.1 EVALUACIÓN DE SUSTITUCIÓN DE INTERCAMBIADOR ACTUAL POR UN INTERCAMBIADOR EXACTAMENTE IGUAL	72
3.4.1.1 INTERCAMBIADOR CON MAYOR AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE EL ACTUALMENTE INSTALADO	73

3.4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTAN EN SERIE	74
3.4.2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTAN EN SERIE. CASO A	74
3.4.2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTAN EN SERIE. CASO B	78
3.4.3.INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO	80
3.4.3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO A	81
3.4.3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO A.1.	83
3.4.3.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO B.	84
3.4.3.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO C	86
3.5. ANÁLISIS TÉCNICO DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PROPUESTOS	
3.5.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO	88
3.5.2 EFECTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	89
3.5.2.1 ANÁLISIS DE SISTEMA ACTUAL CONSIDERANDO QUE EL IC ES NUEVO.	90
3.5.2.2 ESTIMACIÓN DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR ADECUADA.	90
3.5.2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO.	91
3.5.2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTÁN EN SERIE.	91
3.6 SELECCIÓN TÉCNICA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	92
3.7 SUGERENCIAS DE MANTENIMIENTO PARA UN IC	92
<b>CAPÍTULO IV ANÁLISIS ECONÓMICO</b>	<b>95</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>97</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>99</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>100</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>102</b>
<b>GLOSARIO DE TÉRMINOS</b>	<b>103</b>
<b>APÉNDICES</b>	<b>106</b>
APÉNDICE A TÉRMINOS DE PSICROMETRÍA	106
APÉNDICE B CÁLCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.	109

APÉNDICE C PROGRAMA DE PSICROMETRÍA	123
APÉNDICE D CARGA TÉRMICA DE LA UNIDAD CRZ1	125
APÉNDICE E DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD CRZ1.	125
APÉNDICE F DESCRIPCIÓN DE ESTIMACIÓN DE COSTOS	134
<b>ANEXOS</b>	137

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.1.</b> Valores de $\mu$ y $n$ de la ecuación de Lowe y Christie para rellenos de película	11
<b>Tabla 1. 2</b> Variación de parámetros con respecto a las condiciones de diseño	30
<b>Tabla 1.3</b> Pasos a seguir para desarrollar el método de Tchebycheff	32
<b>Tabla 1. 4</b> Factores de impureza representativos	39
<b>Tabla 1.5.</b> Valores del coeficiente global de transferencia de calor	39
<b>Tabla 3.1</b> Datos de cálculo de torre de enfriamiento de tiro forzado con flujo contracorriente	66
<b>Tabla 3.2</b> Resultados de cálculos de torre de enfriamiento	68
<b>Tabla 3.3</b> Datos para la evaluación de sustitución de intercambiador actual por un intercambiador	72
<b>Tabla 3.4.</b> Resultados de la Evaluación del sistema actual considerando que el IC es nuevo (programa)	72
<b>Tabla 3.5.</b> Datos diseño para un Intercambiador con mayor área de transferencia de calor.	73
<b>Tabla 3.6.</b> Resultado diseño para un Intercambiador con mayor área de transferencia de calor	73
<b>Tabla 3.7.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso a (temperatura).	75
<b>Tabla 3.8.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso a (programa).	76
<b>Tabla 3.9.</b> Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (temperatura).	77
<b>Tabla 3.10.</b> Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (programa).	77
<b>Tabla 3.11</b> Resultado primera parte del intercambiador caso b (temperatura).	78
<b>Tabla 3.12</b> Resultado primera parte del intercambiador caso b (programa).	79
<b>Tabla 3.13</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso b (temperatura).	79
<b>Tabla 3.14</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso b (programa).	80
<b>Tabla 3.15.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso a (temperatura).	81
<b>Tabla 3.16.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso a (programa).	82
<b>Tabla 3.17.</b> Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (temperatura).	82
<b>Tabla 3.18.</b> Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (programa).	83
<b>Tabla 3.19.</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso a.1 (temperatura).	83

<b>Tabla 3.20.</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso a.1 (programa).	84
<b>Tabla 3.21</b> Resultado primera parte del intercambiador caso b (temperatura).	84
<b>Tabla 3.22</b> Resultado primera parte del intercambiador caso b (programa).	85
<b>Tabla 3.23.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso b (temperatura).	85
<b>Tabla 3.24.</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso b (programa).	86
<b>Tabla 3.25.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso c (temperatura).	86
<b>Tabla 3.26.</b> Resultado primera parte del intercambiador caso c (programa).	87
<b>Tabla 3.27.</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso c (temperatura).	87
<b>Tabla 3.28.</b> Resultado segunda parte del intercambiador caso c (programa).	88
<b>Tabla 4.1.</b> Costos asociados a la adquisición del Equipo.	95
<b>Tabla 4.2.</b> Costos Operativos y de Mantenimiento Anuales	96
<b>Tabla 4.3.</b> Costos de Mantenimiento Mayor (Cada 3 años)	96
<b>Tabla D.1</b> Carga térmica del sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1	129
<b>Tabla D.2</b> Temperatura de entrada al intercambiador de calor del sistema de enfriamiento de la Unidad CRZ1	130

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Balance energético de una torre de enfriamiento	4
Figura 2. Partes Principales y piezas de una torre de enfriamiento	5
Figura 3. Disposición típica de relleno de goteo o salpicadura con listones de sección en V invertida	7
Figura 4. Rejilla de relleno tipo mixto	10
Figura 5. Rellenos de película ensayados por Lowe y Christie	12
Figura 6. Ventilador Axial	15
Figura 7. Ventilador Centrífugo	16
Figura 8. Torre de tiro forzado a contracorriente	18
Figura 9. Torre de tiro inducido a contracorriente	19
Figura 10. Torre de tiro inducido de flujo cruzado	21
Figura 11. Torre de tiro inducido de flujo cruzado	22
Figura 12.- Torre de circulación atmosférica	24
Figura 13. Torre de tiro natural	25
Figura 14. Basco Type 500 Shell & Tube Heat Exchangers	35
Figura 15. Intercambiador de calor de tubo concéntrico	36
Figura 16. Intercambiador de calor de tubo concéntrico	36
Figura 17. Intercambiadores de calor de flujo cruzado.	37
Figura 18. Intercambiador de tubo y carcasa con un solo paso por los tubos y por la carcasa	38
Figura 19. Intercambiadores de calor de tubos y carcasa.	38
Figura 20. Balances globales de energía para los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor de dos fluidos	40
Figura 21. Designación de tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubo	74
Figura 22. Intercambiadores de calor agua y agua de mar están en serie	74
Figura 23. Primera parte del intercambiador caso a.	75
Figura 24. Segunda parte del intercambiador caso a.	76
Figura 25. Primera parte del intercambiador caso b.	78
Figura 26. Segunda parte del intercambiador caso b.	79
Figura 27. Intercambiadores de calor agua en serie y agua de mar en paralelo.	80
Figura 28. Primera parte del intercambiador caso a.	81
Figura 29. Segunda parte del intercambiador caso a.	82
Figura 30. Segunda parte del intercambiador caso a.1.	83
Figura 31. Primera parte del intercambiador caso b.	84
Figura 32. Segunda parte del intercambiador caso b.	85
Figura 33. Primera parte del intercambiador caso c.	86
Figura 34. Intercambiador de calor segunda parte. Caso c.	87

## LISTA DE ANEXOS

Anexo A.1.- Propiedades del agua	138
Anexo A.2.- Tabla de Density of Seawater (kg/m <sup>3</sup> ) at Various Temperatures and Salinities	139
Anexo A.3.-Tabla Dynamic Viscosity of Seawater (10 <sup>-3</sup> Ns/m <sup>2</sup> ) at Various Temperatures and Salinities	140
Anexos A.4.- Tabla thermal Conductivity of Seawater (mW/mK) at Various Temperatures and Salinities	141
Anexo A.5.-.Tabla Heat Capacity of seawater (kJ/kg K) at Various Temperatures and Salinities	142
Anexo A.6.- Correspondencia con Toshiba.	143
Anexo A.7.-Tablas de temperatura de dirección de hidrología y meteorología sistema nacional de información hidrológica y meteorológica.	145
Anexo A.8- Agua Saturada-Tabla de Temperaturas	153
Anexo A.9- Ubicación de la estación Naval de Venezuela	154
Anexo A.10.- Tabla “Temperatura máxima absoluta (°C). período 1969-2000”	155
Anexo A.11.- Tabla de humedad relativa media (%) periodo 1969-2000	156
Anexo A.12.- Medidas de lugares disponibles en la Planta TACOA para sistema de enfriamiento del agua empleada como refrigerante en el generador TMAE de la unidad CRZ1	158
Anexo A.13 Intercambiador de calor de la unidad CRZ1.	159
Anexo A.14.- Intercambiador de la unidad CRZ1	160
Anexo A.15 .- Figura del generador TMAE Corporation Electric.	161
Anexo A.16.-Bombas de circulación	162
Anexo A.17.-Bombas de alimentación	162
Anexo A.18.-Enfriador del motor de la bomba de alimentación	163
Anexo A.19.-Espacio disponible entre el suavizador de la unidad 1 y 2 (torre de enfriamiento)	163
Anexo A.20.-Espacio disponible entre el suavizador de la unidad 1 y 2 (torre de enfriamiento)	164
Anexo A.21.- Enfriadores de aceite de sellos de hidrógenos	164
Anexo A.22.-Enfriadores de agua	165
Anexo A.23.-Enfriador del motor de la bomba de alimentación	165
Anexo A.24. Espacio disponible para el sistema de enfriamiento.	166
Anexo A.25.-Espacio disponible para el sistema de enfriamiento (suavizador de la unidad 1)	166

Anexo A.26.-Bomba de circulación de agua de mar	167
Anexo A.27.-Bombas de agua del sistema de enfriamiento de la CRZ1	167
Anexo A.28.-Enfriadores de la unidad CRZ1 (enfriadores de agua)	168
Anexo A.29.-Enfriadores de aceite	168
Anexo A.30.-Intercambiadores de tubo y carcasa de la unidad 1.	169
Anexo A.31.- Intercambiadores de tubo y carcasa de la unidad 1.	169
Anexo A.32. Intercambiadores de calo de la unidad CRZ1	170
Anexo A.33.-Intercambiadores de tubo y carcassas Unidad 1. Protección catódica.	170
Anexo A.34.-Disposición de la tubería actual de la Unidad CRZ1	171
Anexo A.35.-Generador TMAE	171
Anexo A.36.- Data Sheet del intercambiador de calor de tubo y carcasa de la Unidad CRZ1	172
Anexo A.37.- Plano de disposición de tuberías del sistema de enfriamiento la Unidad CRZ1 con la incorporación de Enfriadores del Generador TMAE	174
Anexo A.38.- Tabla de resultados de Programa de Psicrometria	176
Anexo A.39.-Calidad del agua para los enfriadores del Generador TMAE	177
Anexo A.40.-Precauciones del agua de enfriamiento del Generador TMAE	179

## Lista de abreviaturas.

A	=	Área (m)
a	=	Compacidad del relleno ( $m^2/m^3$ ).
$A_r$	=	Coefficiente del efecto pared (adimensional)
API	=	American Petroleum Institute
$A_r$	=	Área del relleno ( $m^2$ )
ASME	=	American Society of Mechanical Engineering
ATC-105	=	Código de normas del CTI de evaluación de torres de enfriamiento
B.A.C	=	Baltimore Aircoil Company
c	=	Velocidad del viento (m/s)
cf	=	flujo cruzado
$C_p$	=	Calor específico (kJ / kg K)
$C_{p_a}$	=	Calor específico del aire (kJ/kg K)
$C_{p_w}$	=	Calor específico del agua (kJ/kg K)
CRZ1	=	Conjunto Ricardo Zuloaga
CTI	=	Cooling Technology Institute
$D_p$	=	Diámetro nominal de partícula que constituye el relleno (m)
F	=	Factor de corrección.
$F_c$	=	Factor de corrección para tomar en cuenta la corriente de agua (adimensional)
H	=	Entalpía (kJ)
$H_a$	=	Entalpía de aire seco (kJ)
$H_v$	=	Entalpía del vapor de agua (kJ)
$H'$	=	Entalpía del aire atmosférico (kJ)
h	=	Entalpía específica (kJ/kg)
$h_a$	=	Entalpía específica del aire seco (kJ/kg)
$h'_w$	=	Entalpía específica del aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua
$h_f$	=	Entalpía específica del líquido saturado (kJ/kg)
$h_{fg}$	=	Entalpía específica de vaporización del agua (kJ/kg)
$h_g$	=	Entalpía específica del vapor saturado (kJ/kg)
$h_r$	=	Entalpía específica del agua de reposición (kJ/kg )

$h_v$	=	Entalpía específica del vapor de agua (kJ/kg)
HUT	=	Altura de unidad de transferencia (m)
K	=	Coefficiente global de transferencia de masa (kg m <sup>2</sup> /s)
$L'$	=	Caudal superficial de agua (kg/m <sup>2</sup> s)
$m_a$	=	Masa de aire seco (kg)
$m_g$	=	Masa de vapor de agua saturado (kg)
$m_v$	=	Masa de vapor de agua (kg)
$\dot{m}$	=	Flujo másico (kg/s)
$\dot{m}_v$	=	Flujo másico de vapor de agua (kg/s)
$\dot{m}_w = L$	=	Flujo másico de agua (kg/s)
$\dot{m}_a = G$	=	Flujo másico de aire atmosférico (kg/s)
n	=	Factor relacionado con el relleno utilizado (adimensional)
$N_a$	=	Potencia del ventilador (kW)
NUM	=	Número de unidad de transferencia de masa (adimensional)
P	=	Presión total (Pa)
$P_a$	=	Presión de aire seco (Pa)
PDVSA	=	Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima
$P_g$	=	Presión de saturación (Pa)
$P_{sat}$	=	Presión de saturación (Pa)
$P_v$	=	Presión de vapor de agua (Pa)
q	=	Calor específico (kJ/kg)
$R_a$	=	Constante de aire (kJ/kg K)
$R_v$	=	Constante de vapor (kJ/kg K)
T	=	Temperatura (° C)
$T_{bh}$	=	Temperatura de bulbo húmedo (° C)
$T_{bs}$	=	Temperatura de bulbo seco (° C)
$T_{w1}$	=	Temperatura de agua caliente (° C)
$T_{w2}$	=	Temperatura de agua fría (° C)

$T_{c, ent}$	=	Temperatura de entrada, fluido caliente.(° C)
$T_{c, sal}$	=	Temperatura de salida, fluido caliente.(° C)
$T_{f, ent}$	=	Temperatura de entrada, fluido frío (° C).
$T_{f, sal}$	=	Temperatura de salida, fluido frío (°C).
TEMA	=	Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares.
TR	=	Toneladas de refrigeración [TR]
$U_0$	=	Coefficiente total de transferencia de calor (W/ m <sup>2</sup> °C)
V	=	Volumen (m <sup>3</sup> )
v	=	Velocidad (m/s)
$\dot{V}$	=	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{V}_d$	=	Caudal de agua de drenado o purga (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{V}_r$	=	Caudal de agua de reposición (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{V}_a$	=	Caudal de agua pérdida por arrastre (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{V}_e$	=	Caudal de agua perdida por evaporación (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{W}$	=	Potencia (kW)
w	=	Humedad absoluta (kg de vapor de agua / kg de aire seco)
Z	=	Altura (m)

## SUBÍNDICE

1	=	Entrada
2	=	Salida
a	=	Aire
bh	=	Bulbo húmedo
bs	=	Bulbo seco
c	=	Frío
e	=	Salida.
g	=	Estado de saturación
h	=	Caliente (hot).
i	=	Entrada.
R	=	Referencia
Sat	=	Saturación

v = Vapor  
w = Agua

## GRIEGAS

$\Delta$  = Diferencia  
 $\Delta P$  = Caída de presión (Pa)  
 $\Delta h'$  = Entalpía específica del aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua y la entalpía específica del aire atmosférico (kJ/kg)  
 $\phi$  = Humedad relativa (adimensional)  
 $\mu$  = Viscosidad del aire (kg/ms)  
 $\Delta T$  = Diferencia de temperatura (°C)  
 $\lambda$  = Constante relacionada con el relleno (adimensional)  
 $\varepsilon$  = Eficiencia de la torre de enfriamiento (adimensional)  
 $\rho$  = Densidad (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_s$  = Densidad de aire seco (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_w$  = Densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>)

## **INTRODUCCIÓN.**

El sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1, que está instalado, ha operado durante 50 años bajo las condiciones de diseño adecuadas a un generador Brown Boveri, con una capacidad de 40 Megavatios. Debido a que este será sustituido por uno de marca TMAE Corporation Electric, cuyo sistema de enfriamiento es distinto. Antes de instalarlo (generador TMAE) es necesario adaptarlo al sistema existente o idear un ciclo cerrado que enfríe sólo el agua que va a los enfriadores del generador nuevo.

Este trabajo especial de grado resultó en una aplicación práctica de las diversas áreas de la ingeniería mecánica: transferencia de calor, termodinámica, mecánica de los fluidos y producción, el cual condujo a analizar técnica y económicamente el sistema de enfriamiento del agua empleada como refrigerante en el generador a instalar.

El trabajo se realizó de manera teórica, debido a que la unidad CRZ1, se encontraba en reserva fría. Para llevar a cabo esta tarea se estudiaron las bases teóricas de dos sistemas de enfriamiento. El primero de ellos una torre de enfriamiento (sistema agua-aire atmosférico), solo para el generador, y el segundo intercambiadores de calor de tubo y carcasa (sistema agua-agua de mar), para incorporarlo a todo el sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1 con la finalidad de seleccionar el sistema más adecuado.

# **CAPÍTULO I**

## **MARCO TEÓRICO**

En el estudio de las opciones de enfriamiento del agua se analizaron los siguientes sistemas:

1. Sistema agua-aire atmosférico: Torre de enfriamiento
2. Sistema agua-agua de mar: Intercambiadores de calor de tubo y carcasa

### **1.1 ESTUDIO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO**

“Las torres de enfriamiento son dispositivos empleados para enfriar agua; se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de refrigeración mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre”. [17] En la torre son puestos en contacto aire y agua, lo que produce una evaporación de parte de ésta; es decir, le es sustraído calor al agua en circulación mediante evaporación y por convección.

#### **1.1.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO**

El efecto de enfriamiento en la torre se debe casi en su totalidad a la evaporación de agua y también, pero en menor grado, a una pequeña transferencia de calor sensible del agua hacia el aire. El calor latente de evaporación necesario, es tomado del aire circulante y de la propia masa de agua. El vapor resultante del proceso de evaporación es sacado por el aire que circula a través de la torre.

La temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la torre de enfriamiento es en teoría, la temperatura más baja a la cual puede enfriarse el agua. Esto quiere decir que

el vapor de agua del aire saldría saturado de la torre. En la práctica esto no es posible, ya que las dimensiones de la torre tendrían que ser infinitas para poder alcanzar una temperatura en el agua de salida igual a la temperatura húmeda del aire. Por otro lado, el aire que sale de la torre está en condiciones cercanas a la de saturación, más no saturado.

Con una mayor cantidad de agua en circulación dentro de la torre, la temperatura del agua de salida se aproximará más a la temperatura de bulbo húmedo del aire, no obstante la cantidad de agua que económicamente puede circularse sobre la torre algunas veces está limitada por los requerimientos de potencia en la bomba.

“A la diferencia entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra, se le conoce como aproximación, puesto que es una medida de cuanto se acerca la temperatura del agua de salida a la temperatura teórica esperada. Por esta razón, la eficiencia de una torre de enfriamiento depende en gran parte de la temperatura de bulbo húmedo del aire que llega a la torre. Mientras menor sea la temperatura de bulbo húmedo del aire que llega a la torre, mayor será la efectividad de la torre” [2]

Otros factores que influyen en la eficiencia de la torre son:

- Cantidad de superficie de agua expuesta y el período del tiempo de exposición.
- La velocidad del aire que está pasando a través de la torre.
- Dirección del flujo del aire en relación a la superficie de agua expuesta.

El estudio termodinámico de este sistema se realiza a partir del balance energético en la torre de enfriamiento sabiendo que el calor cedido por el agua es igual al calor

ganado por el aire. Aplicando la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos en estado estable se tiene:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_1 h_1 = \dot{W} + \sum \dot{m}_2 h_2 \quad (1.1)$$

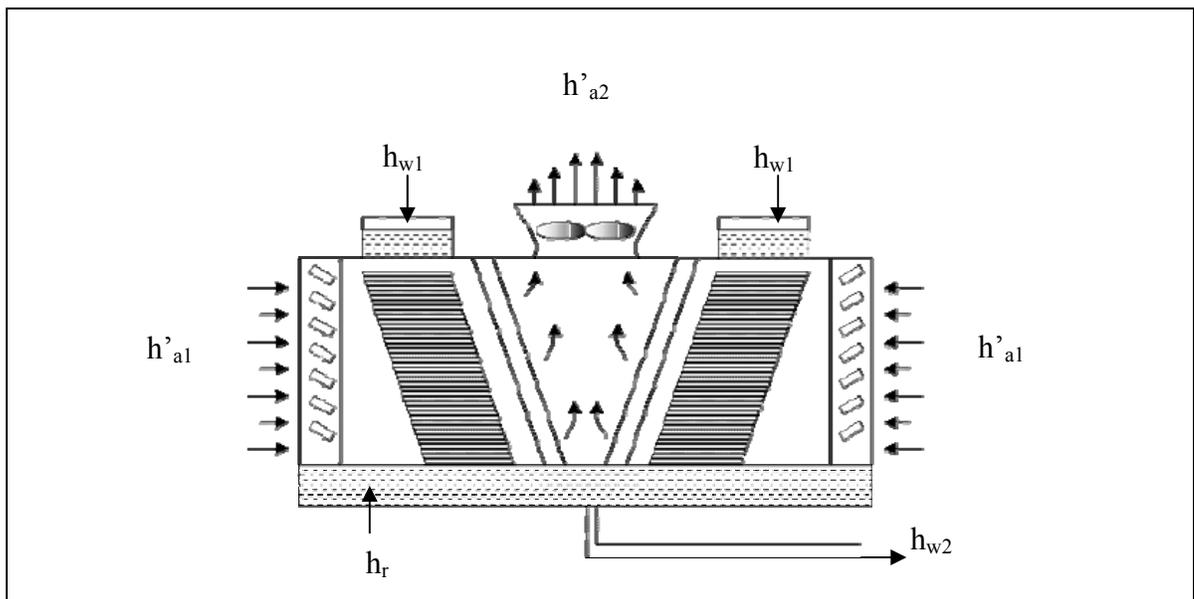
Asumiendo que el proceso dentro de la torre de enfriamiento es adiabático, se desprecia el trabajo realizado por el ventilador, la energía cinética y la energía potencial:

$$\sum \dot{m}_1 h_1 = \sum \dot{m}_2 h_2 \quad (1.2)$$

$$\dot{m}_a h'_{a1} + \dot{m}_w h_{w1} + \dot{m}_r h_r = \dot{m}_a h'_{a2} + \dot{m}_w h_{w2} \quad (1.3)$$

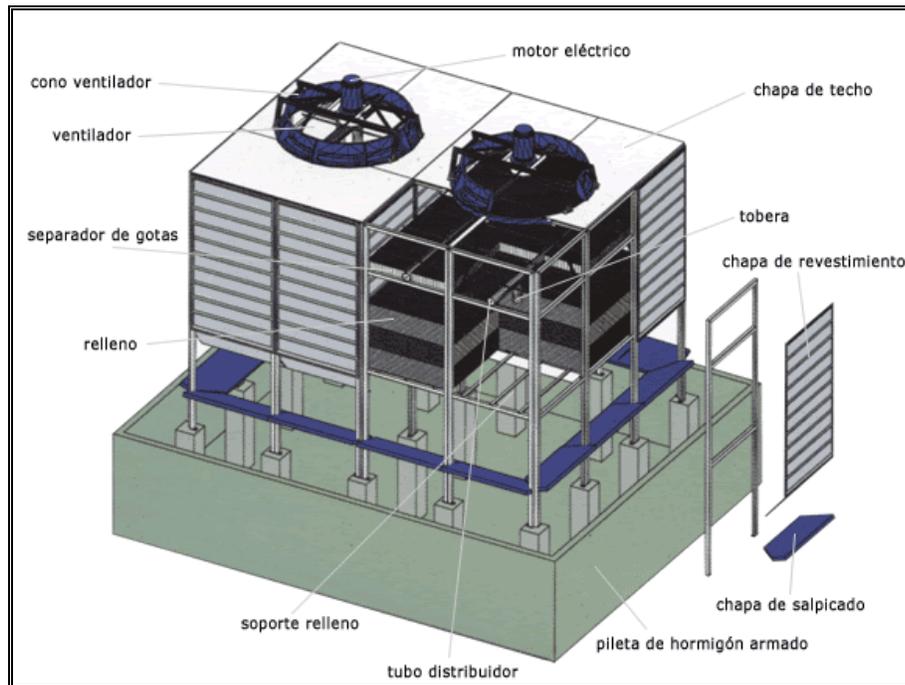
$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w (h_{w2} - h_{w1}) - \dot{m}_r h_r \quad (1.4)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (h'_{a2} - h'_{a1}) \quad (1.5)$$



**Figura 1.** Balance energético de una torre de enfriamiento.[17]

### 1.1.2 PARTES Y PIEZAS PRINCIPALES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO



**Figura 2.** Partes Principales y piezas de una torre de enfriamiento [10].

En la figura 2 se describen las partes y piezas principales de una torre de enfriamiento; por medio de las tuberías de distribución y las toberas, situadas en la parte superior de la torre, el agua caliente es pulverizada proporcionalmente sobre el relleno, que forma la superficie de transferencia de calor, a través de cuyos canales se desliza hacia abajo. Al mismo tiempo, y con ayuda del ventilador, es aspirado el aire exterior e impelido hacia arriba en sentido opuesto a la trayectoria del agua, lo cual origina su enfriamiento.

### 1.1.2.1 Relleno

“El relleno es el elemento más importante en el proceso de intercambio de calor sirve para aumentar el tiempo de residencia y la superficie de intercambio entre el agua y el aire. Los rellenos o empaques son definidos por una ecuación característica que depende del material con el que está construido, su forma y su disposición geométrica. Conociendo esta ecuación característica puede dimensionarse la torre. Por lo tanto, el tamaño o volumen de la torre y su costo dependen del tipo de relleno utilizado.

El relleno cumple dos funciones:

- a) Proporcionar una superficie de intercambio lo más grande posible entre el agua que cae y el aire ascendente.
- b) Retardar el tiempo de caída del agua, asegurando una mayor duración del proceso de intercambio, que se traduce en un aumento de calor cedido.

El relleno debe ser de un material de bajo costo y fácil instalación. El material usado para el relleno depende de la temperatura operativa de la torre, actualmente el material más utilizado es plástico. En las torres de enfriamiento en que la temperatura operativa no excede los 55 °C se usa el PVC, pero por encima de esta temperatura y hasta los 71 °C se recomienda el CPCB o PVC clorado; por encima de 71 °C se debe usar el polipropileno. Como la mayoría de los solventes orgánicos son suavemente destructivos para los rellenos plásticos, se deben extremar las precauciones para evitar el ingreso de corrientes de agua contaminadas con solventes a las torres equipadas con rellenos plásticos” [17].

“La relación entre superficie del relleno y volumen de relleno debe ser lo más grande posible. Es importante que ofrezca poca resistencia al paso del aire y proporcione una distribución uniforme del aire y del agua. Por último debe ser resistente al deterioro y fácil de limpiar” [17].

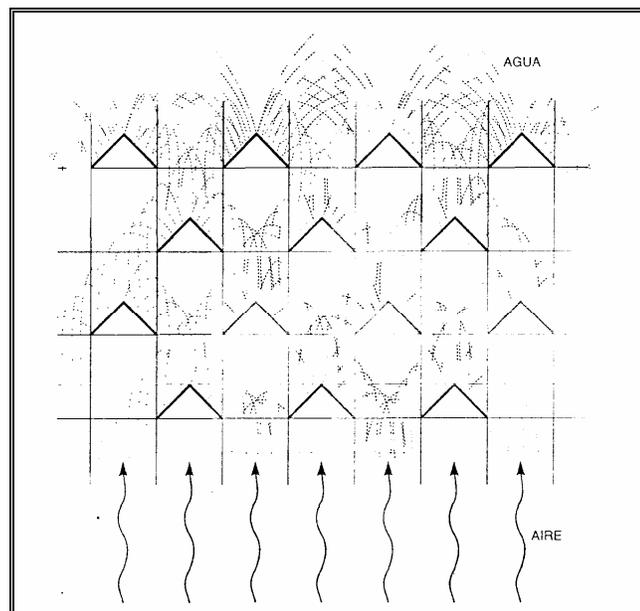
#### 1.1.2.1.1 TIPOS DE RELLENO

Existen varios tipos de rellenos, los cuales son [2]:

- Rellenos de goteo o salpicadura.
- Rellenos de película.
- Rellenos mixtos.

##### 1.1.2.1.1.1 LOS RELLENOS DE GOTEO

Son aquellos en los cuales el agua se distribuye sobre una serie de listones en forma de V superpuestos entre sí. Cuando el agua choca con los listones se va fraccionando en gotas cada vez más pequeñas, lo cual favorece la transferencia de calor entre el agua y el aire. (Ver figura 3)



**Figura 3.** Disposición típica de relleno de goteo o salpicadura con listones de sección en V invertida [2].

### **1.1.2.1.1.2 LOS RELLENOS DE PELÍCULA O LAMINARES**

“Este tipo de relleno distribuye el agua en una fina película que fluye sobre su superficie, proporcionando la exposición de la película de agua a la corriente de aire. La película de agua debe ser muy delgada y debe cubrir la máxima superficie de relleno posible, para que la evaporación sea mayor. La lámina de agua desciende adherida a la superficie de relleno. La tensión superficial del líquido impide que la corriente de aire desprenda la película de agua del relleno. Si esto ocurriera, el rendimiento de la torre descendería bruscamente, ya que una porción de superficie de relleno dejaría de ser mojada. Los rellenos de película tienen más superficies por unidad de volumen (mayor compactación) que los rellenos de salpicadura” [17].

Las ventajas de los rellenos de película son las siguientes:

- a) Como acaba de indicarse, la compactación es mayor que en los rellenos de goteo. Por lo tanto, para unas mismas condiciones de diseño, una torre con relleno de película tiene menor volumen que una torre con relleno de goteo y, por lo tanto, es más económica.
  
- b) Las pérdidas por arrastre son muy inferiores a las producidas por rellenos de goteo, debido a la inexistencia de gotas. La velocidad que puede darse al aire es en consecuencia, muy elevada, disminuyendo conjuntamente la altura del relleno y, por lo tanto, la altura de bombeo.

Los principales inconvenientes son dos:

- a) El relleno de película acumula suciedad y residuos entre las láminas o paquetes que los constituyen. Estos residuos podrían obstruir muchas zonas de relleno, impidiendo la circulación de aire y el agua, lo que provoca una disminución notable del rendimiento de la torre. Para evitarlo se colocan las láminas de relleno de manera que las ondas estén orientadas de forma distinta en cada piso.

b) Este tipo de relleno es muy sensible a las variaciones de caudal de agua y de aire, y a la distribución de la película de agua, por lo que la torre debe diseñarse garantizando una correcta distribución del agua y del aire para todo el relleno.

Existen tres tipos de relleno de película:

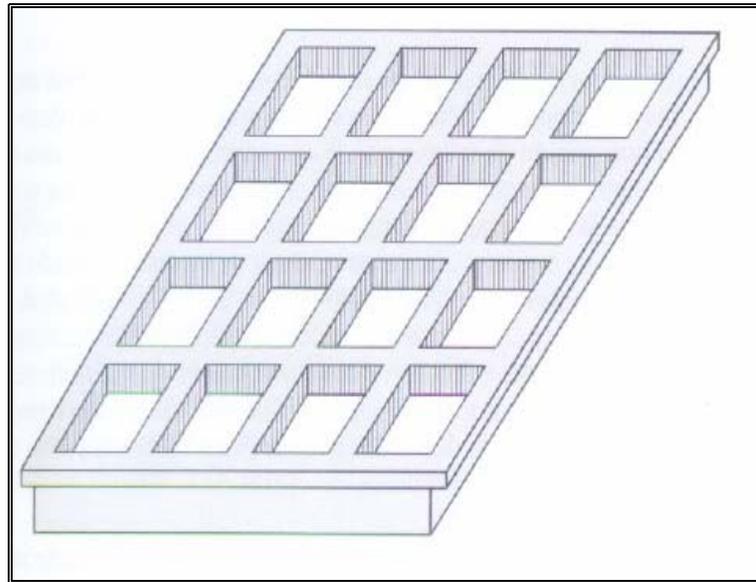
1. Relleno formado por la acumulación de objetos. No se utilizan en torres de enfriamientos industriales, debido a que no dejan huecos y, para los caudales usados habitualmente en procesos de refrigeración, la pérdida de carga que provocarían al aire sería enorme.

2. Relleno laminar abierto. Es muy utilizado actualmente en torres de tiro natural y mecánico. Están constituidos por grupos de láminas colocadas en forma paralela y a cierta distancia. Las láminas pueden ser planas u onduladas y suelen ser de fibrocemento o de fibra de vidrio y PVC. Se utiliza para flujo cruzado y a contracorriente.

3. Relleno laminar cerrado o de panel. Está formado por paneles realizados en fibra plástica. Cada panel está conformado por una serie de conductos rectos de sección triangular o de cualquier forma poligonal. La pérdida de carga que provocan es superior a la provocada por los rellenos laminares abiertos.

### 1.1.2.1.1.3 EL RELLENO MIXTO

Es una combinación de rellenos de goteo y relleno de película.



**Figura 4.** Rejilla de relleno tipo mixto [2].

### 1.1.2.1.2 ECUACIÓN CARACTERÍSTICA DEL RELLENO

“La ecuación característica del relleno es indispensable para poder dimensionar correctamente una torre de enfriamiento. El punto de intersección entre la curva característica de la torre y la característica del relleno indica la relación de caudales correcta para el diseño” [17].

“Los fabricantes de relleno se encargan de encontrar, de forma experimental las ecuaciones características de sus propios rellenos. Para ello, montan la disposición de relleno con la que se va ensayar en una torre de enfriamiento de pequeñas

dimensiones, dotada de sensores de temperatura, medidores de caudal y otros instrumentos de medida. Dejando constantes ciertos parámetros y haciendo variar otros, se calculan, por integración numérica, los sucesivos valores de característica de la torre (KaV/L). Los fabricantes guardan celosamente las ecuaciones características de sus rellenos. Debido a ello, es prácticamente imposible encontrar bibliografía sobre ecuaciones características de rellenos utilizados actualmente” [17].

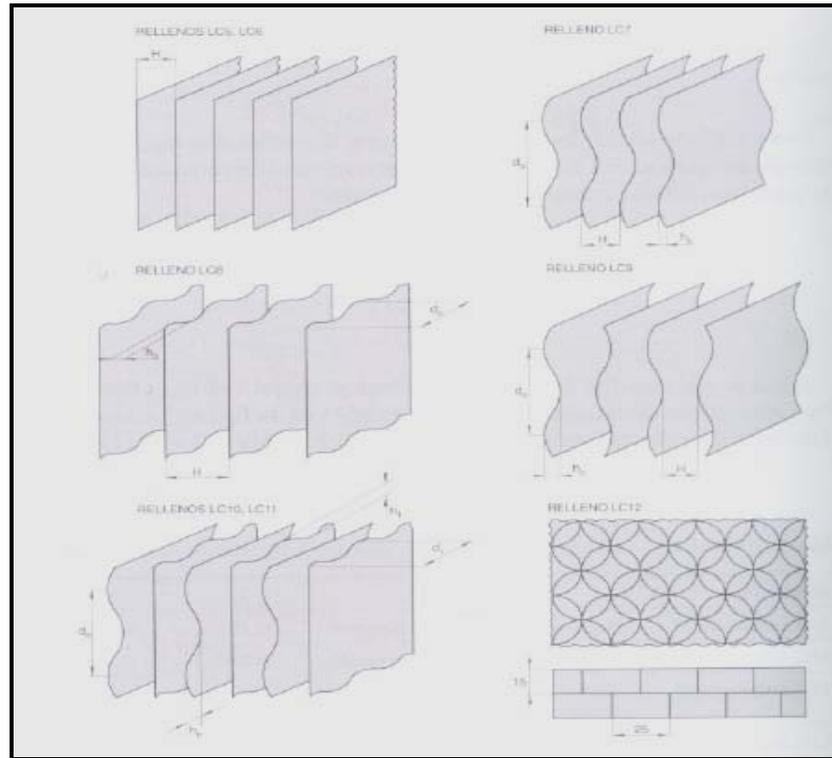
Lowe y Christie experimentaron con distintas disposiciones de rellenos laminares. La ecuación característica adoptada para los rellenos ensayados es de la forma:

$$\frac{K aV}{L} = \lambda \left( \frac{L}{G} \right)^{-n} \quad (1.6)$$

Donde  $\lambda$  y  $n$  son dos factores relacionados con el relleno utilizado. Estos rellenos son los mostrados en la figura 5, los valores correspondientes a  $\lambda$  y  $n$  son los indicados en la tabla 1.1” [17].

**Tabla 1. 1.** Valores de  $\lambda$  y  $n$  de la ecuación de Lowe y Christie para rellenos de película

<b>RELLENO TIPO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	$\lambda$	<b>n</b>
LC5 (Película)	Láminas paralelas con forma plana	0,288	0,70
LC6 (Película)	(2 espaciados distintos)	0,459	0,73
LC7 (Película)	Láminas paralelas con forma ondulada	0,689	0,69
LC8 (Película)	LC7-Horizontal, LC8-Vertical	0 360	0,66
LC9(Película)	Láminas paralelas con forma ondulada (ondas opuestas)	0,558	0,558
LC10(Película)	Láminas onduladas con ondas	1,010	0,80
LC11(Película)	alternadas empaquetadas densamente (2 distintos)	0,814	0,79
LC12(Película) Relleno celular	Paquetes de relleno celular	0,990	0,45



**Figura 5.** Rellenos de película ensayados por Lowe y Christie [17]

### 1.1.2.1.3 PÉRDIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO

La pérdida de presión total que experimenta el aire a través de una torre de enfriamiento es la suma de las pérdidas provocadas por:

- a) El relleno de la torre y sus elementos de soporte.
- b) El separador de gotas.
- c) Los deflectores a la entrada del aire (tiro inducido).
- d) El cambio de dirección provocado a la corriente de aire (tiro forzado).
- e) El armazón o carcasa de la torre.
- f) Otros elementos estructurales.

Las pérdidas de mayor magnitud son las correspondientes al relleno y sus elementos de soporte. Las pérdidas causadas por los deflectores y al separador de gotas son inferiores a las provocadas por el relleno. Las demás pérdidas pueden despreciarse por su pequeña magnitud en comparación con las anteriores.

La pérdida de presión del aire a través del relleno depende de la geometría o forma del mismo, su altura, el caudal de agua, la velocidad del aire y, en el caso de los rellenos de goteo, de la velocidad relativa entre el aire y el agua que desciende.

Los fabricantes determinan las pérdidas que provocan sus rellenos de forma experimental. Relacionan los valores obtenidos en los ensayos mediante expresiones que acostumbran a guardar el secreto. Por esto, es muy difícil prever de forma teórica la pérdida de carga que se origina en un relleno determinado.

“La ecuación de Chilton y Colburn es utilizada para rellenos laminares por acumulación de sólidos. Este tipo de relleno, no se utiliza en torres de enfriamiento, pero esta ecuación podría adaptarse a cualquier otro tipo de relleno laminar, del cual sólo se conociera una serie de valores de pérdidas de presión determinados de forma empírica. Esta ecuación, para régimen turbulento es la siguiente” [17]:

$$\Delta p = \frac{75,98 \mu^{0.15} Z \rho^{0.85} c^{1.83} A_f}{D_p^{1.15}} F_C \quad (1.7)$$

El coeficiente del efecto de la pared ( $A_f$ ) se obtiene a través de un gráfico, conociendo la relación entre el diámetro medio de las partículas que forman el relleno y el diámetro de la torre. Este coeficiente se utiliza en torres de sección transversal que operan en la industria química. Para las disposiciones de relleno laminar utilizadas habitualmente en torres de enfriamiento, el valor se determinaría a partir de datos

empíricos conocidos del relleno; dicho valor oscila entre 0,8 y 1, aproximadamente. Lo mismo ocurre con el diámetro nominal ( $D_p$ ) que para rellenos laminares esta comprendido entre 0,1 y 0,3 m, aproximadamente.

“La ecuación (1.8) es válida para relleno seco. Por lo tanto, para poderla aplicar correctamente debe multiplicarse por un factor que tenga en cuenta el efecto de un corriente de agua circulando a través del relleno. Este factor es el siguiente” [17]:

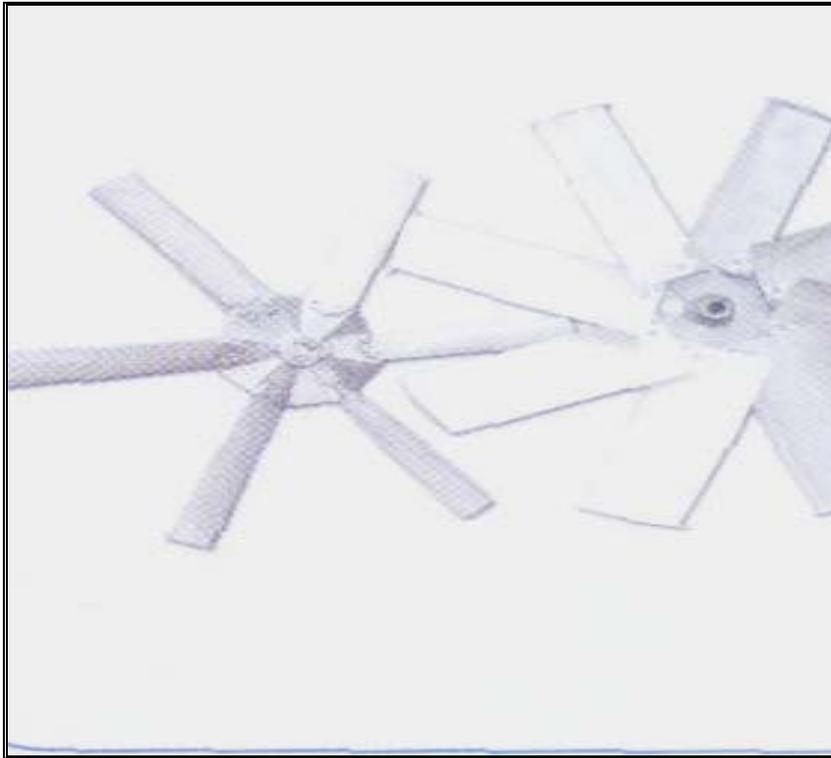
$$F_c = 1 + \frac{12}{D_{pmm}} \quad (1.8)$$

### **1.1.2.2 VENTILADORES**

En torres de enfriamiento se montan dos tipos de ventiladores: axiales y centrífugos. En los axiales, la corriente de aire mantiene la dirección del eje antes y después de pasar el ventilador. Los ventiladores centrífugos son aquellos en los que el aire se descarga en dirección perpendicular a la de entrada.

Los ventiladores axiales son apropiados para mover altos volúmenes de aire, venciendo pequeñas presiones. Se usan extensamente en instalaciones industriales. Estos ventiladores son relativamente baratos y pueden utilizarse en torres de cualquier tamaño. Los ventiladores axiales pueden llegar a obtener eficiencias del orden del 80% al 85% si se utilizan conjuntamente con difusores convenientemente diseñados.

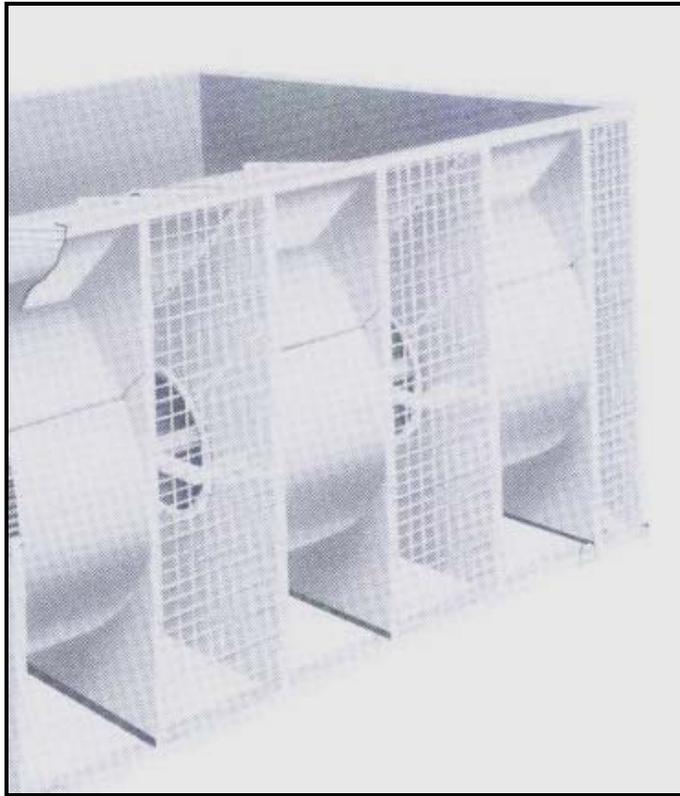
Los ventiladores axiales son más ruidosos que los centrífugos, por lo que su uso adecuado en grandes torres, o en pequeñas torres en las que, debido a su situación o sus horas de funcionamiento, el nivel sonoro no causa molestias.



**Figura 6.** Ventilador Axial [1]

“El número de aspas también es un factor de considerable importancia. Un mayor número de aspas implica una menor presión en cada una de ellas, puesto que si el mismo ventilador tuviera menos aspas, éstas deberían ser más anchas”. [17]

“Los ventiladores centrífugos están constituidos por una carcasa y un rodete. Pueden ser de simple o de doble aspiración. Los ventiladores centrífugos de doble aspiración son los más utilizados. Estos ventiladores tienen como principales características un amplio margen de funcionamiento, un gran rendimiento y presiones de trabajo relativamente elevadas”. [17]



**Figura 7.** Ventilador Centrifugo [1]

“Existen tres tipos de ventiladores centrífugos: el de alabes curvados hacia delante, el de alabes radiales y el de alabes curvados hacia atrás. El primero es el más utilizado en torres de enfriamiento, ya que debido a la velocidad relativamente alta con la que el aire abandona el rodete, éste puede girar a una velocidad más pequeñas comparadas con los otros tipos, con lo que se consigue disminuir el ruido. La carcasa suele estar construida en chapa de acero, plástico o fibra de vidrio. Los alabes del rodete son de acero y el núcleo suele ser de hierro fundido o de aluminio. En el caso de los ventiladores centrífugos, el caudal de aire no puede regularse variando el ángulo de ataque de los alabes, como se haría con los axiales, sino que se regula utilizando motores de polos conmutables”. [17]

Puede decirse que los ventiladores axiales se utilizan en pequeñas, medianas y grandes torres de tiro inducido. En el mercado, existen algunas torres de tiro forzado

de pequeño tamaño que también los utiliza, pero no es lo más habitual: en estos casos, se acostumbra a montar ventiladores centrífugos, cuyo tamaño es más compacto, tienen mejor rendimiento y hacen menos ruido que los axiales, aunque también son más costosos.

La potencia consumida por un ventilador, o potencia de accionamiento, puede calcularse por medio de la siguiente expresión:[4]

$$N_a = \frac{\Delta p G}{\rho \eta_e} \quad (1.9)$$

“Cuando se trata de torres de enfriamiento de tiro inducido, la densidad del aire se determina a las condiciones de salida. Por el contrario, si la torre es de tiro forzado, la densidad del aire se determina a las condiciones de entrada” [17].

### **1.1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO**

Según el curso de la corriente de aire se encuentran los siguientes tipos de torres:

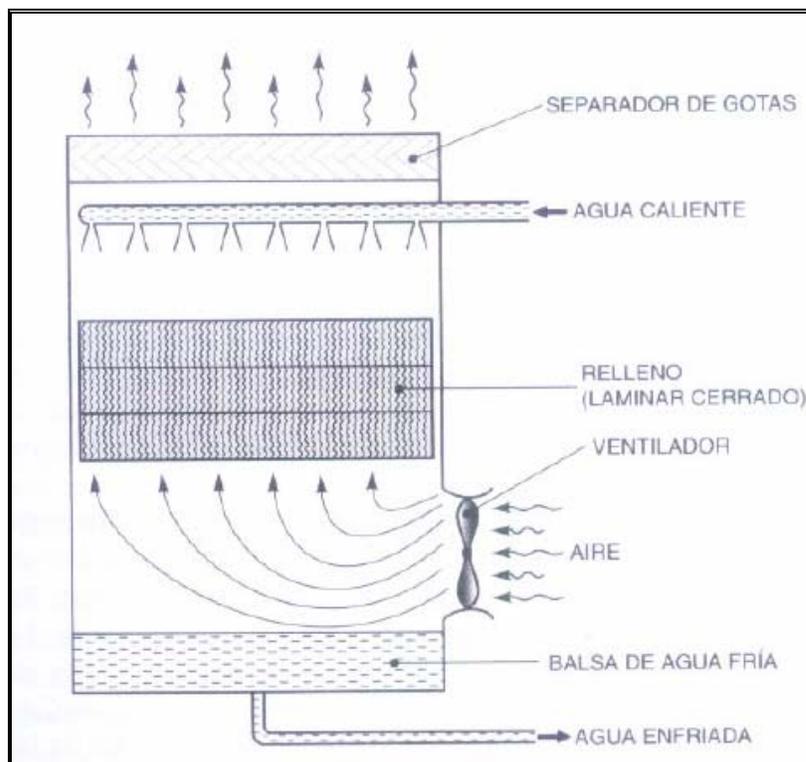
- Torres a contracorriente en las cuales el aire tiene la misma dirección del flujo de agua y sentido opuesto.
- Torres a flujo cruzado el aire tiene la misma dirección del flujo de agua y sentido opuesto.

Según la fuerza motriz de la corriente de aire, las torres enfriamiento se clasifican en:

- Torres de circulación natural
- Torres de tiro mecánico

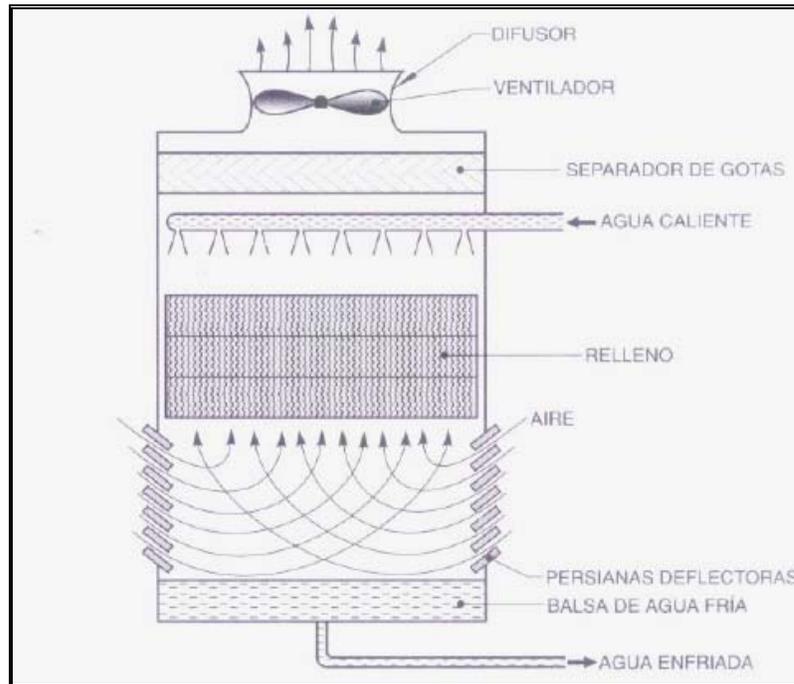
### 1.1.3.1 TORRE DE TIRO MECÁNICO

Las torres de tiro mecánico proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Se trata de torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación con las de tiro natural. En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de aproximación (diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de salida del agua) muy pequeños (hasta 2 ó 3 ° C, aunque la práctica resulta ser de 4 ó 5 ° C). Si el ventilador se encuentra ubicado en la entrada de aire, el tiro es forzado (Figura 8). Cuando el ventilador se sitúa en la zona de descarga del aire, se habla de tiro inducido. (Figura 9)



**Figura 8.** Torre de tiro forzado a contracorriente [17]

“En la torre de tiro forzado el ventilador se carga en la base y se hace entrar en el aire desde la base de la misma, y se descarga a baja velocidad por la parte superior. Esta disposición tiene la ventaja de ubicar el ventilador y el motor propulsor fuera de la torre, sitio muy conveniente para la inspección, el mantenimiento y reparación de los mismos. Puesto que los equipos quedan fuera de la parte superior caliente y húmeda de la torre, el ventilador no está sometido a condiciones corrosivas; sin embargo, dada la escasa velocidad del aire de salida, la torre de tiro forzado está sujeta a una recirculación excesiva de los vapores húmedos de salida que retornan a las entradas de aire. El aire frío que se mueve es de mayor densidad que el caso de tiro inducido, lo que significa que su equipo tendrá una duración mayor. Estas torres son casi siempre de flujo contracorriente. Son distintas a las torres de tiro inducido, puesto que la presión dinámica convertida a estática realiza un trabajo útil” [17].



**Figura 9.** Torre de tiro inducido a contracorriente [17]

Este tipo de torres tiene en su interior un relleno de listones de madera o plástico cruzados de modo de formar un zig-zag en sentido vertical. También se pueden encontrar rellenos de tipo celular conformados en plástico con formas más complejas.

Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo contracorriente (Figura 9) y flujo cruzado (Figura 10). Es decir estas son similares a las de tiro forzado, con la diferencia de que el ventilador se encuentra en la parte superior y esto permite una distribución interna más uniforme del aire y por lo tanto su eficacia es un poco mayor. Además tiene menor pérdida de arrastre de agua por el ventilador.

Las torres de tiro mecánico a contracorriente (Figura 8) usan un sistema de distribución del agua caliente que consiste en una serie de toberas o picos que producen un fino spray para distribuir el agua en todo el relleno. La principal ventaja de esta disposición de flujos es el hecho de que el agua, que entra a su máxima temperatura, se pone en contacto con el aire más húmedo, y a medida que se enfría encuentra a su paso aire más seco, lo que produce una tasa promedio alta de transferencia de masa y de calor en la evaporación.

Las torres de tiro mecánico a contracorriente, son por lo general más altas y más delgadas que las torres a flujo cruzado por lo que ocupan una superficie algo menor. Las torres de tiro mecánico a contracorriente son preferibles según los siguientes criterios:

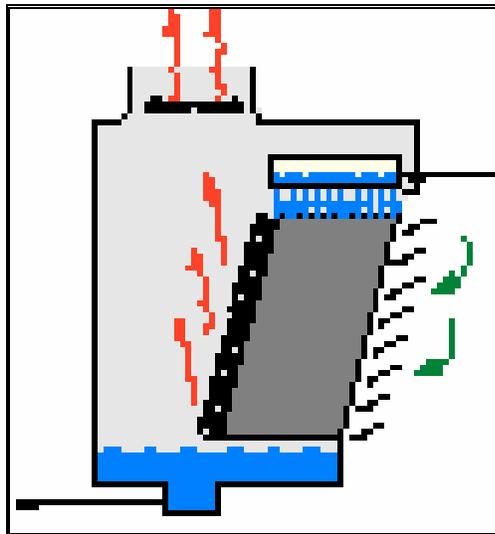
- Cuando existe poco espacio disponible al pie de la torre.
- Cuando es probable que por bajas temperaturas se puede congelar el aire a la entrada.
- Cuando el sistema de impulsión se debe diseñar con alta presión de descarga.

Las ventajas que presentan las torres a contracorriente son las siguientes:

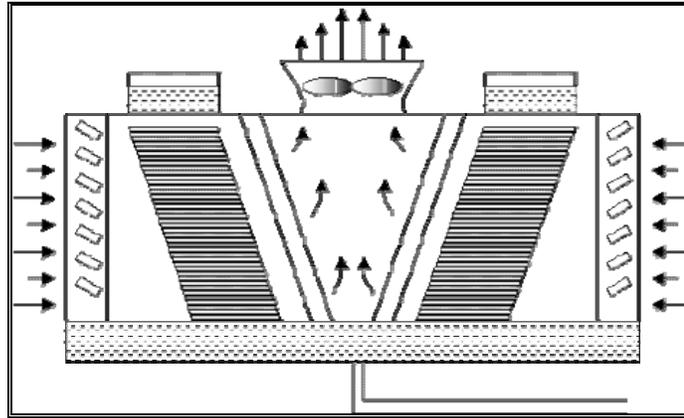
- a) Gracias a su altura pueden trabajar en diferencias de temperaturas mayores, lo que redundan en menor aproximación. Esta ventaja proviene de que en definitiva son termodinámicamente más eficientes.
- b) Debido a que las gotitas son más pequeñas, el intercambio de calor con el aire es más eficaz.

En la torre de tiro mecánico de flujo cruzado (Figura 11) el agua caliente se distribuye bajando por gravedad, alimentada a través de orificios que tiene la bandeja situada en la parte superior de la torre, el flujo de aire también es distinto, porque en este tipo de torre el aire se mueve en dirección horizontal hacia el sector central atravesando el relleno. Los costos operativos también son menores. Las torres de tiro mecánico a flujo cruzado se deben preferir cuando son importantes los siguientes criterios:

- Minimizar los costos de bombeo de agua.
- Minimizar el costo inicial del impulsor y tuberías.
- Minimizar el costo total operativo.
- Cuando se desea tener menos problemas de mantenimiento.



**Figura 10.** Torre de tiro inducido de flujo cruzado [1]



**Figura 11.** Torre de tiro inducido de flujo cruzado [17]

Las ventajas que presentan las torres de flujo cruzado comparadas con las de contracorriente son las siguientes:

- a) Menor demanda de energía de bombeo.
- b) Menor pérdida de agua por arrastre.
- c) Menor recirculación, es decir que el aire sigue un camino más directo.
- d) Como el espesor de relleno que atraviesa el aire es menor, la circulación en volumen por potencia de ventilador instalado es mayor.
- e) Debido a su mayor diámetro es posibles usar ventiladores más grandes, por lo que se necesita menor cantidad de celdas para el mismo tamaño de torre.
- f) Menor costo operativo debido a la demanda menor de energía.
- g) Menor costo de mantenimiento.

La principal desventaja que trae el flujo de aire horizontal se presenta en climas muy fríos porque al tener mayor cantidad de aberturas de entrada de aire y con mayor cantidad de aberturas de entrada de aire y con mayor superficie se hace más difícil controlarlas e impedir que se obstruyan con hielo. Además, son algo más susceptibles a la contaminación con algas y bacterias debido a que la base es mucho más ancha y como el reservorio receptor de agua está en la base tiene mayor superficie de

contacto con el aire, que es donde se produce la contaminación adicional, ya que el tiempo de residencia en el relleno es más o menos el mismo en los dos tipos, de contracorriente y de flujo cruzado.

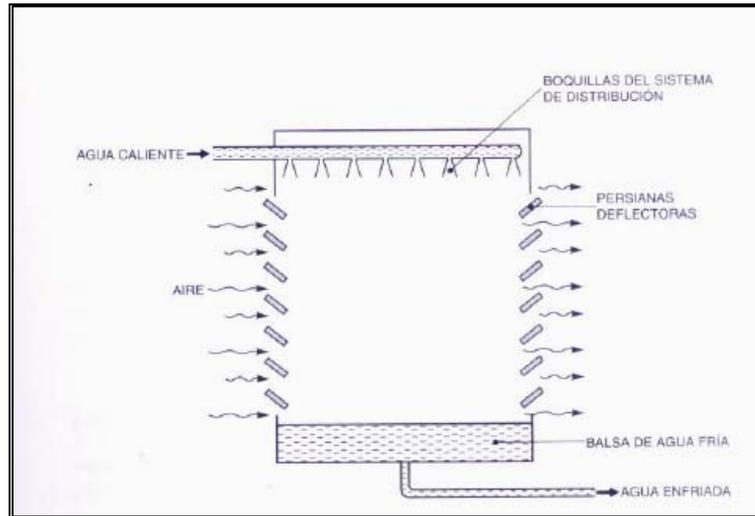
### **1.1.3.2 TORRE DE TIRO NATURAL**

Estas se clasifican a su vez en torres de circulación atmosférica (Figura 12) y torres de tiro natural (Figura 13). En este tipo de torre, la circulación del aire ocurre de manera espontánea, es decir, los ventiladores no son necesarios.

Las torres atmosféricas utilizan las corrientes de aire de la atmósfera. El aire se mueve de forma horizontal y el agua cae verticalmente (flujo cruzado). Son torres de gran altura y pequeña sección transversal. Deben instalarse en lugares muy despejados, de forma que ningún obstáculo pueda impedir la libre circulación de aire a través de la torre. Tienen un costo inicial alto debido a su gran tamaño, pero el costo de mantenimiento es reducido, al no existir partes mecánicas móviles.

“Una torre atmosférica es una solución muy económica para determinadas necesidades de refrigeración, si se puede garantizar que funciona, expuesta a vientos de velocidades iguales o superiores a los 2,22 m / s. Si la velocidad promedio del viento es baja, los costos fijos y de bombeo aumentan mucho en relación a una torre de tiro mecánico, y no compensan el ahorro del costo de ventilación”[17].

“La temperatura media del agua fría obtenida con una torre atmosférica, es inferior a la que se obtendría con una torre de tiro mecánico, diseñadas para unas mismas condiciones de uso, ya que la velocidad real del viento acostumbra a ser menor a la de diseño. La temperatura de salida del agua siempre depende de la velocidad y de la dirección del viento. Con este tipo de torre no es posible lograr una aproximación pequeña. Actualmente, las torre atmosféricas están en desuso” [17].

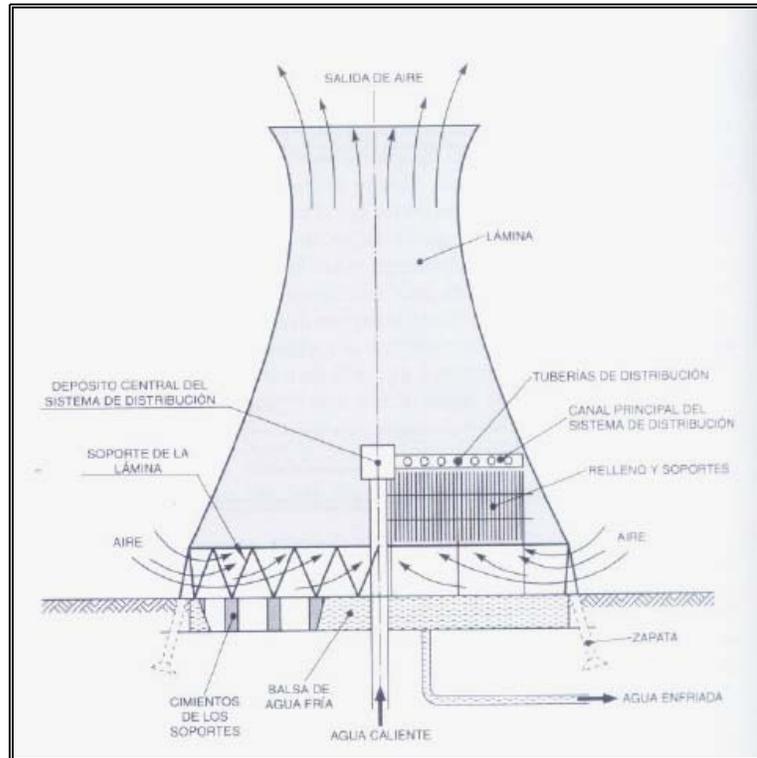


**Figura 12.** Torre de circulación atmosférica [17]

Las torres de tiro natural son aquellas en las que el aire es inducido sobre una gran chimenea situada sobre el relleno. El flujo de aire a través de la torre de tiro natural se debe en su mayor parte a la diferencia de densidad entre el aire fresco de la entrada y el aire tibio a la salida. El aire expulsado por la columna es más ligero que el del ambiente. El tiro aumenta a través de la torre en condiciones de gran humedad debido al incremento en la diferencia de presión estática disponible para promover el flujo del aire venciendo las resistencias internas. Por lo tanto, cuanto mayor sea la humedad a una temperatura de bulbo húmedo en particular, tanto más fría es el agua de salida para un conjunto de condiciones específicas. La relación de rendimiento con las condiciones de humedad permite un control exacto de la temperatura del agua de salida que es difícil lograr en una torre de tiro natural.

“Las torres de tiro natural tienen bajos costos de mantenimiento y son muy recomendables para enfriar grandes caudales de agua. En estas torres no se pueden utilizar rellenos de gran compactación, debido que a la resistencia al flujo del aire debe ser lo más pequeña posible. Además, estas torres son muy útiles en centrales

térmicas; muy pocas veces son aplicables a plantas industriales, debido a la fuerte inversión inicial necesaria” [17].



**Figura 13.** Torre de tiro natural [17]

#### **1.1.4 CRITERIOS DE DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

##### **1.1.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO**

Las dimensiones de una torre de enfriamiento dependen de los siguientes parámetros:

- Tasa de flujo volumétrico de agua circulante
- Rango

- Aproximación.

“La tasa de flujo volumétrico de agua circulante es proporcional a la carga térmica que tiene que vencer la torre, mientras mayor sea la tasa de flujo volumétrico de agua circulante, mayores serán las dimensiones del equipo. Una torre que maneje una tasa alta de flujo volumétrico, tendrá que vencer una alta carga térmica y necesitará unas condiciones de relleno, de tanque de agua fría y tanque de agua caliente considerables.”[2]

Las dimensiones de la torre dependen en gran medida del rango. A medida que sea mayor el rango, mayores serán también las dimensiones de la torre.

Mientras menor sea la aproximación de la torre de enfriamiento, mayores serán las dimensiones de ésta., la menor temperatura a la que podría llegar el agua en una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo, lo cual implicaría una aproximación igual a cero.

Si la aproximación tiende a cero, las dimensiones de la torre tenderán a infinito, y los costos serían muy onerosos, porque la altura de la torre sería exorbitante y la cantidad y dimensiones de relleno también.

“Cuando se desea escoger una torre, se deben tomar en cuenta los parámetros mencionados, ya que generalmente uno de ellos tendrá prioridad sobre los otros, dependiendo de los requerimientos de funcionamiento que se esperan del equipo” [2].

#### **1.1.4.2 SELECCIÓN DE TORRES DE ENFRIAMIENTO**

Para seleccionar una torre deben tomarse en cuenta los siguientes parámetros:

- Tasa de flujo volumétrico de agua circulante

- Rango
- Aproximación
- Temperatura de bulbo húmedo
- Velocidad del viento

La temperatura de bulbo húmedo que se considere en la selección debe ser la mayor temperatura de bulbo húmedo del sitio en el cual estará ubicada la torre, ya que es la condición menos favorable y el equipo debe tener la capacidad de cumplir con los requerimientos aún bajo dicha condición.

La velocidad del viento también influye de manera considerable en la selección de la torre. Una velocidad extremadamente alta sería perjudicial porque aumentaría el arrastre, provocaría recirculación del aire dentro de la torre y contribuiría a la evaporación.

Cuando se seleccione una torre, se debe tomar en cuenta que la máxima velocidad que debe tener el aire en el sitio de ubicación es de 4,4 m/s, de lo contrario no sería conveniente la colocación del equipo, ya que implicaría grandes costos.

Una vez conocidos los parámetros antes mencionados, se procede a seleccionar una torre cuyas características satisfagan los requerimientos.

“Los fabricantes de torres de enfriamiento presentan sus catálogos de selección de modelos, en los que especifican los valores de temperatura de bulbo húmedo, temperatura de agua caliente, temperatura de agua fría y la tasa de flujo volumétrico de agua circulante” [4].

## **1.1.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO**

### **1.1.5.1 CONDICIONES DE UBICACIÓN**

“Se refiere a las características que debe tener el entorno de ubicación de la torre, para que ésta opere de manera adecuada. Estas condiciones de ubicación son” [2]:

1. La torre debe estar lejos de fuentes de calor o de aire (chimeneas de humo).
2. La torre debe tener libre circulación del aire sin que exista recirculación del mismo dentro de la torre.
3. La torre debe estar ubicada a un nivel superior con respecto a las estructuras externas que se encuentran a su alrededor. De no cumplirse esto, se deben instalar atenuadores de ruido en las zonas de entrada y salida de aire.
4. La torre debe estar ubicada a un nivel superior con respecto a la sala de refrigeración, para evitar el efecto sifón.
5. La torre debe estar ubicada adyacente a la sala de refrigeración, para disminuir las dimensiones de las tuberías.
6. La torre ubicada en una azotea, sólo se permitirá una vez comprobado que la azotea pueda soportar el peso.
7. La torre debe tener acceso adecuado para las labores de operación y mantenimiento.

### **1.1.5.2 CONDICIONES DEL EQUIPAMIENTO**

“Se refiere a las condiciones que deben cumplir las partes y piezas de una torre de enfriamiento. Estas condiciones son las sugeridas para que el equipo opere de manera adecuada durante la realización de las pruebas, y son las siguientes” [2]

1. El sistema de distribución de agua debe estar limpio y libre de materiales extraños.
2. Los conductos de circulación de aire deben estar libres de objetos extraños y de algas que impidan la normal circulación de aire.
3. El relleno debe estar libre de materiales extraños, algas y sedimentos.
4. Los ventiladores deben rotar en la dirección correcta. Si se trata de ventiladores centrífugos, se debe verificar que el difusor esté apropiadamente instalado y libre de materiales extraños.

### 1.1.5.3 CONDICIONES OPERATIVAS

**Tabla 1.2.** Variación de parámetros con respecto a las condiciones de diseño.[2]

PARÁMETROS	VARIACIÓN
Temperatura de agua caliente	+/- 0.56 ° C
Temperatura de agua fría	+/- 0.56 ° C
Temperatura de bulbo húmedo	+/- 1.5 ° C
Temperatura de bulbo seco	+/-2.5 ° C

### 1.1.6 CÁLCULO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO

La teoría del proceso de transferencia de calor en una torre de enfriamiento que ha merecido una aceptación más generalizada es la que desarrolló Merkel. Este análisis se basa en la diferencia del potencial de entalpía como fuerza impulsora. Se supone que cada partícula de agua está rodeada de una película de aire y que la diferencia de entalpía entre la misma y entre el aire circundante, proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento. La expresión de Merkel se expresa en forma integrada de la manera siguiente: [17]

$$\frac{K a V}{L} = C p_w * \int_{T_{w1}}^{T_{w2}} \frac{dT_w}{h'_w - h'_a} \quad (1.10)$$

El grupo de la izquierda de la ecuación de Merkel se conoce como el coeficiente característico de una torre de enfriamiento. Es de notar que el término de la derecha se expresa en función de las propiedades termodinámicas del agua y del aire y es independiente de las dimensiones y el tipo de torre.

el coeficiente característico de la torre ( $K aV/L$ ) se determina mediante distintos métodos, de acuerdo al tipo de flujo (flujo en contracorriente y flujo cruzado). Para el caso de flujo contracorriente dos métodos pueden ser utilizados: El método de integración numérica, y el método de Tchebysheff.

El método de Tchebysheff se utiliza con mayor frecuencia debido a su simplicidad, y el coeficiente viene dado por la siguiente expresión: [17]

$$\frac{K aV}{L} = C p_w \int_{T_{w2}}^{T_{w1}} \frac{dT_w}{h'_w - h'_a} \cong \frac{T_{w1} - T_{w2}}{4} C p_w \left( \frac{1}{\Delta h'_3} + \frac{1}{\Delta h'_4} + \frac{1}{\Delta h'_5} + \frac{1}{\Delta h'_6} \right) \quad (1.11)$$

En el método de integración numérica se divide la torre en un número finito de volúmenes denominados “pisos”, tales que la temperatura de agua descienda por igual en cada uno de ellos.

**Tabla 1.3.** Pasos a seguir para desarrollar el método de Tchebycheff [4]

Temperatura del agua $T_w$ (K)	Entalpía de aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua $h'_w$ (kJ/kg)	Entalpía de aire atmosférico $h'_a$ (kJ/kg.)	$h'_w - h'_a$ (kJ/kg)	$1/\Delta h'$
$T_{w2}$	$h'_{w2}$	$h'_{a1}$		
$T_{w2} + 0,1(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w3}$	$h'_{a1} + 0,1 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_3$	$1/\Delta h'_3$
$T_{w2} + 0,4(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w4}$	$h'_{a1} + 0,4 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_4$	$1/\Delta h'_4$
$T_{w1} - 0,4(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w5}$	$h'_{a2} - 0,4 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_5$	$1/\Delta h'_5$
$T_{w1} - 0,1(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w6}$	$h'_{a2} - 0,1 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_6$	$1/\Delta h'_6$
$T_{w1}$	$h'_{w1}$	$h'_{a2}$		

Por lo general las torres de enfriamiento de tiro mecánico y tiro natural se diseñan para las razones de  $L / G$  que van de 0,75 a 1,5; así, los valores del coeficiente característico de la torre varían entre 0,5 y 2,5.

Luego de determinar el coeficiente por integración numérica es necesario diseñar el llenado de la torre y la distribución del aire para satisfacer la característica teórica de la misma.

Para determinar la altura del relleno de una torre de enfriamiento se debe determinar el tipo de relleno de la misma, ya que, la ecuación característica de los rellenos varía de acuerdo al grupo en que se encuentran. Si se desea determinar la altura del relleno de la torre, se utiliza la siguiente ecuación:[4]

$$Z = \text{HUT} \times \text{NUM} \quad (1.12)$$

Donde el término NUM se conoce como el número de unidad de transferencia o característica de la torre ( $K aV / L$ ) y el HUT es la altura de unidad de transferencia, que depende del tipo de relleno utilizado.

El área de la sección empacada de la torre es la relación que existe en el caudal másico de la misma, por lo tanto, esta se determina de la siguiente manera: [4]

$$A_R = \frac{L}{L} \quad (1.13)$$

La eficiencia de la torre indica el rendimiento de ésta para unas condiciones determinadas de diseño. Es la relación entre la capacidad máxima o ideal que podría llegar a tener teóricamente determinándose con la siguiente ecuación: [4]

$$\varepsilon = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{bh}} \quad (1.14)$$

### 1.1.7 PÉRDIDAS DE AGUA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO

En una torre de enfriamiento hay pérdidas de agua y las causas son [2]:

- Evaporación
- Arrastre
- Drenado o purga

La pérdida por evaporación, como su nombre lo indica, se debe a la pérdida de agua evaporada durante el proceso, y representa aproximadamente el 1 % del agua total que circula por el IC por cada 5,5 ° C de rango. Por otro lado, la pérdida por arrastre es la cantidad de agua que es arrastrada por el aire que circula por la torre y es aproximadamente el 0,2 % del agua que circula por la torre. La pérdida por drenado o purga es la debida a la eliminación de agua del tanque de agua fría, que es con el fin de evitar altas concentraciones de sales y minerales en el agua. El drenado varía con las condiciones del agua y debe ser establecido en el programa de tratamiento de ésta. Cuando las condiciones del agua no son extremadas, el drenaje es aproximadamente 0,3 % por cada 5,5 ° C de rango. El drenado es de gran importancia, ya que evita la formación de incrustaciones en el sistema [2]. La suma de las pérdidas por evaporación, arrastre y drenado o purga, representa el agua de reposición de la torre.

$$\dot{V}_r = \dot{V}_e + \dot{V}_a + \dot{V}_d \quad (1.15)$$

## 1.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR.

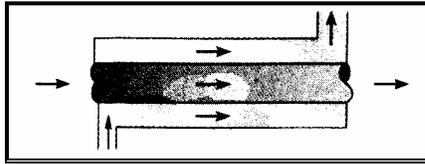
Los intercambiadores de calor son equipos que tienen uso común en ingeniería, utilizan dos fluidos a diferentes temperaturas los cuales están separados por un medio convectivo (pared sólida conductora de calor). Estos sirven para enfriar o calentar (según sea el caso) un fluido de trabajo.



**Figura 14.** Basco Type 500 Shell & Tube Heat Exchangers

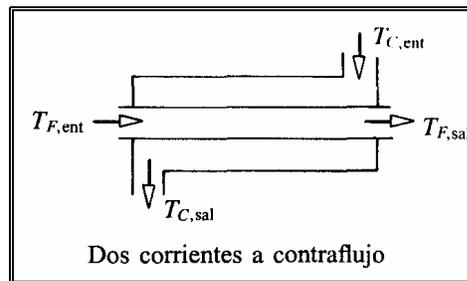
### 1.2.1 TIPO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. El intercambiador de calor más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos (o doble tubo). En el arreglo de flujo paralelo de la figura 15 los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo.



**Figura 15.** Intercambiador de calor de tubo concéntrico [12].

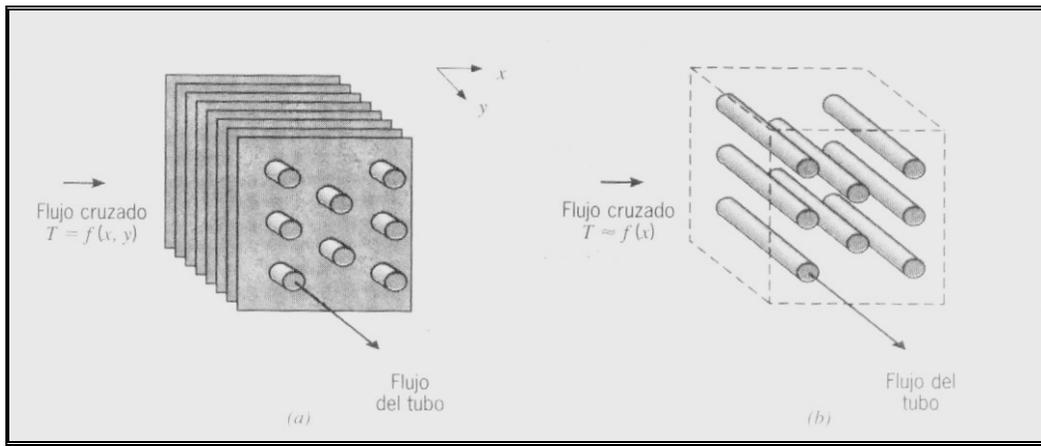
En el arreglo de contra flujo de la figura 16, los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas, y salen por extremos opuestos.



**Figura 16.** Intercambiador de calor de tubo concéntrico [8].

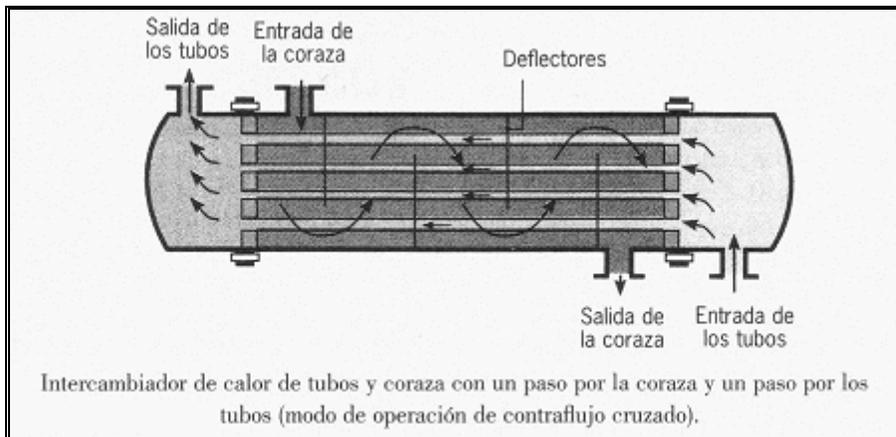
“De manera alternativa, los fluidos se pueden mover en flujo cruzado (perpendiculares entre sí, como se muestra mediante los intercambiadores de calor tubulares con aletas y sin aletas de la figura 17. Las dos configuraciones difieren según el fluido que se mueve sobre los tubos esté mezclado o no mezclado. En la figura 17.a, se dice que el fluido no está mezclado porque las aletas impiden el movimiento en una dirección (y) que es transversal a la dirección del flujo principal (x). En este caso la temperatura del fluido varía con x y y. Por el contrario, para el conjunto de tubos sin aletas de la figura 17.b, es posible el movimiento del fluido en la dirección transversal, que en consecuencia es mezclado, y las variaciones de

temperatura se producen, en principio, en la dirección del flujo principal. En el intercambiador con aletas, dado que el flujo del tubo no es mezclado, ambos fluidos están sin mezclar mientras que en el intercambiador sin aletas un fluido está mezclado y el otro sin mezclar. La naturaleza de la condición de mezcla puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor [12]”.



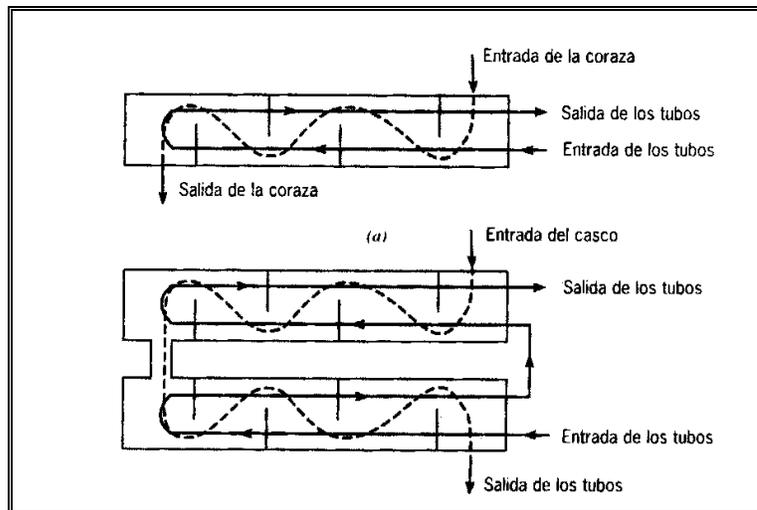
**Figura 17.** Intercambiadores de calor de flujo cruzado. (a) Con aletas y ambos fluidos sin mezclar. (b) Sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar.[12]

“Otra configuración común es el intercambiador de calor de tubos y carcasa. Las formas específicas difieren de acuerdo con el número de pasos de tubos y carcasa, la forma más simple, que implica un solo paso por tubos y carcasa, se muestra en la figura 18 [12].



**Figura 18.** Intercambiador de tubo y carcasa con un solo paso por los tubos y por la carcasa [12]

En las figuras 19.a y 19.b se muestran intercambiadores de calor con deflectores con un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos y con dos pasos por la carcasa cuatro pasos por los tubos, respectivamente.



**Figura 19.** Intercambiadores de calor de tubos y carcasa. (a) Un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos. (b) dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por los tubos [12].

### 1.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El coeficiente global de transferencia de calor forma parte de uno de los parámetros más importantes a la hora de diseñar cualquier intercambiador de calor ya que este relaciona las resistencias a la convección, conducción y una resistencia térmica denominada “factor de impureza” que no es más que la resistencia a la conducción de calor que se produce por la aparición de pequeñas impurezas alrededor de los tubos después que estos están en funcionamiento. Este factor depende de la temperatura de operación de los fluidos involucrados, la velocidad así como también del tiempo de servicio del intercambiador de calor.

Aquí tenemos 2 tablas la primera nos muestra los factores de impureza o suciedad y la segunda los valores del coeficiente global de transferencia de calor.

**Tabla 1.4.** Factores de impureza representativos [12]

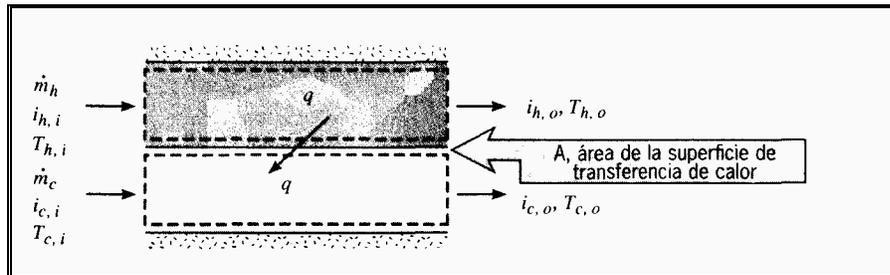
Fluido	$R_f'$ ( $m^2 \cdot K/W$ )
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por debajo de 50°C)	0.0001
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por arriba de 50°C)	0.0002
Agua de río (por debajo de 50°C)	0.0002-0.001
Aceite de motor	0.0009
Líquidos refrigerantes	0.0002
Vapor (no aceitoso)	0.0001

**Tabla 1.5.** Valores del coeficiente global de transferencia de calor [12]

Combinación de fluidos	$U$ ( $W/m^2 \cdot K$ )
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800-1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

### 1.2.3 TRANSFERENCIA TOTAL DE CALOR.

“La transferencia de calor total de un intercambiador de calor de tubo y carcasa es el producto de la relación que hay entre las temperaturas de entradas y salida de los fluidos, el coeficiente global de transferencia de calor, además del área de superficial. Al aplicar balances de masas globales de energía a los fluidos caliente y frío, como lo muestra la figura 20. En particular, si  $q$  es la transferencia total de calor entre los fluidos caliente y frío y hay transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores” [12].



**Figura 20.** Balances globales de energía para los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor de dos fluidos [12].

“Veamos las ecuaciones resultantes producto del balance de masa hecho en un intercambiador de calor teórico”[12]:

Si los fluidos experimentan cambio de fase, tenemos:

$$q = m_h * (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (1.16)$$

y

$$q = m_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (1.17)$$

Donde los subíndices h y c se refieren a fluidos calientes y frío mientras que o e i a la salida y entrada de fluidos. Si los calores específicos son constantes entonces tenemos que:

$$q = m_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1.18)$$

y

$$q = m_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1.19)$$

Donde  $C_p$  es el calor específico de los fluidos calientes y frío, además T representa la temperatura de entada y salida de dichos fluidos.

#### **1.2.4. NORMAS Y ESPECIFICACIONES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA HAZ TUBOS.**

“El diseño y la fabricación de casi todos los intercambiadores de calor están sujetos a los requerimientos del código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, sección VIII. Sin embargo, el código no cubre todos los detalles del diseño y lista solamente un número limitado de sugerencias no obligatorias para el diseño práctico. En las normas TEMA, aparecen instrucciones detalladas para el diseño y la construcción de la carcasa y el haz tubular” [22].

“La Norma API-660, Segunda Edición, Diciembre 1973, “Intercambiadores de Calor para uso general en Refinerías”, especifica el diseño, construcción y control de proyecto para intercambiadores de carcasa y haz de tubos, incluyendo el uso de las Hojas de Especificaciones. Esta edición de la norma API-660, es una revisión que

ajusta aún más la norma y está orientada hacia la construcción bajo normas TEMA-R”[22].

“Las normas TEMA: Normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares. Séptima Edición, 1988, se aplican al diseño y construcción de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos como parte de API-660. La nomenclatura aplicada por esta asociación para designar a estos equipos, actualmente es de uso común a nivel industrial”[22].

“Las normas TEMA diferencian tres clases de intercambiadores”[22]:

Clase “R”: La cual es parte de la norma API-660, está orientada a los requerimientos muy severos de la industria petrolera y aplicaciones de proceso. Esta clase debe ser seleccionada donde la durabilidad y seguridad son los factores más importantes.

Clase “C”: Está diseñada para cubrir los requerimientos de aplicaciones de procesos comerciales generales. Los equipos fabricados bajo esta sección están diseñados para máxima economía, son compactos y consistentes con los requerimientos de operación y seguridad de tales aplicaciones.

Clase “B”: Es una clase intermedia ideada para aplicaciones en la industria química. Es más exigente que la clase ‘C’ pero menos que la clase R”.[22]

#### **1.2.4.1 NUMERACIÓN DE TAMAÑOS Y DESIGNACIÓN DE TIPOS.**

Según el Manual del Ingeniero Químico [19], las “prácticas recomendadas para la designación de intercambiadores de calor convencionales de carcasa y tubo mediante números y letras las estableció la Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Esta información de la sexta edición de la obra TEMA Standard se reproduce en los siguientes párrafos” [19].

“Se recomienda que el tipo y el tamaño del intercambiador de calor se designe mediante números y letras” [19].

1. Tamaño. Los tamaños de las carcasas (y los haces de tubos) se deben designar mediante números que describan los diámetros de la coraza (y el haz de tubos) y las longitudes de los tubos como sigue:

2. Diámetro. El diámetro nominal tiene que ser el diámetro interior de la carcasa, en pulgadas, redondeado al número entero más cercano.

3. Longitud. La longitud nominal será la del tubo, en pulgadas. La longitud del tubo para tramos rectos se considerará como la longitud real total. Para tubos en U, la longitud será la del tramo recto desde el extremo del tubo a la tangente al acodamiento.

4 Tipos. La designación de tipo se hará mediante letras que describen el cabezal estacionario, la carcasa (que se omite para los haces exclusivamente) y el cabezal posterior, en ese orden, como se indica en la figura 21:

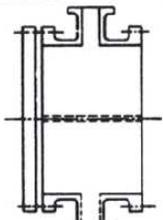
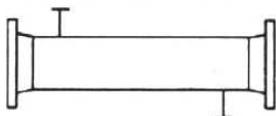
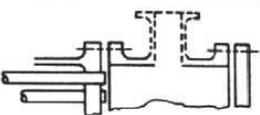
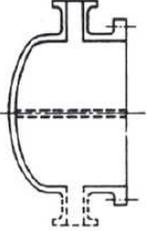
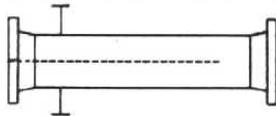
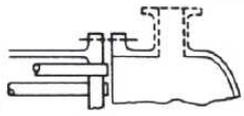
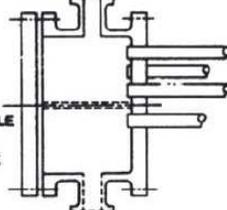
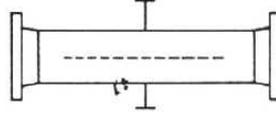
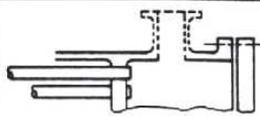
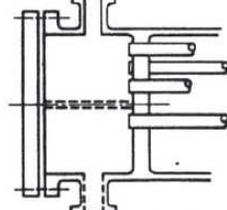
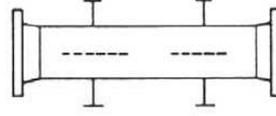
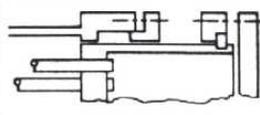
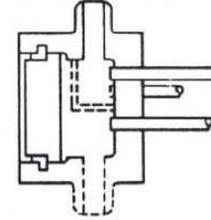
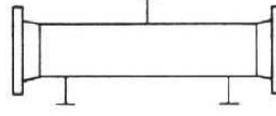
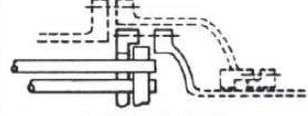
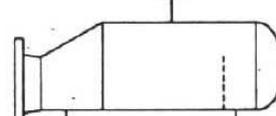
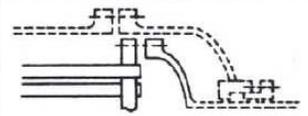
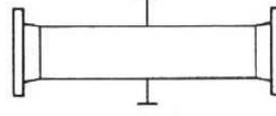
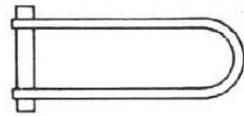
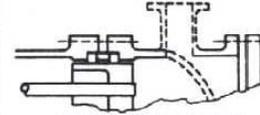
	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
<b>A</b>	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	<b>E</b>	 ONE PASS SHELL	<b>L</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
<b>B</b>	 BONNET (INTEGRAL COVER)	<b>F</b>	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	<b>M</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
<b>C</b>	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>G</b>	 SPLIT FLOW	<b>N</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
<b>N</b>	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>H</b>	 DOUBLE SPLIT FLOW	<b>P</b>	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
<b>D</b>	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	<b>J</b>	 DIVIDED FLOW	<b>S</b>	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		<b>K</b>	 KETTLE TYPE REBOILER	<b>T</b>	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		<b>X</b>	 CROSS FLOW	<b>U</b>	 U-TUBE BUNDLE
				<b>W</b>	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura 21. Designación de tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubo (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 6a ed., 1978)[16].

### **1.3 COSTO ASOCIADO CON LA ADQUISICIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.**

Costos de inversión

Gastos iniciales del proyecto y consiste en todo lo relacionado con la adquisición de equipos e infraestructura necesaria para poner en marcha el proyecto en cuestión.

Costos de funcionamiento

Son los costos relacionados con la operación y mantenimiento de equipos

Costos de mantenimiento

Los costos de mantenimiento son la suma de todos los gastos incurridos para su desempeño, durante un período de tiempo (un mes, un año).

## **CAPÍTULO II**

### **METODOLOGÍA**

En este capítulo se exponen los pasos que se desarrollaron para lograr los objetivos planteados. Se muestran cada uno de los procedimientos de evaluación y diseño empleados.

#### **2.1 RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN**

El proyecto nació como una necesidad de la planta TACOA, la cual presentaba problemas de enfriamiento del agua que iba a ser empleada para bajar la temperatura del aire de los enfriadores del generador de electricidad (TMAE Corporation Electric) que sería puesto en marcha. La escogencia del sistema de enfriamiento fue consecuencia de un estudio técnico y económico, la cual se llevaría a cabo mediante la recopilación y revisión de información necesaria con el fin de proponer algunas posibles soluciones, adaptándonos a los parámetros de diseño de los fabricantes del generador.

#### **2.2 BÚSQUEDA DE RANGOS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC.**

Se realizó mediante la revisión del manual del equipo con el fin de establecer de manera clara y precisa los parámetros (rango de funcionamiento exigidos por los fabricantes) de cada uno de los fluidos que intervienen en los enfriadores del generador.

### **2.3 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACTUAL DE LA UNIDAD CRZ1.**

Se revisaron los informes de inspecciones y evaluaciones hechas anteriormente al circuito de enfriamiento, de la unidad CRZ1. Es importante señalar que en estos trabajos algunos valores de caudal, presión y temperatura de los fluidos de operación de los equipos del sistema no pudieron obtenerse mediante lecturas directas, fueron hallados por balances de energía y curvas características de las bombas que impulsan dichos fluidos, en ciertos casos se asumieron valores iguales a los de diseño reportados en las hojas de especificaciones de los equipos.

### **2.4 ANÁLISIS DE ESPACIOS DISPONIBLES EN PLANTA**

Se inspeccionaron los lugares de la planta, que se encontraban disponibles para el sistema de enfriamiento y se midieron cada uno de ellos con el fin de delimitar los espacios para la instalación de los equipos.

### **2.5 PROPUESTA DE OPCIONES DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.**

En esta fase se realizó una revisión bibliográfica preliminar se propusieron equipos de enfriamiento que se discutieron con los líderes del proyecto, con la finalidad de descartar aquellos sistemas que no eran posible instalar tomando en cuenta los siguientes criterios: configuración típica, parámetros de diseño (rangos de caudal, presión y de temperatura), costos, además de la disponibilidad y usos anteriores en centrales termoeléctricas. En esta etapa el proyecto se limitó a dos opciones: la primera de ellas fue la instalación de una torre de enfriamiento en circuito cerrado, solo para los enfriadores del generador, y la segunda, al uso de intercambiadores de calor de tubo y carcasa con agua de mar como refrigerante para todo la unidad CRZ1

que contempla el enfriamiento del agua de las chumaceras de la bomba de alimentación, intercambiadores de aceite de la turbina, intercambiadores de calor del generador, enfriador del ventilador de tiro inducido y del motor de la bomba de alimentación y de circulación.

### **2.5.1 ESTUDIO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

Se determinó el tipo de torre de acuerdo al curso de corriente de aire (flujo contracorriente y cruzado) y fuerza motriz (de tiro natural o de tiro mecánico) tomando en cuenta los siguientes parámetros:

1. Tasa de flujo volumétrico.
2. Rango de temperatura.
3. Aproximación.
4. Temperatura de Bulbo Húmedo.
5. Condiciones de ubicación.
  - a. Espacio disponible.
  - b. Fuentes de calor.
  - c. Circulación del aire.
  - d. Acceso adecuado para operación y mantenimiento.

Se realizó un procedimiento de cálculo para dimensionar la torre de enfriamiento (altura y área de la sección empacada), para ello se calculó el coeficiente característico de la torre de enfriamiento a través de la solución de la ecuación de Merkel, mediante el método de integración de Tchebysheff para el tipo de flujo seleccionado. Además se realizaron los cálculos para hallar el caudal de agua de reposición, la potencia requerida por el ventilador y la eficiencia de la torre,

utilizando para ello normas y estándares internacionales provenientes del Instituto de Torres de Enfriamiento (CTI).

#### **2.5.1.1 CRITERIOS Y CONSIDERACIONES QUE SE TOMARON EN CUENTA EN LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

En el diseño de las torres de enfriamiento existen normas y códigos internacionales que rigen este proceso, estas provienen del “Instituto de Torres de Enfriamiento (Cooling Technology Institute (CTI))”. El diagnóstico energético de las torres de enfriamiento está basado en el código CTI-STD ATC-105 1990, los materiales de relleno se rigen por la norma CTI-STD-137 1980 y ASTM-D-1784 CLASE 13334C. Criterios y consideraciones tomadas en el procedimiento de cálculo de la torre de enfriamiento: [4]

- La característica de la torre varía de 0,5 a 2,50. (CTI-STD ATC-105 1990).
- La relación L/G varía entre 0,75 y 1,50, siendo los más empleados en condiciones de operación severas los siguientes valores: 0,6; 1; 1,3; 1,5 (CTI-STD ATC-105 1990).
- La temperatura de salida del agua debe tener una aproximación a la temperatura del bulbo húmedo de 4 ° C a 6 ° C. (CTI-STD ATC-105 1990)
- La menor temperatura a la que podría llegar el agua en una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo, lo cual implicaría una aproximación igual a cero.
- La temperatura de bulbo húmedo de diseño se aumenta en 0,5 °C para torres de tiro inducido, 1° C para torres de tiro forzado.

- La diferencia entre la temperatura de entrada y temperatura de salida del agua se encuentra por lo general en un rango de 10-20 °C. (CTI-STD ATC-105 1990)
- La pérdida de presión del aire en una torre de enfriamiento está alrededor de 498 Pa. (CTI-STD ATC-105 1990).
- La altura total de la torre de tiro mecánico es igual a 1,5 veces la altura del relleno
- El valor empleado para la carga de agua es de  $2,72 \text{ kg / s m}^2$ . En las torres de tiro mecánico, la carga másica de agua sobre el relleno suele ser entre 0,8 y 4  $\text{kg /s m}^2$ . Si la carga es inferior a  $0,8 \text{ kg /s m}^2$ , el agua se canaliza, quedando zonas secas de relleno. Si, por el contrario, es superior a  $4 \text{ kg /s m}^2$ , el agua forma fuertes corrientes, reduciendo el área efectiva de intercambio de calor con el aire. Un valor muy usual de carga es  $2,72 \text{ kg / s m}^2$
- El caudal másico de agua para enfriar en torres de tiro mecánico se encuentra por lo general entre 10-250  $\text{kg. /s}$ .

### **2.5.1.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA TORRE DE TIRO MECÁNICO CON FLUJO CONTRACORRIENTE.**

#### **2.5.1.2.1 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL AIRE Y AGUA.**

Se establecieron las correlaciones necesarias para la determinación de las propiedades físicas y químicas del aire, éstas son: la densidad y la viscosidad (Apéndices B.2 y B.3). Las propiedades del agua se obtuvieron mediante interpolación lineal (Anexos A.1 y A.8).

#### **2.5.1.2.2 CÁLCULO DE LA CARACTERÍSTICA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

La característica de la torre de enfriamiento se determinó a través de la ecuación de Merkel (1.11). Se utilizó el método de Tchebycheff para la resolución de dicha ecuación. Ver tabla 1.3.

Para la completación de los términos de la tabla del método de Tchebycheff se llevaron a cabo los siguientes pasos:

- Se determinó mediante el programa de “Psicometría” del Ing. A. Miranda la temperatura de bulbo húmedo con la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa. (Apéndice C)
- Se calculó la entalpía específica del aire atmosférico en la entrada de la torre  $h'_{a1}$ . (Apéndice B).

- Se determinó la entalpía específica atmosférica a la salida de la torre  $h'_{a2}$  (Apéndice B)
- Se calculó la entalpía específica del aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua  $h'_{w1}$ .(Apéndice B)
- Se calculó la entalpía específica del aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua  $h'_{w2}$ .(Apéndice B)
- Completación de los términos de la tabla de Tchebycheff. (Tabla 1.3)
- Se determinó la característica de la torre por la ecuación (1.11)

#### **2.5.1.2.3 ALTURA DEL RELLENO:**

Para calcular la altura del relleno

- a. Fue seleccionado el modelo del relleno.
- b. Se determinó el HUT mediante la ecuación característica del relleno (1.6)
- c. Cálculo de altura mediante la formula (1.12)

#### **2.5.1.2.4 CÁLCULO DEL ÁREA DEL RELLENO.**

El área del relleno se halló mediante la relación (1.13).

#### **2.5.1.2.5 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO.**

La caída de presión del aire para el relleno seleccionado (Lowe y Christie LC10) (Figura 5) se calculó por medio de la ecuación (1.7)

#### **2.5.1.2.6 POTENCIA DEL VENTILADOR.**

La potencia del ventilador se halló mediante la expresión (1.9)

#### **2.5.1.2.7. EFICIENCIA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

Por medio de la relación (1.14) se halló la eficiencia de la torre.

#### **2.5.1.2.8 CÁLCULO DEL CAUDAL DE REPOSICIÓN**

Mediante la expresión (1.15) se halló el caudal de reposición

#### **2.5.1.3 ESTUDIO DE LIMITACIONES AMBIENTALES PARA LA SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

Las temperaturas de salida del agua de la torre de enfriamiento dependen de las temperaturas de bulbo húmedo del aire en la zona que se desea ubicar la torre. Debido a que no se contaba con el material ni equipos especializados en la toma de datos en sitio (nivel desaireadores), se decidió tomar la temperatura de bulbo húmedo los informes realizados por La Armada de Venezuela, Dirección de Hidrografía y Navegación Observatorio Naval “Juan Manuel Cajigal” y El Ministerio de Ambiente. Aunque los sitios de medición no se encuentran en la planta TACOA, estos están ubicados muy cerca de la misma y se tomó en cuenta en gradiente de temperatura por altitud en Venezuela (0.65 °C por cada 80 m).

#### **2.5.2 DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.**

En esta etapa se propusieron y discutieron con los líderes del proyecto las opciones a estudiar, con el propósito de llegar a una solución factible. Se estudiaron 4 opciones para los intercambiadores de calor. En los tres primeros casos se estimó el área de transferencia de calor adecuada y el último se estudió un intercambiador con las

mismas condiciones del que esta instalado actualmente en el sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1, pero nuevo.

1. Instalación de un intercambiador de calor de tubo y carcasa con mayor área de transferencia de calor.
2. Instalación de dos intercambiadores de calor de tubo y carcasa con los dos fluidos de operación en serie.
3. Instalación de dos intercambiadores de calor de tubo y carcasa con el fluido refrigerante en paralelo y el fluido a enfriar en serie.
4. Sustitución de un intercambiador de calor de tubo y carcasa por uno exactamente igual al actualmente instalado en el sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1.

Se debe destacar que para todos estos casos el fluido refrigerante en los intercambiadores de calor es agua de mar.

Para evaluar y diseñar los intercambiadores de calor se utilizó el Programa “Intercambiadores de calor” cuyo autor es el Ingeniero Francisco García, el alcance del programa limita su uso en el diseño de intercambiadores con configuraciones de intercambiadores en serie y paralelo.

### **2.5.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA “INTERCAMBIADORES DE CALOR”.**

“Este Programa de computación fue desarrollado en lenguaje de programación Turbo-Pascal versión 5.5 (Borlad Internacional 1989), para ser ejecutado en un computador personal” bajo el ambiente MSDOS. “Este permite realizar el diseño térmico y la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubo y carcasa, cuenta con un sistema de ayudas por pantalla que guían al usuario a lo largo de la ejecución del programa, permitiendo que el mismo se puede ejecutar con agilidad, sin que sea imprescindible la consulta con el manual del usuario.” [21]

Los procedimientos de diseño y evaluación de intercambiadores de calor usados en este programa se rigen por normas internacionales, las cuales son:

- “Las normas de La Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares TEMA (1988), se aplican al diseño y la construcción de intercambiadores de calor tubulares o convectivos, entre los que se encuentran los de carcasa y tubos. La nomenclatura propuesta por esta asociación es de uso común y las designaciones que recomienda son usadas por todo tipo de industria. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos a ser diseñados o evaluados con el procedimiento en este programa, son los incluidos, tanto en la clase TEMA “R”, que satisface la norma API-660 y que está orientada a los requerimientos severos propios de las industrias del sector petrolero, como en las clases “B” y “C” para aplicaciones con requerimientos menos severos.”[21]
  
- “Norma API-660,” Intercambiadores de Calor para Servicios de Refinerías en General”, se especifica el diseño y la construcción de intercambiadores de calor de carcasa y tubo, incluyendo el uso de hojas de especificaciones. [21]

- “El diseño y la construcción de la mayor parte de intercambiadores de calor están sujetos a los requerimientos del código ASME para “Calderas y Recipientes a Presión”, sección VIII. Sin embargo, este código no cubre todos los detalles de diseño de intercambiadores de calor y se reduce a recomendar un número limitado de sugerencias que no son obligatorias”. [21]
- “Para realizar el diseño térmico de un intercambiador de calor, se supone un arreglo preliminar, que luego debe verificarse. De ser necesario, se hacen ajustes a los parámetros geométricos (longitud, diámetro exterior, disposición o arreglo; N° de pasos por tubos; distancia entre tubos; distancia entre deflectores; tipo de carcasa; tipo de cabezales; etc.) para igualar las condiciones requeridas”. [21]

“Cuando ya se dispone de un intercambiador de calor y se desea saber la factibilidad técnica en que opere bajo ciertas condiciones distintas a las de diseño, se debe realizar la evaluación térmica de ese equipo. La evaluación se diferencia del diseño en que el intercambiador de calor ya está construido o al menos especificado. Por esta razón el área de transferencia de calor, o sea que el número, el arreglo, el diámetro exterior y la longitud de los tubos; el número de pasos por tubos; la distancia entre tubos y entre deflectores; el tipo de carcasa y de cabezales; etc., no son incógnitas sino datos del problema. En este caso se debe determinar si el intercambiador de calor satisface los requerimientos de área de transferencia de calor y, si es así, cual es la temperatura de salida y la tasa de flujo másico de la corriente de fluido, que sean incógnitas del problema. ” [21]

### **2.5.2.1 .1. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA.**

“La ejecución de este programa consiste en proceso iterativo que implica un gran volumen de cálculos, usar el computador facilita la ejecución de los procedimientos, reduciendo a un mínimo el tiempo requerido y los errores cometidos, aumentando así la confiabilidad del cálculo [21]”

Se utiliza el método de LMTD (PDVSA 1986), descrito a continuación: [21]

- “Calcular la tasa de flujo de calor  $Q$ , a partir de las condiciones de las corrientes de fluido.
- Calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas LMTD, en base a las condiciones de las corrientes de fluido.
- Determinar el factor de corrección  $F$ , con las condiciones de las corrientes de los fluidos y el arreglo supuesto del intercambiador de calor.
- Suponer el coeficiente global promedio de transferencia de calor  $\hat{U}_0$  supuesto.
- Determinar el área de transferencia de calor  $A_0$  supuesta en base al valor de  $\hat{U}_0$  supuesto.
- A partir del valor de  $A_0$  supuesta, dimensionar geoméricamente el intercambiador de calor, conforme al arreglo supuesto.

- Calcular las caídas de presión  $\Delta p$  de las corrientes de los fluidos a través del intercambiador de calor y modificar el diseño de ser necesario, para obtener un balance razonable entre estas y las dimensiones geométricas.
- Determinar  $\hat{U}_0$  calculado a partir de las propiedades termofísicas de los fluidos, de los factores de ensuciamiento y del arreglo del intercambiador de calor supuesto.
- Determinar  $A_0$  calculada en base a los valores de  $\hat{U}_0$  calculado,  $F$ , LMTD y  $Q$ .
- Comparar  $A_0$  calculada y  $A_0$  supuesta, y repetir los cálculos desde el tercer punto, hasta que la diferencia entre estos valores sea muy pequeña, imponiendo como nuevo valor de  $\hat{U}_0$  supuesto el obtenido de  $\hat{U}_0$  calculado en la iteración anterior (suelen ser varios los valores de  $\hat{U}_0$  supuesto que satisfacen el criterio de que  $A_0$  calculada es aproximadamente igual a  $A_0$  supuesta, por lo que pueden obtenerse varios diseños para cada caso)”.

#### **2.5.2.1.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA.**

“El procedimiento de cálculo para la evaluación térmica de intercambiadores de calor aquí propuesto, se basa en el método de LMTD, a diferencia de la mayoría de los procedimientos de evaluación, que se basan en el método de efectividad-NTU, y consiste en: [21]

- Calcular la tasa de flujo de calor  $Q$ , a partir de las condiciones conocidas para una de las corrientes de fluido, bien sea la caliente o la fría (h/c).

- Calcular el área de transferencia de calor  $A_0$  en base a las especificaciones del intercambiador de calor.
- Suponer la temperatura de salida de la otra corriente de fluido  $T_{c/h, 2}$  supuesta, y definir cual de las dos corrientes ha de fluir por el interior de los tubos.
- Determinar la diferencia media logarítmica de temperaturas LMTD supuesta, en base a las condiciones de las corrientes de fluido, tanto las conocidas como las supuestas.
- Determinar el factor de corrección  $F$ , con las condiciones de las corrientes de los fluidos y el arreglo de intercambiador de calor especificado.
- Calcular las caídas de presión  $\Delta p$  de las corrientes de los fluidos a través del intercambiador de calor.
- Calcular  $\hat{U}O$  a partir de las propiedades termofísicas de los fluidos, de los factores de ensuciamiento y de la disposición o arreglo especificado del intercambiador de calor.
- Determinar LMTD calculada en base a los valores de  $\hat{U}_0$ ,  $A_0$ ,  $F$  y  $Q$ .
- Comparar  $T_{c/h,2}$  calculada y  $T_{c/h,2}$  supuesta, y repetir los cálculos desde el tercer punto, hasta que la diferencia entre estos valores sea muy pequeña, imponiendo como nuevo valor de  $T_{c/h,2}$  supuesta el obtenido de  $T_{c/h,2}$  calculada en la iteración anterior.” [21]

### **2.5.2.1 .3 SISTEMAS DE AGUA Y AGUA SALADA EN SERIE Y SISTEMA DE AGUA EN SERIE - AGUA SALADA EN PARALELO:**

Debido a que el programa de transferencia de calor no había sido probado, para intercambiadores en serie o paralelo se tomo la decisión de diseñar cada uno de los intercambiadores por separado, la explicación a continuación:

#### **2.5.2.1.3.1 SISTEMAS DE AGUA Y AGUA DE MAR EN SERIE.**

1. Se tomaron las temperaturas de entrada del agua de mar y del agua.
2. Se estableció la temperatura de salida del agua de mar (a conveniencia).
3. Se utilizaron la ecuación de calor N° 1.18 y 1.19 reflejada en el marco teórico, y de aquí despejamos la temperatura de salida del agua.
4. Con el dato que se obtuvo en 3.- y con ayuda del programa “intercambiadores de calor” calculamos el primer intercambiador.
5. La temperatura de entrada del agua caliente para el segundo intercambiador, fue la temperatura de salida del agua caliente (agua) del primero de ellos (dato 3).
6. La temperatura de entrada del agua fría (agua de mar) para el segundo intercambiador es la temperatura de salida (agua de mar) del primero de ellos.
7. Se estableció la temperatura de salida del agua de mar a conveniencia.

8. Con el programa (intercambiadores de calor), calculamos el segundo intercambiador.

#### **2.5.2.1.3.2 SISTEMAS DE AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO.**

1. Se tomaron las temperaturas de entrada del agua de mar y del agua.
2. Se estableció la temperatura de salida del agua de mar (a conveniencia).
3. Se utilizaron la ecuación de calor N° 1.18 y 1.19 reflejada en el marco teórico, y de aquí despejamos la temperatura de salida del agua.
4. Con el dato que obtuvimos de 3. y con ayuda del programa “intercambiadores de calor” calculamos el primer intercambiador.
5. La temperatura de entrada del agua caliente para el segundo intercambiador, es la temperatura de salida del agua caliente (agua) del primero de ellos (dato 3).
6. La temperatura de entrada del agua de mar del segundo intercambiador es igual al primero intercambiador.
7. Se estableció la temperatura de salida del agua de mar a conveniencia.
8. Con el programa (intercambiadores de calor), calculamos el segundo intercambiador.

## **2.6. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS ECONÓMICO**

El análisis económico se realizó al equipo técnicamente seleccionado, para ello se obtuvieron los costos de inversión para la adquisición del equipo a través de la solicitud de presupuestos a las compañías fabricantes de los sistemas de enfriamiento y fueron estimados los costos asociados con operación y mantenimiento. La vida útil del equipo se estimó mediante la comparación de equipos similares al seleccionado encontrados en la Planta TACOA.

## **CAPITULO III**

### **ANÁLISIS TÉCNICO de sistemas de ENFRIAMIENTO**

En este capítulo se presentan los parámetros para el agua exigidos por el fabricante del generador TMAE, y los datos recopilados del sistema de enfriamiento actual de la Unidad CRZ1. Por otra parte, se estudiaron los sistemas de enfriamiento propuestos (TE e IC). La torre de enfriamiento se seleccionó y dimensionó. Los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, se estudiaron a partir del programa del Ing. Francisco García, se presentan los datos utilizados en el mismo, además de los resultados de los estudios hechos en cada uno de las opciones expuestas. Por último, se analizaron cada uno de los sistemas de enfriamiento propuestos, se seleccionó la alternativa técnicamente más factible y se exponen sugerencias de mantenimiento para el equipo elegido.

#### **3.1. RANGOS DE FUNCIONAMIENTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR TMAE CORPORATION ELECTRIC.**

El sistema de enfriamiento del generador TMAE Corporation Electric opera de la siguiente manera: al circular la corriente por las bobinas del generador, se producen altas temperatura en el interior del mismo (Anexos A.15, A.35 y A.40). Este calor generado es necesario transferirlo a un medio refrigerante, el enfriamiento de las partes del generador se efectúa al circular aire por su interior en un circuito cerrado. Luego el aire circula a través de dos enfriadores tipo horizontal con aletas cediendo el calor absorbido. El fluido refrigerante del aire es agua que pasa por los intercambiadores de calor. Los parámetros exigidos por los fabricantes del sistema de enfriamiento de este generador son los siguientes: [24]

- Flujo de agua de enfriamiento:  $1150 \text{ l/min} * 2 = 2300 \text{ l/min} = 138 \text{ m}^3/\text{h}$ .

- Máximo flujo de agua de enfriamiento:  $1300 \text{ l/min} * 2 = 2600 \text{ l/min} = 156 \text{ m}^3/\text{h}$
- Mínimo flujo de agua de enfriamiento:  $850 \text{ l/min} * 2 = 1700 \text{ l/min} = 102 \text{ m}^3/\text{h}$
- Presión de agua:  $490 \text{ kPa} = 5 \text{ kgf/cm}^2 = 71 \text{ Psi}$
- Caída de presión:  $12 \text{ kPa} = 0,1224 \text{ kgf/cm}^2 = 1,74 \text{ Psi}$
- Temperatura máxima de enfriamiento:  $30^\circ \text{ C}$

### **3.2 DATOS DEL SISTEMA ACTUAL DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD CRZ1.**

Según las revisiones de informes a la unidad CRZ1 de la Planta TACOA la situación actual del sistema es el siguiente: [18]

- **Estado de intercambiadores de calor de tubo y carcasa de la Unidad CRZ1.** De acuerdo con los informes revisados hay taponamiento y tubos rotos. Se verificó mediante una inspección visual la siguiente información: en el intercambiador de calor de operación 4 % de tubos tapados y en el equipo de respaldo 11 %. Por otra parte, la carcasa del intercambiador de calor de respaldo presenta dos reparaciones por perforación en la carcasa. [18] (Anexos A.13 , A.14, A.30 y A.31)
- **Caudal del refrigerante (Agua de mar) en los intercambiadores de calor.** La medición del caudal de descarga de las bombas de agua de mar no se realizó dado que no se contaba con los instrumentos de medición necesarios. [18]

- **Calidad del agua de enfriamiento.** De acuerdo a estudios físico-químico del agua del circuito de enfriamiento de la Unidad CRZ1 realizado por los expertos del laboratorio químico los parámetros de calidad del agua exigidos por los fabricantes del generador TMAE Corporation Electric no son cubiertos (Anexo A.39). Debido a que: [18]
  1. El PH del agua de enfriamiento se encuentra por debajo de 7, cuando los valores deseables para este parámetro son entre 8 y 9.
  2. Valores muy altos de turbidez lo cual denota una presencia alta de metales.
  3. El Índice de Langelier posee un valor muy negativo lo cual es desfavorable porque aumenta la tendencia a la corrosión.
  4. Un alto valor de la dureza cálcica total la cual debería ser menor a 3 ppm para evitar la formación de incrustaciones.
  5. El ión cloruro tiene un valor menor a 1.
  
- La presión de descarga de la bomba de agua del circuito de enfriamiento de la Unidad CRZ1 es menor a la presión de entrada exigida por los fabricantes de los enfriadores del generador TMAE Corporación Electric. (Anexo A.6) [18]

### **3.3 TORRE DE ENFRIAMIENTO**

#### **3.3.1 selección de la torre de enfriamiento**

La torre de enfriamiento seleccionada es de tiro mecánico forzado con flujo en contracorriente, como es de tiro mecánico y no natural la cantidad de aire suministrado a la torre puede ser controlada y lograr así valores de aproximación pequeños, y forzado porque mejora la dirección del aire garantizando un contacto

óptimo con el agua. Por otra parte, el tiro es forzado porque facilita la inspección, mantenimiento y reparación del ventilador. En este caso como hay poco espacio disponible las torres con flujo contracorriente son convenientes dado que su estructura es más angosta. (Anexos A.12, A.19,A.20, A.24 y A.25).

### 3.3.2 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO CON FLUJO CONTRACORRIENTE

**Tabla 3.1** Datos de cálculo de Torre de Enfriamiento de tiro forzado con flujo Contracorriente

VARIABLES	DATOS
Temperatura de bulbo seco	32 ° C
Humedad relativa	80 %
Temperatura de bulbo húmedo	28,96° C
Temperatura de agua caliente	35,1 ° C
Temperatura del agua de reposición	33 ° C
Temperatura de agua fría	30 ° C
Caudal de agua	2300 l/min.
Flujo másico de agua	38,1 kg/s
Relación másica líquido /gas	0,75
Flujo másico de aire	50,8 kg/s
Velocidad del viento	1,7 m/s
Constante del aire	0,287 kJ/kg K
Presión atmosférica	101325 Pa
Caudal másico superficial de agua	2,72 kg/m <sup>2</sup> s
Calor Específico del vapor de agua a presión constante	4,186 kJ/kg K
Calor Específico del aire a presión constante	1 kJ/kg K
Cantidad de calor que debe extraerse	887,98 kW
Tipo de relleno	Laminar abierto
Modelo de relleno	LC10(Lowe-Christie)

Factores característicos del relleno	$\lambda = 1,010$ y $n = 0,80$
Método de integración	Tchebycheff

Para el cálculo de la torre de enfriamiento se tomaron en cuenta los siguientes parámetros:

- La relación entre el flujo másico de agua y aire es de 0,75, se selecciono el mínimo valor aceptado por las normas del CTI con el fin de garantizar el mayor volumen de aire en la torre.
- La temperatura de salida del agua de la torre es de 30 ° C, se trabajó con una aproximación de 1° C este valor representa una temperatura de bulbo húmedo de 28,96 ° C (temperatura de bulbo seco es 32 ° C y 80 % de humedad relativa). %.(Anexo A.38).
- En la determinación de la temperatura de bulbo húmedo se ensayo (Apéndice C) con un rango de temperaturas ambientales en la zona a ubicar la torre de 30 ° C a 40 ° C , y se fijó la humedad relativa en 80 %.(Anexos A.38, A.7,A.9, A.10 y A.11).
- Dado que las temperaturas ambientales no se midieron en sitio se tomaron las temperaturas de una estación meteorológica de la zona y se le sumo un gradiente de temperatura por diferencia de altura. Para la humedad relativa se tomó la humedad promedio de la zona.(Anexos A.7,A.9,A.10 y A.11)
- El tipo de relleno para la torre de enfriamiento es laminar abierto ya que tiene mayor superficie de intercambio de calor por unidad de volumen (mayor compacidad) disminuyendo así los costos de operación. El modelo de relleno es LC10 (Lowe-Christie), las láminas de este modelo son onduladas (Figura

5). El material para este uso es PVC ya que la temperatura operativa no excede los 55 ° C.

### **3.3.3 RESULTADOS DE CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO CON FLUJO CONTRACORRIENTE**

En el apéndice B se presenta el procedimiento desarrollado para calcular la torre de enfriamiento de tiro mecánico forzado en contracorriente .La tabla muestra los resultados de dichos cálculos. A continuación se presentan en la Tabla 3.2 los resultados.

**Tabla 3.2.** Resultados de cálculos de torre de enfriamiento

<b>VARIABLES</b>	<b>RESULTADOS</b>
Característica de la torre	2,06
Altura de relleno	2,62 m
Potencia del ventilador	26,48 kW
Caudal de reposición de agua	1,95 m <sup>3</sup> /h

### 3.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA

El estudio de intercambiadores de calor, a diferencia de la torre de enfriamiento, se incorporaron a todo el circuito de enfriamiento de la unidad CRZ1 (Apéndice E), además este funciona con agua de mar como fluido refrigerante (Anexo A.37). En los IC se estimaron las áreas de transferencia de calor para alcanzar una temperatura de 30 °C para el agua, a la salida de estos. Para ello se utilizaron los siguientes parámetros:

- Para evaluar y diseñar los intercambiadores de calor se utilizó el Programa “Intercambiadores de calor” cuyo autor es el Ingeniero Francisco García, el alcance del programa limita su uso en el diseño de intercambiadores con configuraciones de intercambiadores en serie y paralelo.
- Diámetro exterior de los tubos:  $7/8'' = 22,225$  mm, diámetro mínimo necesario para limpieza, según normas TEMA [10] .
- Espesor de tubo: 1,2446 mm, según normas TEMA [10] .
- Longitud de tubo: 4,4 m especificado por el usuario.
- Diámetro de la boquilla de entrada y salida del lado de la carcasa: 254 mm, diámetro de la tubería de descarga del agua (Anexo A.37 y A.36).

- Diámetro de entrada y salida del lado de los tubos: 304,8mm, diámetro de la tubería de descarga del agua mar (Anexo A.37 y A.36).
- Las propiedades físicas del agua y del agua de mar fueron obtenidas de las tablas de viscosidad, calor específico, conductividad térmica y densidad del agua ubicadas en los anexos (Anexos A.1, A.2, A.3, A.4, A.5 y A.10).
- Material recomendado para los tubos: Admiralty metal, según la bibliografía consultada [20] este material posee una alta resistencia a la corrosión y es buen conductor térmico además de ser el recomendado para agua de mar.
- Conductividad térmica de los tubos: 111.3234 según ASTM y Standard Tubular Exchange Manufactures.
- La caída de presión por el lado de los tubos y la carcasa según El Manual de Practicas de Diseño de PDVSA recomienda para Intercambiadores de Carcasa - haz de tubos: líquidos: 70-170 kPa, sin embargo en algunos de los intercambiadores estudiados la caída de presión puede llegar a 30 kPa.
- De acuerdo al Manual de Prácticas de Diseño de PDVSA recomienda para el diseño de Intercambiadores de Carcasa - haz de tubos un factor de incrustación para el lado de los tubos =  $0.00009 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ .
- El factor de incrustación para el lado de la carcasa recomendado por El Manual de Prácticas de Diseño de PDVSA para el diseño de Intercambiadores de Carcasa - haz de tubos es  $0.0002 \text{ m}^2 \text{ }^\circ \text{C/W}$ .
- Se seleccionó un arreglo triangular porque es posible la limpieza química, ya que por el lado de los tubos va a pasar el refrigerante (agua de mar).

- Los tubos que se escogieron son de 22.22 el diámetro externo de aquí que el pitch sea de 27,77mm.
- El Coeficiente Global de Transferencia Calor ( $U_0$ ) esta rango de 850-1700  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$  para agua-agua.(Tabla 1.5)
- El mínimo espaciado de deflectores es de 20 % del diámetro de la carcasa o 50 mm (2 plg), el que resulte mayor.
- Se escogió el cabezal extremo anterior tipo A ya que es el más común además de haber antecedentes de su uso en la empresa.
- Se seleccionó el cabezal posterior tipo S ya que se espera que el haz tubular sea removible para la limpieza.
- El tipo de carcasa usado de un solo paso (TEMA E): Es la más común.
- Se escogieron los deflectores SS porque son los más comunes.
- Se seleccionó la clase tipo “R”, por ser la más exigente ya que este es un equipo que va a funcionar en una central termoeléctrica y debe trabajar bajo las más estrictas normas de seguridad.
- La temperatura de agua a la entrada de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa es de 35,1  $^\circ C$ . (Apéndice D )

### 3.4.1 EVALUACIÓN DE SUSTITUCIÓN DE INTERCAMBIADOR ACTUAL POR UN INTERCAMBIADOR EXACTAMENTE IGUAL

**Tabla 3.3** Datos para la evaluación de sustitución de intercambiador actual por un intercambiador exactamente igual

<b>Variables</b>	<b>Datos</b>
Flujo másico de agua (kg/s)	92,64
Flujo másico de agua de mar (kg/s)	145
Temperatura de entrada de agua ( ° C )	35,1
Temperatura de entrada de agua mar ( ° C )	28
Área de transferencia de calor requerida (m <sup>2</sup> )	132,1
Coefficiente global de transferencia de calor (w/m <sup>2</sup> ° C)	1200
Número de tubos	430

**Tabla 3.4.**Resultados de la Evaluación del sistema actual considerando que el IC es nuevo( programa )

<b>F</b>	<b>Caída de presión por el lado de los tubos (kPa)</b>	<b>Caída de presión por el lado de la carcasa (kPa)</b>	<b>Temperatura de salida del agua (°C)</b>	<b>Flujo másico de Agua (kg/s)</b>
0,979	38,8	20,84	32,2	92,64

### 3.4.1.1 INTERCAMBIADOR CON MAYOR ÀREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR QUE EL ACTUALMENTE INSTALADO

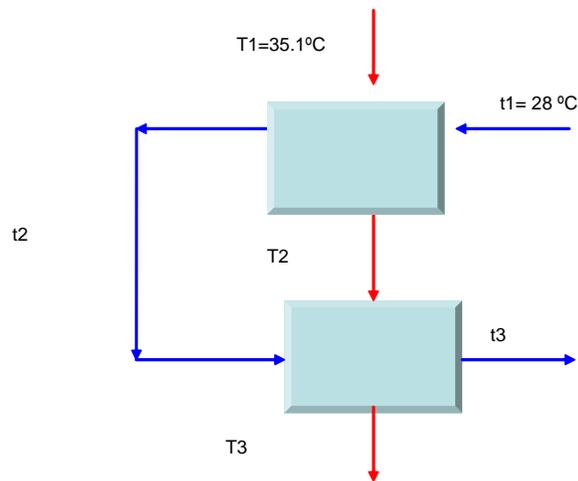
**Tabla 3.5.** Datos diseño para un Intercambiador con mayor área de transferencia de calor.

<b>Variables</b>	<b>Datos</b>
Flujo másico de agua (kg/s)	92,64
Flujo másico de agua de mar (kg/s)	290
Temperatura de entrada de agua ( °C )	35,1
Temperatura de salida de agua ( °C )	31
Temperatura de entrada de agua mar ( °C )	28
Temperatura de salida de agua de mar ( °C )	29

**Tabla 3.6.** Resultado diseño para un Intercambiador con mayor área de transferencia de calor.

<b>Variables</b>	<b>Datos</b>
Tipo de Intercambiador (Clasificación Tema)	R
Área de transferencia de calor requerida (m <sup>2</sup> )	339,17
Coefficiente global de transferencia de calor (w/m <sup>2</sup> °C)	1575
Longitud de los tubos (m)	4,4
Diámetro de los tubos (mm)	22,225
Número de pasos por tubo	2
Número de tubos	1104
Número de deflectores	3
Caída de presión lado de los tubos (kPa)	100
Caída de presión lado de la carcasa (kPa)	30

### 3.4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTAN EN SERIE



**Figura 22.** Intercambiadores de calor agua y agua de mar están en serie

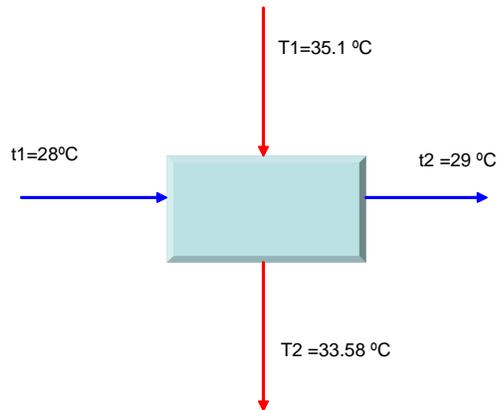
Estudiaremos varios casos:

#### 3.4.2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR EN SERIE. Caso a:

Tomando en consideración la figura 22 donde encontraremos los datos de entrada del agua y el agua salada, las ecuaciones 1.18 y 1.19 las igualaremos y de allí supongamos  $t_2$  para así obtener  $T_2$  de la siguiente manera:

$$T_2 = 35,1 - \frac{150 * 3,99 * (t_2 - 28)}{94,62 * 4,18}$$

Luego para  $t_2 = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ , tenemos que  $T_2 = 33,58 \text{ }^\circ\text{C}$ , veamos la representación esquemática



**Figura 23.** Primera parte del intercambiador caso a.

**Tabla 3.7.** Resultado primera parte del intercambiador caso a (temperatura).

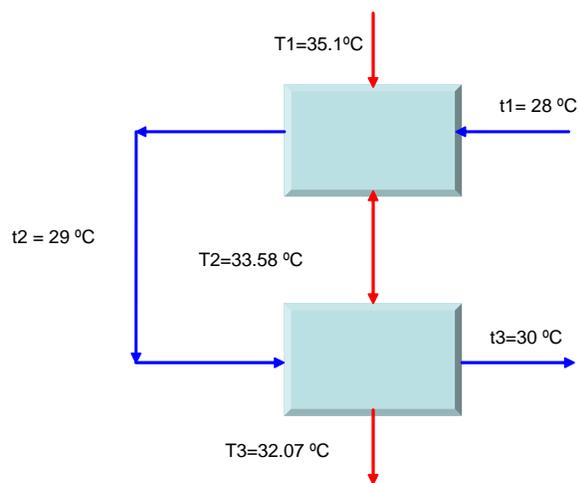
Temperatura supuesta $t_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	29
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	33,58

Resultado del programa:

**Tabla 3.8.** Resultado primera parte del intercambiador caso a (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1444	Comentario
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	73,33	La caída de presión por el lado de los tubos es de 150 kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área real ( $\text{m}^2$ )	73,23	
Número de tubos	240	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	0,12	

Ahora estudiemos todo el sistema completo (los dos intercambiadores de calor), tomando en cuenta que la ecuación de calor servirá para calcular T3 (salida de agua a enfriar del segundo intercambiador), y que t2 pasara a ser t3.



**Figura 24.** Segunda parte del intercambiador caso a.

$$T3 = 33,58 - \frac{150 * 3,99 * (t3 - 29)}{94,62 * 4,18}$$

Obteniendo,

**Tabla 3.9.** Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (temperatura).

Temperatura supuesta t3 (°C)	30
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor T3 (°C)	32,06

Siendo el resultado del programa:

**Tabla 3.10.** Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (programa).

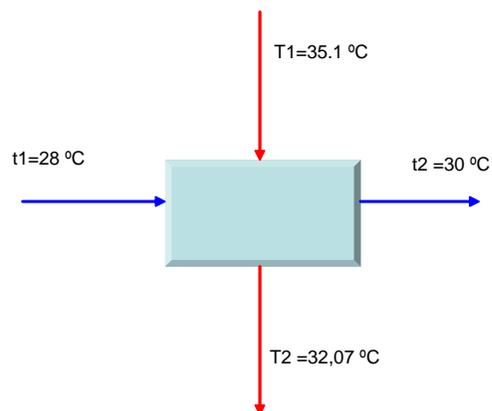
$U_o$ (W/ m <sup>2</sup> °C)	1138	Comentario La caída de presión por el lado de los tubos es de 49 kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área supuesta (m <sup>2</sup> )	163,87	
Área real (m <sup>2</sup> )	163,54	
Número de tubos	552	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	0,20	

### 3.4.2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR EN SERIE. Caso b:

Caso b. se procede igual al caso anterior:

**Tabla 3.11** Resultado primera parte del intercambiador caso b (temperatura).

Temperatura supuesta $t_2$ (°C)	30
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_2$ (°C)	32,07



**Figura 25.** Primera parte del intercambiador caso b.

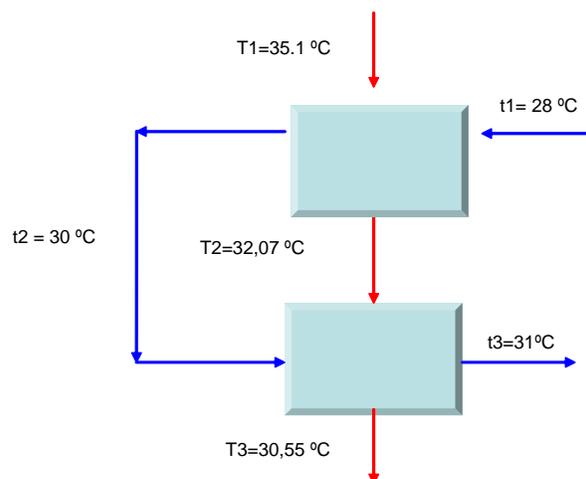
**Tabla 3.12** Resultado primera parte del intercambiador caso b (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1111	Comentario  La caída de presión por el lado de los tubos es de 30kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	243,62	
Área real ( $\text{m}^2$ )	236,55	
Número de tubos	824	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	2,90	

Luego el sistema completo:

**Tabla 3.13** Resultado segunda parte del intercambiador caso b (temperatura).

Temperatura supuesta $t_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	31
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	30,55



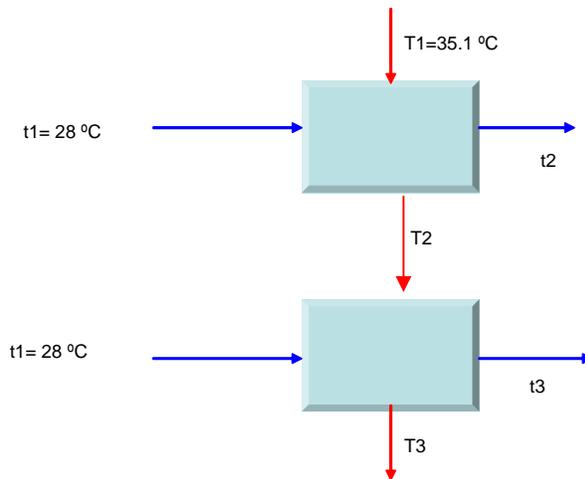
**Figura 26.** Segunda parte del intercambiador caso b.

Resultado del programa:

**Tabla 3.14** Resultado segunda parte del intercambiador caso b (programa).

$U_o$ (W/ m <sup>2</sup> °C)	1013	Comentario
Área supuesta (m <sup>2</sup> )	780,61	La temperatura del refrigerante sale a mayor temperatura que el fluido a refrigerar.
Área real (m <sup>2</sup> )	749,62	
Número de tubos	2634	
Número de pasos	6	
Porcentaje de área	3,97	

### 3.4.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO.



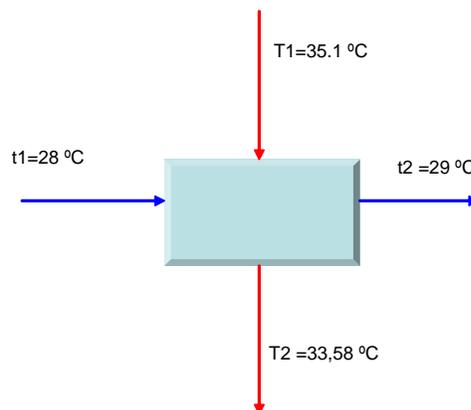
**Figura 27.** Intercambiadores de calor agua en serie y agua de mar en paralelo.

Estudiaremos varios casos. El procedimiento será el mismo que el anterior tomando en consideración que el agua de mar para todos estos casos esta en paralelo:

### 3.4.3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO a.

**Tabla 3.15.** Resultado primera parte del intercambiador caso a (temperatura).

Temperatura supuesta $t_2$ (°C)	29
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_2$ (°C)	33,58



**Figura 28.** Primera parte del intercambiador caso a.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

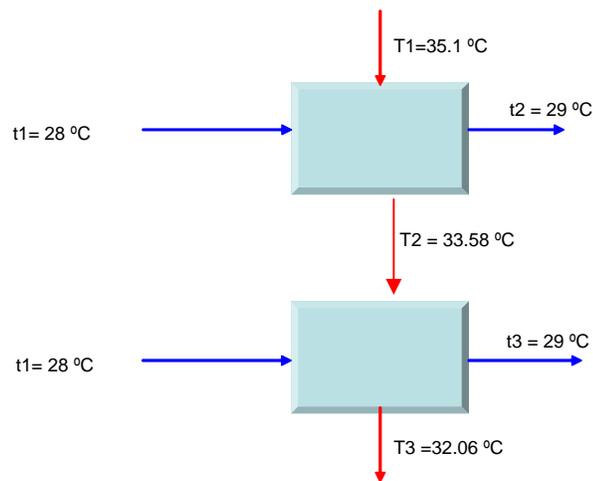
**Tabla 3.16.** Resultado primera parte del intercambiador caso a (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1444	Comentario  La caída de presión por el lado de los tubos es de 150 kPa, mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	73,33	
Área real ( $\text{m}^2$ )	73,23	
Número de tubos	240	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	0,12	

Luego para el sistema completo:

**Tabla 3.17.** Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (temperatura).

Temperatura supuesta $t_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	29
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	32,06



**Figura 29.** Segunda parte del intercambiador caso a.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

**Tabla 3.18.** Resultado de la segunda parte del intercambiador caso a (programa).

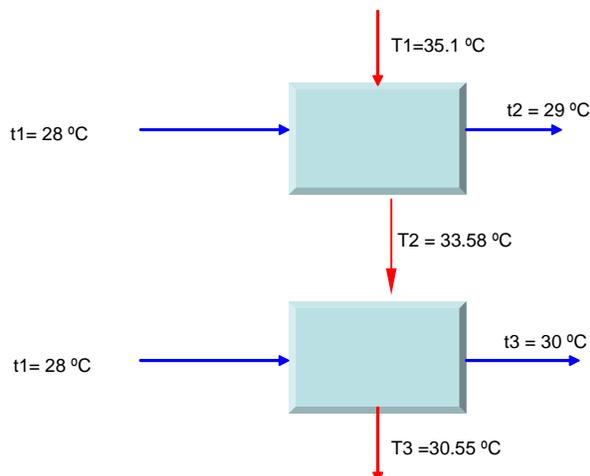
$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1408	Comentario La caída de presión por el lado de los tubos es de 70 kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	101,70	
Área real ( $\text{m}^2$ )	1,22	
Número de tubos	344	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	0,48	

### 3.4.3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO a.1

En este intercambiador se utiliza como primer intercambiador los datos de las tablas 3.15 y 3.16.

**Tabla 3.19.** Resultado segunda parte del intercambiador caso a.1 (temperatura).

Temperatura supuesta $t_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	30
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	30,55



**Figura 30** .Segunda parte del intercambiador caso a.1.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

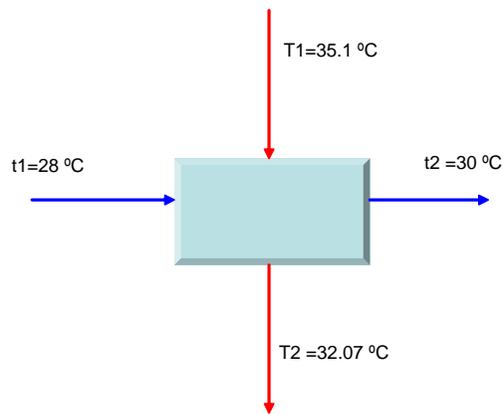
**Tabla 3.20.** Resultado segunda parte del intercambiador caso a.1 (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1000	Comentario
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	407,04	La caída de presión por el lado de los tubos es de 30kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área real ( $\text{m}^2$ )	400,84	
Número de tubos	1372	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	1,52	

### 3.4.3.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO b:

**Tabla 3.21** Resultado primera parte del intercambiador caso b (temperatura).

Temperatura supuesta $t_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	30
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	32,07



**Figura 31.** Primera parte del intercambiador caso b.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

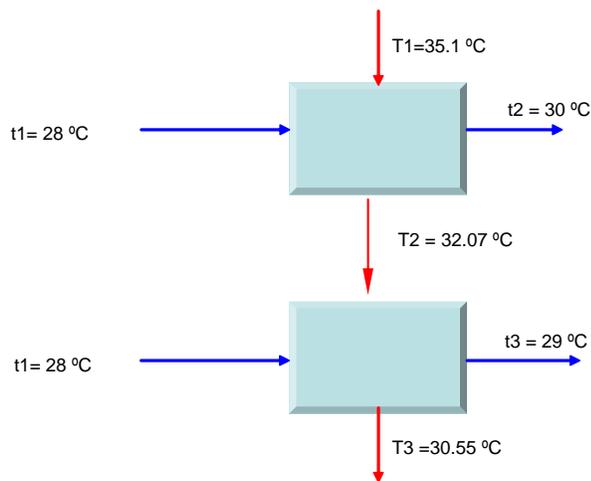
**Tabla 3.22** Resultado primera parte del intercambiador caso b (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1335	Comentario
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	238,47	La caída de presión por el lado de los tubos es de 30Kpa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kpa
Área real ( $\text{m}^2$ )	234,51	
Número de tubos	804	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	1,66	

Ahora para el sistema completo:

**Tabla 3.23.** Resultado segunda parte del intercambiador caso b (temperatura).

Temperatura supuesta $t_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	29
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	30,55



**Figura 32.** Segunda parte del intercambiador caso b.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

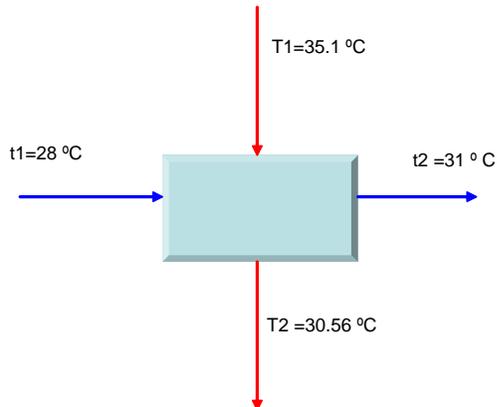
**Tabla 3.24.** Resultado segunda parte del intercambiador caso b (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1260	Comentario  La caída de presión por el lado de los tubos es de 70kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	175,01	
Área real ( $\text{m}^2$ )	166,54	
Número de tubos	592	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	4,78	

### 3.4.3.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO. CASO c.

**Tabla 3.25.** Resultado primera parte del intercambiador caso c (temperatura).

Temperatura supuesta $t_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	31
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	30,56



**Figura 33.** Primera parte del intercambiador caso c.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

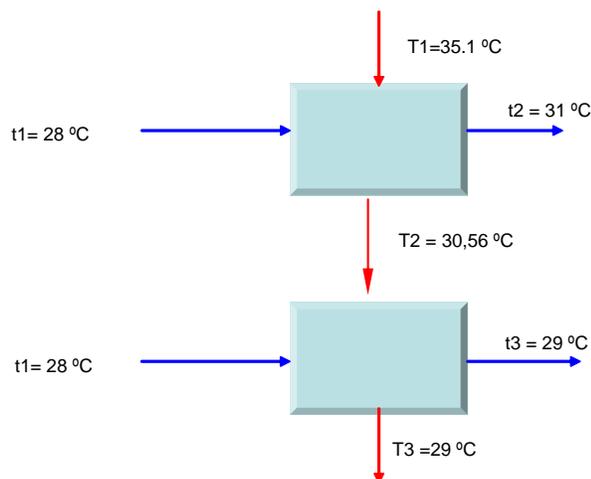
**Tabla 3.26.** Resultado primera parte del intercambiador caso c (programa).

$U_o(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	1091	Comentario
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	519,61	
Área real ( $\text{m}^2$ )	517,04	
Número de tubos	1752	
Número de pasos	4	
Porcentaje de área	0,50	

Para el sistema completo:

**Tabla 3.27.** Resultado segunda parte del intercambiador caso c (temperatura).

Temperatura supuesta $t_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	29
Temperatura obtenida a través de la ecuación de calor $T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	29,04



**Figura 34.** Intercambiador de calor segunda parte. Caso c.

Tenemos como resultado de la utilización del programa:

**Tabla 3.28.** Resultado segunda parte del intercambiador caso c (programa).

$U_o(\text{W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$	1260	Comentario
Área supuesta ( $\text{m}^2$ )	175,01	La caída de presión por el lado de los tubos es de 70kPa, ,mientras que por el lado de carcasa es de 30 kPa
Área real ( $\text{m}^2$ )	166,64	
Número de tubos	592	
Número de pasos	2	
Porcentaje de área	4,78	

### **3.5. ANÁLISIS TÉCNICO DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PROPUESTOS**

#### **3.5.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO**

La instalación de una torre de enfriamiento debe cumplir con ciertas condiciones operativas, y de ubicación, para que su funcionamiento sea eficiente. En este caso la instalación de esta torre de enfriamiento como sistema para el agua empleada como refrigerante en los enfriadores del generador TMAE, no es conveniente porque esta limitada por la temperatura de bulbo húmedo y ubicación de esta.

La temperatura máxima del agua a la entrada del generador TMAE es de 30°C. Para el estudio de la instalación de TE se trabajó con un valor de aproximación de 1 °C. En este caso la temperatura de bulbo húmedo seleccionada para calcular el número característico de la torre fue de 28,96 °C que representa un valor de temperatura de bulbo seco de 32 °C y una humedad relativa de 80 %.

Para alcanzar una temperatura de agua a la salida de la torre de enfriamiento de 30 °C, la temperatura del bulbo seco, no debe ser superar los 32 °C. Teóricamente la temperatura mínima de bulbo húmedo con la cual se puede trabajar es de 30 °C, que representa un valor de temperatura de bulbo seco de 33 °C y una humedad relativa de 80 % , esto nos conduce a una torre de enfriamiento con dimensiones infinitas.

Para las condiciones de operación de esta torre si la temperatura de bulbo húmedo es mayor a 28,96 °C, la temperatura de salida de agua es mayor a 30 °C.

La selección de una torre de enfriamiento depende de la temperatura de bulbo húmedo del lugar donde se desea ubicar, en este caso por indisponibilidad de instrumentos de medición confiables, no se midió en sitio este parámetro, por ello, se investigaron en Instituciones Meteorológicas reconocidas las temperaturas de bulbo seco de la zona (Arrecife-Tacoa, Estado Vargas) a lo largo del año, las cuales superan los 32 °C. Por otra parte, los lugares en la Planta TACOA donde hay espacios disponibles para ubicar la torre (nivel de desaireadores y techo de la Planta TACOA) están cercanos a fuentes de calor (Chimeneas y desaireador) lo cual es perjudicial para un funcionamiento eficiente de la torre.

### **3.5.2 EFECTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

En el estudio de intercambiadores de calor de tubo y carcasa las opciones, fueron limitadas por la temperatura de entrada del refrigerante a 28 °C (agua de mar), valor seleccionado de acuerdo a la media manejada por El Observatorio Cajigal, este parámetro influye directamente en la temperatura de salida del agua de los intercambiadores de calor.

### **3.5.2.1 ANÁLISIS DE SISTEMA ACTUAL CONSIDERANDO QUE EL IC ES NUEVO.**

Con la sustitución del intercambiador de calor de tubo y carcasa del sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1 actual, por otro igual se puede lograr bajar la temperatura del agua empleada como refrigerante en los enfriadores del generador TMAE Corporation Electric hasta 32,2 °C , bajo las siguientes condiciones: temperatura de entrada a los enfriadores de 35,1 °C, el flujo másico de refrigerante (agua de mar ) igual a 145 kg/s y un mantenimiento adecuado de los intercambiadores de calor.

### **3.5.2.2 ESTIMACIÓN DEL ÀREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR ADECUADA.**

Con la sustitución del intercambiador de calor de tubo y carcasa del sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1, por otro con una área de transferencia de calor mayor, que el utilizado actualmente, se puede lograr obtener una temperatura de entrada del agua de 31 °C, aumentando el número de tubos y el caudal del refrigerante al doble, pero conservando la misma longitud de los tubos. Los inconvenientes que presenta este caso, es que no hay espacio disponible para instalar un equipo de respaldo en caso de mantenimiento del intercambiador lo cual implicaría la salida de funcionamiento de la Unidad CRZ1, además el equipo de bombeo de agua de mar, instalado no posee el caudal de descarga necesario.

### **3.5.2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE AGUA EN SERIE Y AGUA DE MAR EN PARALELO.**

Para este tipo de configuración se estimó el área de transferencia de calor, para tres casos en los cuales se variaba la temperatura de salida del agua de mar, permaneciendo constante; la longitud de los tubos, las temperaturas de entrada y el caudal del agua de mar. La instalación de este sistema no es conveniente, porque no hay espacio disponible para instalar un equipo de respaldo, en caso de mantenimiento y además se tiene que cambiar la disposición de la tubería (agua y agua de mar), aunque las temperaturas de salida del agua eran muy cercanas a los 30°C, (29°C; 30,55; 32,06 °C).

### **3.5.2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR AGUA Y AGUA DE MAR ESTAN EN SERIE.**

Este estudio estimó el área de transferencia de calor, variando la temperatura de salida del agua de mar, permaneciendo constante; la longitud de los tubos, las temperaturas de entrada y el caudal del agua de mar. Se propusieron dos opciones, uno donde la temperatura de salida era de 32,07 °C y otro donde la temperatura de salida era de 30,55 °C. El primer intercambiador solo enfriaba a una temperatura teórica de 32,07 °C, y no tenía respaldo.

### **3.6 SELECCIÓN TÉCNICA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.**

En la selección del sistema de enfriamiento para el agua empleada como refrigerante en los enfriadores del generador TMAE, los factores ambientales han sido determinantes, en el caso de la torre de enfriamiento la temperatura del bulbo húmedo y en los intercambiadores calor la temperatura del agua de mar.

La torre de enfriamiento no es conveniente como sistema porque esta limitada por la temperatura de bulbo húmedo y ubicación de esta. En el caso de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa es conveniente sustituir el que se encuentran actualmente instalado en el sistema de enfriamiento de la Unidad CRZ1 por uno de las mismas características dado que aunque no se alcanza la temperatura máxima del agua a la entrada de los enfriadores del generador exigida por los fabricantes (30 °C) se logra llegar a una temperatura cercana a la requerida (32 ,2 °C). Por otra parte, el sistema contaría con un respaldo en caso de mantenimiento del intercambiador y el equipo de bombeo de agua de mar actualmente instalado posee el caudal de descarga necesario y no se cambiaría la disposición de la tubería.

### **3.7 SUGERENCIAS DE MANTENIMIENTO PARA UN IC.**

“Los intercambiadores de calor en forma general, trabajan mediante la circulación de fluidos a través de su estructura, esto produce con el tiempo, debido a la operación del equipo, obstrucciones de las zonas de flujo por corrosión de la estructura del intercambiador, descomposición de los fluidos (aceites minerales, alimentos, etc.) ó por deposición de sólidos disueltos en los fluidos (incrustaciones de carbonatos, etc.), al presentarse estas características en el interior de los equipos, se producen incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido, esto implica pérdidas en la eficiencia de los equipos”[10].El funcionamiento eficiente de un intercambiador de tubo y carcasa, depende en gran medida del mantenimiento que

se le haga al equipo. Por ello se recomienda el uso de técnicas de mantenimiento preventivo y predictivo, tales como

1.-Limpieza mecánica de intercambiadores de calor. “Para intercambiadores de haz removible, el proceso se simplifica bastante ya que la posibilidad de extraer el intercambiador de la carcasa permite actuar directamente sobre la superficie externa e interna del tubo, así como acceso directo al interior de la carcasa. El mantenimiento puede realizarse por intermedio de cepillos de alambre circulares mechas o latiguillo de alta presión en el interior de los tubos y alta presión por el lado externo de la tubería. La carcasa puede limpiarse con elementos mecánicos o presión de agua” [10].

2.- Limpieza neumática de tubos de intercambiadores de calor. Este método consiste en la colocación de un tapón de goma dentro de la tubería el cual se impulsa con la ayuda de una pistola de aire. Dicho tapón en su paso por el tubo desaloja las incrustaciones.

3.- Para controlar las incrustaciones se debe considerar utilizar un tratamiento químico adecuado para el agua de enfriamiento.

4.-La corrosión se puede controlar en el sistema de enfriamiento por medio de tratamientos químicos que forman una película protectora en las superficies metálicas reduciéndolas considerablemente y también controlando el PH del agua, el cual se debe mantener entre 7 y 8, para eliminar la acidez

5.- Limpieza química a las tuberías. Consiste en añadir al sistema de enfriamiento un aditivo químico el cual se deja circular por 6 o más horas. Se drena y se enjuaga posteriormente el sistema.

6.- Controlar los microorganismos (caracoles y algas), a través de aditivos químico (clorinacion)

9.- Limpieza con regularidad de los tubos, con la finalidad de remover caracoles.

7.- Colocar protección catódica, dado que el fluido refrigerante es agua de mar, el cual es un agente corrosivo. Este método consiste en la colocación de ánodos de sacrificios en las tapas de los intercambiadores de calor.

8.- Métodos de inspección de tuberías (Corrientes inducidas). Consiste en detectar y evaluar discontinuidades que provoquen pérdidas de espesor o reducción de sección transversal en tubería no ferromagnética instalada en intercambiadores de calor.

La inspección mediante corrientes inducidas, es un método de inspección electromagnética, no destructiva, basada en la inducción de corrientes eléctricas en un material conductor y en la observación de la interacción entre las corrientes y el material. El método emplea una sonda de inspección formada por una bobina, a través de la cual circula corriente variable o alterna, que a su vez generará a su alrededor un campo electromagnético, también variable.

Cuando una pieza eléctricamente conductora se coloca bajo la influencia de un campo electromagnético, se inducirán corrientes eléctricas en dicha pieza, conocidas como Corrientes Inducidas. De acuerdo a esto se puede detectar discontinuidades que alteren de forma apreciable el flujo normal de las corrientes inducidas, tales como grietas, picaduras, cavidades, daño por vibraciones y corrosión entre otras.

La variable más importante en la inspección con el método, para garantizar la penetración de las corrientes inducidas en el material es la frecuencia, y se obtiene conociendo el espesor nominal de la tubería y la resistividad del material.

## CAPÍTULO IV

### ANÁLISIS ECONÓMICO

Técnicamente la instalación de un intercambiador de calor de tubo y carcasa, es la alternativa factible. En este capítulo se presenta, los costos asociados a la adquisición del equipo y los costos detallados por operación y mantenimiento.

Los costos asociados para la adquisición del equipo se obtuvieron, a través de la empresa INELECTRA (Ing. Francisco Pimentel y Fernando González) y los costos por operación y mantenimiento son estimaciones del personal del Departamento de Mantenimiento de La Planta TACOA. (Apéndice F)

**Tabla 4.1.** Costos asociados a la adquisición del Equipo.

<b>VARIABLES</b>	<b>DATOS</b>
Interés (%)	15
Vida Útil del Equipo (Años)	25
\$/Kwh.	0,07
Costos por adquisición del Equipo (\$.)	70000
Costos por traslado de equipos (\$)	24500
Costo por instalación del equipo (\$)	35000
Inversión inicial = $I_0$ (\$)	129500

**tabla 4.2. COSTOS OPERATIVOS Y DE MANTENIMIENTO ANUALES**

ACTIVIDAD	REGULARIDAD	COSTO (\$.)
Consumo Eléctrico de Bomba de Agua de Mar	1 vez al año	44697,48
Consumo Eléctrico de Bomba de Agua	1 vez al año	57523,71
Mantenimiento Mecánico Correctivo	2 veces al año	1776
Mantenimiento Correctivo Eléctrico (Instrumentación y Control)	1 vez al año	845
Aditivo para el agua	1 vez año	4800
Limpieza manual de tubos de Intercambiador de calor	cada 4 semanas en un año	1692
	Costos Totales Operativos y de Mantenimiento Anuales (\$)	111334,19

**Tabla 4.3. Costos de Mantenimiento Mayor (Cada 3 años)**

ACTIVIDAD	COSTO (\$.)
Limpieza mecánica de tubos de Intercambiador de calor con bomba de alta presión	2790
Mantenimiento de tuberías de agua de mar	3720
Corrientes Inducidas	1860
Mantenimiento Mecánico General	3192
Mantenimiento Eléctrico General (Instrumentación y Control)	1740
Pintura General	2330
Costos Totales de Mantenimiento Mayor	

## CONCLUSIONES

De acuerdo al análisis de las opciones estudiadas para el enfriamiento del agua utilizada como refrigerante del generador, se concluyó lo siguiente:

- El sistema más favorable técnica y económicamente fue el intercambiador de calor de tubo y carcasa, igual al instalado actualmente, pero nuevo, ya que la temperatura a la cual este enfría el agua, es cercana a los 30 °C, además, cuenta con un respaldo, para garantizar el funcionamiento de la unidad CRZ1, cuando el intercambiador este en mantenimiento. Otras de sus ventajas es que no se debe cambiar la disposición del sistema de tuberías y el sistema de bombeo del refrigerante.
- Se descarta la instalación de una torre de enfriamiento porque esta limitada por un factor ambiental que no se puede controlar (Temperatura de bulbo húmedo), por ello no se puede alcanzar la temperatura de 30 °C. Además, la ubicación de la misma no era la mejor ya que se encontraba alrededor de fuentes de calor, lo que contribuye a un pobre desempeño de la misma.
- En las configuraciones de intercambiadores de calor de agua en serie y agua de mar en paralelo e intercambiadores de calor agua y agua de mar están en serie, el área estimada de transferencia de calor garantizaba alcanzar temperaturas cercanas a los 30 °C, pero no resultaron convenientes, debido a que no se contaba con el espacio disponible para la instalación de un equipo de respaldo ni el sistema de bombeo del refrigerante, y por otro lado, es necesario cambiar el sistema de tuberías de agua- agua de mar para incorporarlos al sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1.

- En el caso de un intercambiador con mayor área de transferencia de calor, se alcanza una temperatura cercana a los 30°C, pero no se cuenta con espacio para un sistema de respaldo, ni con el sistema de bombeo de agua de mar.

## RECOMENDACIONES

- Instalación del sistema propuesto (IC).
- Seguir las condiciones de operación y mantenimiento de los IC, tuberías etc.
- Hacer uso de los tratamientos químico, y bacteriológicos, para el agua de mar.
- Garantizar el caudal de agua de mar necesario para el (IC) a través de la revisión del sistema de bombeo.
- Revisar la presión de descarga de la bomba de agua del sistema de enfriamiento de la Unidad CRZ1.
- Automatizar o controlar de manera distribuida y centralizada las variables de operación (caudal, temperaturas, presiones, r.p.m).
- Incorporar el estudio de las torre de enfriamiento, de una manera más profundo dentro del pensum académico.
- Desarrollar programa de cálculos de intercambiadores de calor.

## Bibliografía:

1. B.A.C ,“Poducts & Application Handbook”, Volumen I . Estados Unidos.
2. CARABALLO, Guimar, “Revisión de Protocolos de Pruebas y Planes de Mantenimiento de Las Torres de Enfriamiento de La Planta de Refrigeración N° 2 de Cametro”, Pasantía Industrial. Caracas, Venezuela. UCV, 2004.
3. CENGEL, Yunus y BOLES, Michael: “Termodinámica”, Segunda Edición, Editorial Mc Graw Hill, 1997, Tomo II.
4. CUEVAS, Karina, “Desarrollo de un Software Para el Diseño de torres de enfriamiento”, Tesis. Caracas, Venezuela. UCV, 2003.
5. De GRAMO, E. Paúl y Otros. “Ingeniería Económica”. Editorial Prentice Hall, décima edición, México (1997).
6. GADEA, Orlando: Promedios Climáticos de las estaciones pertenecientes a la Dirección de Hidrografía y Navegación del observatorio Naval “Juan Manuel Cajigal ” (Periodo 1891-2000), Caracas 2000.
7. GARCIA G, Francisco,“Desarrollo de un proceso de calculo para diseño térmico y/o evaluación térmica de intercambiadores de calor del tipo carcasa haz de tubos”, tesis , Escuela de Ingeniería Mecánica. (1992).
8. HOLMAN, J.P: “Transferencia de calor”, Octava edición, Editorial Mc Graw Hill, 1998.
9. <http://members.tripod.com/Arturobola/glosa.htm>
10. [http://www. Thermoequipos.com](http://www.Thermoequipos.com)
11. [http://www.unicrom.com/Tut\\_bobina.asp](http://www.unicrom.com/Tut_bobina.asp)
12. INCROPERA, Frank y David De Witt: “Fundamentos de Transferencia de Calor” Cuarta edición, Editorial Prentince. 1999.
13. INFORME DE INSPECCIÓN MEDIANTE CORRIENTES INDUCIDAS DE TEORÍA NO FERROGMAGNETICA C. A. Electricidad de Caracas Enfriador de agua, Unidad CRZ1, TACOA, CI-1495. Marzo 1995. Empresa TESTEK, C. A.
14. Informe Técnico de las Características Meteorológicas de Arrecifes, Municipio Vargas para la C.A. Electricidad de Caracas (Mayo-Octubre 1994) Dirección de

Hidrografía y Navegación del observatorio Naval “Juan Manuel Cajigal ”  
Caracas 1994.

15. Marichal, Ascencio. “Informe de sustitución de las bombas de agua fresca en la unidad CRZ1 y CRZ2 por las bombas de los eyectores hidraulicos de ampliación TACOA”.
16. Microsoft Corporation. “Biblioteca de Consulta Microsoft® Encarta”
17. MIRANDA, Ángel y Rufes Pedro, “Torres de Refrigeración”. España, Ediciones CEAC, 1997.
18. PALACIOS, Lisbeth., “Evaluación del Sistema de Enfriamiento de la Unidad CRZ1 de La Planta Tocoa”, Pasantía Industrial. Caracas, Venezuela. UCV, 2004.
19. PERRY, Robert y Don GREEN: “Manual del Ingeniero Químico”, Séptima edición, Editorial Mc Graw Hill, 2001, Volumen II.
20. ROHSENOW, Warren M y otros, “Handbook of Heat Transfer”, tercera edición, Editorial Mc Graw Hill, 1998, Capitulo 2.
21. SEGURA J, García F y Finol E, “Desarrollo de un procedimiento de calculo para el diseño térmico y/o la evaluación térmica de intercambiadores de calor de carcasa y tubos” Caracas- Venezuela, Octubre, Pág.; IID-4.1 a IID-4.11.
22. SOTO, Yolimar, “Intercambiadores de calor”, Guía de laboratorio de trasferencia de calor N° 4.
23. STREETER, Victor L y Wylie Benjamín: “Mecánica de los fluidos”, Octava edición, Editorial Mc Graw Hill, 1987.
24. IMAE CORPORATION ELECTRIC, Instruction Manual Turbina Generador
25. [www.hidrokineticsa.com.ar](http://www.hidrokineticsa.com.ar)

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- I. <http://www.avantel.net/~arbolag/turbi.htm>.
- II. <http://www.k12science.org/curriculum/diproj2/es/fieldbook/turbidez.shtml>
- III. <http://www.wwiprocat.com/es/introduccion>.
- IV. <http://www.zineti.com/serv.htm>
- V. <http://www.aquacenter>.
- VI. <http://www.monografias.com/trabajos15/transf-calor/transf-calor.shtml>

## Glosario de términos:

- **Aire atmosférico:** es una mezcla de aire seco con cierta cantidad de vapor de agua.
- **Aire seco:** es el aire que no contiene vapor de agua.
- **Bobina:** Componente de un circuito eléctrico formado por un alambre aislado que se arrolla en forma de hélice con un paso igual al diámetro del alambre.[16]
- **Calor Específico:** cantidad de calor que absorbe un kilogramo de un cuerpo para que aumente su temperatura en un grado. Se denota con las siglas Cp [3].
- **Calor latente:** “es la cantidad de energía absorbida o generada durante el proceso de cambio de fase” [3].
- **Calor sensible:** “es la cantidad de energía absorbida o generada durante un cambio de temperatura” [3].
- **Calor:** “fenómeno físico que aumenta la temperatura de un cuerpo y lo dilata, funde, volatiliza o descompone” [8].
- **Conducción:** “transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas” [8].
- **Convección:** movimiento que transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso forzado o natural.
- **Corrosión:** “la tendencia que tienen los metales a volver al estado combinado, es decir, al mismo estado en que se encontraban en la naturaleza, que es, en términos termodinámicos, el estado más estable” [ 10 ].
- **Factor de corrección:** modificación que se obtiene de la utilización de expresiones algebraicas.
- **Fluido:** “es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, sin importar cuan pequeño sea ese esfuerzo”[16 ]

- **Flujo laminar:** “las partículas se mueven a lo largo de trayectorias suaves en láminas, o capas, con una capa deslizándose suavemente sobre una capa adyacente” [23].
- **Flujo Másico:** es cantidad de materia expresada en unidades de masa (Kilogramos, gramos, libras toneladas, etc.), que pasa por un área específica en un determinado intervalo de tiempo; y se expresa en unidades de masa por unidad de tiempo [12].
- **Índice de Langelier:** Es una medida del grado de saturación del carbonato de calcio en el agua, el cual se basa en el PH, alcalinidad y dureza. Si el índice de Langelier es positivo, el carbonato de calcio puede precipitar de una solución y formar incrustaciones. [9]
- **Mantenimiento correctivo:** es aquel que se da cuando una maquinaria falla y es necesario repararla para que logre su funcionamiento normal. [25]
- **Mantenimiento predictivo:** El mantenimiento predictivo es una técnica para pronosticar el punto futuro de falla de un componente de una maquina, de tal forma que dicho componente pueda reemplazarse, con base en un [plan](#), justo antes de que falle. Así, el [tiempo](#) muerto del equipo se minimiza y el tiempo de vida del componente se maximiza.[25]
- **Mantenimiento preventivo:** es aquel que se realiza periódicamente con la finalidad de prolongar la vida útil de la maquinaria y prevenir fallas accidentales.[25]
- **Método NUT:** Cuando hay que evaluar las temperaturas de entrada y salida de un intercambiador de calor determinado, el análisis supone con frecuencia un procedimiento iterativo, debido a la función logarítmica que aparece en el método LMTD. En estos casos, el rendimiento del intercambiador de calor durante la transferencia de una cantidad de calor determinada. El método del rendimiento también ofrece muchas ventajas para el análisis de problemas en los que hay que comparar varios tipos de intercambiadores de calor, con el fin de seleccionar el tipo más adecuado para cubrir un objetivo de transferencia de calor particular.[8]

- **PH:** medida del grado de acidez del agua.
- **Presión manométrica:** es la diferencia que hay entre la presión absoluta y la presión atmosférica [3].
- **Presión:** la presión es la fuerza superficial que ejerce un fluido sobre las paredes del recipiente que lo contiene. En cualquier punto del interior del fluido existe también una determinada presión [23].
- **Propiedades extensivas:** dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa, el volumen son propiedades extensivas [3].
- **Psicometría:** La psicometría se ocupa de la determinación de las propiedades de las mezclas de un gas y vapor [3].
- **Reserva fría:** Unidad disponible pero no en servicio, porque el sistema eléctrico no necesita la carga.[18]
- **Transferencia de calor:** energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas [12].
- **Turbidez:** calidad de turbio. Oposición que ofrece una sustancia al paso de la luz y que es mayor que la que presenta naturalmente en estado puro [10]
- **Vida Útil/ Desgaste:** La vida útil de un equipo es el tiempo que, en la estimación del personal que maneja la planta, puede seguir cumpliendo las funciones asignadas en condiciones confiables. Es una estimación que dependerá del uso que se dará al equipo, de cuanto desgaste o cuantas paradas se pueden aceptar, y de las posibilidades de reconstruir la máquina para extender su vida. En resumen, es una estimación, basada en condiciones físicas, hecha por los técnicos, de cuanto tiempo se puede seguir utilizando el equipo.[5]

## **APENDICES**

## APÉNDICE A

### TÉRMINOS DE PSICROMETRÍA.

#### 1 HUMEDAD ABSOLUTA O ESPECÍFICA

“Es la masa de vapor de agua presente en una masa unitaria de aire seco. Se le representa por medio de  $w$ :

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg. vapor de agua/ kg. aire seco}) \quad (\text{A.1})$$

La humedad específica también se expresa como:

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_a V / (R_a T)} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (\text{A.2})$$

$$w = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg. Vapor de agua/ kg. Aire seco}) \quad (\text{A.3})$$

donde  $P$  es la presión total”.[3]

#### 2 HUMEDAD RELATIVA

“Es la proporción entre la cantidad real de humedad en el aire y la cantidad máxima de aire húmedo que puede contenerse a esa temperatura. Se le representa por medio de  $\phi$ .

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_g V / (R_v T)} = \frac{P_v}{P_g} \quad (\text{A.4})$$

$$P_g = P_{sat} \text{ a T} \quad (\text{A.5})$$

Si se combinan las ecuaciones (4) y (5), también se puede expresar la humedad relativa como

$$\phi = \frac{wP}{(0.622 + w)P_g} \quad (\text{A.6})$$

$$\phi = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (\text{A.7})$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado. La humedad relativa del aire cambia con la temperatura aunque su humedad específica permanezca constante”. [3]

### 3 ENTALPÍA

“El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, por ello la entalpía del aire se expresa en términos de las entalpías del aire seco y del vapor de agua. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la cantidad de aire seco en la mezcla aire-agua-vapor permanece constante, si bien la cantidad de vapor de agua cambia. En consecuencia, la entalpía del aire atmosférico se expresa por unidad de masa del aire seco y no por unidad de la mezcla aire-agua-vapor”. [3]

La entalpía total (una propiedad extensiva) del aire atmosférico es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua:

$$H' = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (\text{A.8})$$

al dividir entre  $m_a$  produce

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + wh_v \quad (\text{A.9})$$

$$h = h_a + wh_g \quad (\text{A.10})$$

puesto que  $h_v \cong h_g$ , la entalpía del vapor del agua en el aire puede tomarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de  $-10$  a cerca de  $50$  °C. En este intervalo el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor  $C_p$  constante de  $1$  kJ/kg, con un error despreciable (menor a  $0.2$  por ciento). Si se toman como la temperatura de referencia los  $273,15$  K, la entalpía y el cambio de entalpía de aire seco puede determinarse por:

$$H_{\text{aire seco}} = m_a C_{p_a} (T - T_{\text{referencia}}) \quad (\text{A.11})$$

$$h'_a = C_{p_a} T = [1 \text{ KJ} / \text{Kg}^\circ\text{C}] T \quad (\text{A.11.1})$$

$$\Delta h'_a = C_p \Delta T = [1 \text{ KJ} / \text{kgK}] \Delta T \quad (\text{A.12})$$

## APENDICE B

### CÁLCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

En este apéndice se desarrollan los procedimientos para dimensionar una torre de enfriamiento de tiro mecánico forzado con flujo en contracorriente con la finalidad de obtener la altura de la torre, la potencia del ventilador y el agua de reposición. Los datos para los cálculos se encuentran en la Tabla 3.1. Los pasos que se deben seguir son los siguientes:

#### 1 CÁLCULO DE CAUDAL MÁSIKO

1.1 Cálculo del caudal másico de agua que entra a la torre de enfriamiento ( $L = \dot{m}_w$ ) para un caudal de 2300 l/min = 138 m<sup>3</sup>/h

$$L = \dot{m}_w = \rho_w * v * A \quad (\text{B.1})$$

$$L = \rho_w * \frac{\dot{V}}{A} * A = \rho_w * \dot{V} \quad (\text{B.1.1})$$

$$\rho_w (T_{w1}=35,1^\circ\text{C}) = 993,92 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{Anexo A.1})$$

$$L = 993,92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{2300 \text{ l} \left( \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \right)}{\left[ (1 \text{ min}) * \frac{1 \text{ h}}{(60 \text{ min})} \right]}$$

$$L = 993,92 \frac{kg}{m^3} * 138 \frac{m^3}{h} = 137160,27 \frac{kg}{h} \left( \frac{1}{\frac{3600 s}{1 h}} \right)$$

$$L = 38,10 \text{ kg / s}$$

## 1.2 CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DEL AIRE ATMOSFÉRICO $G = (\dot{m}_a)$

A partir de una relación de flujo másico de agua y aire atmosférico (L/G) igual a 0,75 se calcula G:

$$\frac{L}{G} = 0,75 \Rightarrow G = \frac{38,1 \text{ kg / s}}{0,75} = 50,8 \text{ kg / s}$$

## 2 CÁLCULO DE LA CARACTERÍSTICA DE LA TORRE O NÚMERO DE UNIDAD DE TRANSFERENCIA DE MASA (NUM)

$$\left( \frac{KaV}{L} \right) = \text{NUM}$$

Esta característica se halla a través de la ecuación de Merkel

$$\frac{K aV}{L} = C p_w \int_{T_{w2}}^{T_{w1}} \frac{dT_w}{h'_w - h'_a} \quad (1.10)$$

Para resolver esta ecuación se utiliza el método de Tchebycheff, el cual es un sistema de integración numérica.

$$\frac{KaV}{L} = C p_w \int_{T_{w2}}^{T_{w1}} \frac{dT_w}{h'_w - h'_a} \cong \frac{T_{w1} - T_{w2}}{4} C p_w \left( \frac{1}{\Delta h'_3} + \frac{1}{\Delta h'_4} + \frac{1}{\Delta h'_5} + \frac{1}{\Delta h'_6} \right) \quad (1.11)$$

Tabla de Tchebycheff (Tabla 1.3)

Temperatura del agua $T_w$ (K)	Entalpía de aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua $h'_w$ (kJ/kg)	Entalpía de aire atmosférico $h'_a$ (kJ/kg)	$h'_w - h'_a$ (kJ/kg)	$1/\Delta h'$
$T_{w2}$	$h'_{w2}$	$h'_{a1}$		
$T_{w2} + 0,1(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w3}$	$h'_{a1} + 0,1 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_3$	$1/\Delta h'_3$
$T_{w2} + 0,4(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w4}$	$h'_{a1} + 0,4 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_4$	$1/\Delta h'_4$
$T_{w1} - 0,4(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w5}$	$h'_{a2} - 0,4 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_5$	$1/\Delta h'_5$
$T_{w1} - 0,1(T_{w1} - T_{w2})$	$h'_{w6}$	$h'_{a2} - 0,1 * \left(\frac{L}{G}\right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2})$	$\Delta h'_6$	$1/\Delta h'_6$
$T_{w1}$	$h'_{w1}$	$h'_{a2}$		

## 2.1 DESARROLLO DE TABLA DE TCHEBYCHEFF

Cálculos de los términos de la tabla de Tchebycheff:

### 2.1.1 PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DEL AIRE

Determinación de la densidad y la viscosidad del aire:

#### 2.1.1.1 DENSIDAD DEL AIRE SECO ( $\rho_s$ )

$$\rho_s = \frac{P}{R_a T} = \frac{101,325 \text{ kPa}}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} * T} = \frac{353,05}{T^{(K)}} = \frac{353,05}{273,15 + 32} = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{B.2})$$

#### 2.1.1.2 VISCOSIDAD DEL AIRE SECO A LA ENTRADA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO ( $\mu$ ).

En ausencia de una ecuación de  $\mu(T)$ , se define mediante ajuste de valores. Se tomaron un conjunto de puntos de las tablas de viscosidad del libro Incropera [12] realizada por el Profesor Franklin Baduy.

$$\mu = \frac{0,42T + 58,6}{10^7} = \frac{0,42(273,15 + 32)}{10^7} = 1,867 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \quad (\text{B.3})$$

$$\mu = 1,867 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

### 2.1.2 ENTALPÍA ESPECÍFICA DEL AIRE ATMOSFÉRICO QUE ENTRA A LA TORRE $h'_{a1}$

$$h'_{a1}(T_{bs} = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 305,15 \text{ K}) \text{ y } \phi_1 = 80\%$$

$$h' = C p_a (T - T_R) + w * h_g \quad (\text{A.10})$$

Temperatura de referencia = 273,15 K = 0 °C

$C_{p_a} = 1 \text{ kJ / kg K}$

$h_g(T = 32 \text{ °C}) = 2559,9 \text{ kJ / kg}$  (Anexo A.8)

Presión atmosférica =  $1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

(Anexo A.41)

$$w = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} = \frac{0,622 P_g * \phi}{P - P_g * \phi} \quad (\text{A.3})$$

$P_g = P_{\text{sat}}(T = 32 \text{ °C}) = 4798,8 \text{ Pa}$  (Anexo A.8)

$$w_{a1} = \frac{0,622 * 4798,8 \text{ Pa} * 0,8}{(1,01325 * 10^5 - 4798,8 * 0,8) \text{ Pa}}$$

$$w_{a1} = 2,45 * 10^{-2}$$

$$h'_{a1} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (305,15 - 273,15) \text{ K} + 2,45 * 10^{-2} * 2559,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h'_{a1} = 94,72 \text{ kJ / kg}$$

### 2.1.3 ENTALPÍA ESPECÍFICA DEL AIRE ATMOSFÉRICO QUE SALE DE LA TORRE $h'_{a2}$

La temperatura del aire atmosférico a la salida de la torre se desconoce ( $h'_{a2}(T_{a2} = ?)$ ), entonces a partir de la ecuación (1.3):

$$\dot{m}_a h'_{a1} + \dot{m}_w h'_{w1} + \dot{m}_r h_r = \dot{m}_a h'_{a2} + \dot{m}_w h'_{w2} \quad (1.3)$$

Despejando la entalpía específica del aire atmosférico en el estado 2 de la ecuación (1.3) y dividiendo entre el flujo másico de aire

$$h'_{a2} = h'_{a1} + \frac{m_w}{m_a}(h_{w1} - h_{w2}) + \frac{m_r}{m_a}h_r \quad (\text{B.4})$$

Determinación de flujo másico de agua de reposición a partir de cálculos de pérdidas de agua en la torre causadas por arrastre, evaporación y drenado (1.15)

$$m_r = \rho_w * v * A \quad (\text{B.5})$$

$$m_r = \rho_w * \frac{V_r}{A} * A = \rho_w * V_r \quad (\text{B.5.1})$$

$$V_r = 1,95 \frac{m^3}{h} \quad (\text{1.15})$$

$$\rho_w(T = 33 \text{ }^\circ\text{C}) = 994,65 \frac{\text{Kg}}{m^3} \quad (\text{Anexo A.1})$$

$$m_r = \rho_w * V_r = 994,65 \frac{\text{kg}}{m^3} * 1,95 \frac{m^3}{h} * \left( \frac{1 h}{3600 s} \right) = 0,54 \text{ kg/s} \quad (\text{B.6})$$

$$\frac{L}{G} = \frac{m_w}{m_a} = 0,75$$

Sustituyendo la ecuación (B.6) en la expresión (B.4), la entalpía específica del aire atmosférica en la entrada de la torre se expresa como:

$$h'_{a2} = h'_{a1} + \left( \frac{L}{G} \right) * C_{p_w} * (T_{w1} - T_{w2}) + \frac{m_r}{m_a}h_r \quad (\text{B.7})$$

$$h_r = h_f(T = 33 \text{ }^\circ\text{C}) = 138,32 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Anexo A.8})$$

$$h'_{a2} = 94,72 \frac{kJ}{kg} + (0,75) * 4,186 \frac{kJ}{kg \cdot K} * (308,25 - 303,15) K + \frac{0,54 \text{ kg } \lambda_s * 138,32 \text{ kJ/kg}}{50,8 \text{ kg/s}}$$

$$h'_{a2} = 112,20 \text{ kJ/kg}$$

### 2.1.3 ENTALPÍA ESPECÍFICA DE AIRE HÚMEDO SATURADO DE LA INTERFASE A LA TEMPERATURA DEL AGUA $h'_{w1}$

$$h'_{w1} (T_{w1} = 35,1 \text{ } ^\circ\text{C} = 308,25 \text{ K}) \text{ y } \phi = 100\%$$

$$h' = C p_a (T - T_R) + w * h_g \quad (\text{A.10})$$

$$T_R = 273,15 \text{ K} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_g (T_{w1} = 35,1 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2565,48 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Anexo A.8})$$

$$P_{Sat} (T = 35,1 \text{ } ^\circ\text{C}) = 5663,12 \text{ Pa} \quad (\text{Anexo A.8})$$

$$w = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} = \frac{0,622 P_g * \phi}{P - P_g * \phi} \quad (\text{A.3})$$

$$w_{w1} = \frac{0,622 * 5663,12 \text{ Pa}}{(1,01325 * 10^5 - 5663,12) \text{ Pa}}$$

$$w_{w1} = 3,682 * 10^{-2}$$

$$h'_{w1} = 1 \frac{kJ}{kg \text{ } \cancel{K}} (308,25 - 273,15) \cancel{K} + 2565,48 \frac{kJ}{kg} * 3,682 * 10^{-2}$$

$$h'_{w1} = 129,56 \text{ KJ / kg}$$

#### 2.1.4 ENTALPÍA ESPECÍFICA DE AIRE HÚMEDO SATURADO DE LA INTERFASE A LA TEMPERATURA DEL AGUA $h'_{w2}$

$$h'_{w2} (T_{w2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} = 303,15 \text{ K}) \text{ y } \phi = 100\%$$

$$h' = C p_a (T - T_R) + w * h_g \quad (\text{A.10})$$

$$T_R = 273,15 \text{ K} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_g = P_{Sat} (T = 30 \text{ } ^\circ\text{C}) = 4246 \text{ Pa} \quad (\text{Anexo A.8})$$

$$h_g (T = 30 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2556,3 \text{ kJ / kg} \quad (\text{Anexo A.8})$$

$$w = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} = \frac{0,622 P_g * \phi}{P - P_g * \phi} \quad (\text{A.3})$$

$$w_{w2} = \frac{0,622 * 4246 \text{ Pa}}{(1,01325 * 10^5 - 4246) \text{ Pa}}$$

$$w_{w2} = 2,72 * 10^{-2}$$

$$h'_{w2} = 1 \frac{kJ}{kg \text{ } \cancel{K}} (303,15 - 273,15) \cancel{K} + 2,72 * 10^{-2} * 2556,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$h'_{w2} = 99,53 \text{ kJ / kg}$$

### 2.1.5 COMPLETACIÓN DE TÉRMINOS DE TABLA DE TCHEBYCHEFF

a.- primer termino:

$$h'_{a1} + 0,1 \left( \frac{L}{G} \right) C_{p_w} (T_{w1} - T_{w2}) =$$

$$94,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,1 * 0,75 * 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ }^\circ\text{K}} * 5,1 \text{ }^\circ\text{K} = 96,32 \text{ kJ / kg}$$

b.- segundo termino:

$$h'_{a1} + 0,4 \left( \frac{L}{G} \right) C_{p_w} (T_{w1} - T_{w2}) =$$

$$94,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,4 * 0,75 * 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ }^\circ\text{K}} * 5,1 \text{ }^\circ\text{K} = 101,12 \text{ kJ / kg}$$

c.- tercer termino.

$$h'_{a2} - 0,4 \left( \frac{L}{G} \right) C_{p_w} (T_{w1} - T_{w2}) =$$

$$112,20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 0,4 * 0,75 * 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ }^\circ\text{K}} * 5,1 \text{ }^\circ\text{K} = 105,8 \text{ kJ / kg}$$

d.- tercer termino

$$h'_{a2} - 0,1 \left( \frac{L}{G} \right) C_{P_w} (T_{w1} - T_{w2})$$

$$112,20 \frac{kJ}{kg} - 0,1 * 0,75 * 4,186 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} * 5,1 \text{ } ^\circ K = 110,6 \text{ kJ/kg}$$

**Tabla 1.3** Desarrollo del método de Tchebycheff

Temperatura del agua $T_w$ (K)	Entalpía de aire húmedo saturado de la interfase a la temperatura del agua $h'_w$ (kJ/kg)	Entalpía de aire atmosférico $h'_a$ (kJ/kg)	$h'_w - h'_a$ (kJ/kg)	$1/\Delta h'$ (kg/kJ)
303,15	99,53	94,72		
303,66	102,89	96,32	6,57	0,15221
305,19	111,76	101,12	10,64	$9,3985 * 10^{-2}$
306,21	117,95	105,8	12,15	$8,2305 * 10^{-2}$
307,74	128,00	110,6	17,4	$5,7471 * 10^{-2}$
308,25	129,56	112,20		

$$\frac{K aV}{L} = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{4} * C_{P_w} * \sum_{i=3}^6 \frac{1}{\Delta h'_i} \quad (1.11)$$

$$\frac{K aV}{L} = \frac{308,25 \text{ } ^\circ K - 303,15 \text{ } ^\circ K}{4} * 4,186 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} * 0,386 \frac{kg}{kJ}$$

$$\frac{KaV}{L} = 2,06$$

$$NUM = \frac{KaV}{L} = 2,06$$

### 3 ALTURA DE RELLENO

$$Z = HUT \times NUM \quad (1.12)$$

#### 3.1 ALTURA DE UNIDAD DE TRANSFERENCIA DE MASA HUT

$$HUT = \frac{Ka}{L} = \lambda * \left(\frac{L}{G}\right)^{-n} \quad (1.6)$$

factores relacionados con el relleno laminar LC 10 (Figura 5):

$$\lambda = 1,010 \quad y \quad n = 0,8 \quad (Tabla 1.1)$$

$$\frac{Ka}{L} = 1,010 * (0,75)^{-0,8} = 1,27 \quad (1.6)$$

$$Z = 1,27 * 2,06 = 2,62 \text{ m} \quad (1.12)$$

### 4 AREA DE RELLENO

$$A_R = \frac{L}{L'} = \frac{38,1 \text{ kg} / \text{s}}{2,72 \text{ kg} \text{ m}^2 / \text{s}} = 14,007 \text{ m}^2 \quad (1.13)$$

## 5 PÉRDIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL RELLENO

$$\Delta p = \frac{75,98 \mu^{0,15} Z \rho^{0,85} c^{1,83} A_f}{D_p^{1,15}} F_c \quad (1.7)$$

$$\Delta p = \frac{75,98 \left( 1,867 * 10^{-5} \frac{kg}{m s} \right)^{0,15} 2,62 m * \left( 1,16 \frac{Kg}{m^3} \right)^{0,85} * \left( 1,7 \frac{m}{s} \right)^{1,83} * 1}{(0,3 m)^{1,15}} = 1,04$$

$$\Delta P = 483,65 Pa = 1,94 inH_2O$$

$$F_c = 1 + \frac{12}{D_{pmm}} \quad F_c = 1 + \frac{12}{300} = 1,04 \quad (1.8)$$

## 6 POTENCIA DEL VENTILADOR

$$N_a = \frac{\Delta p G}{\rho \eta_e} \quad (1.9)$$

$$N_a = \frac{483,65 Pa * 50,8 \frac{kg}{s}}{1,16 \frac{kg}{m^3} * 0,8} = 26475,67 W \left( \frac{1 kW}{1000 W} \right) = 26,48 kW = 35,51 HP \quad (1.9)$$

## 7 EFICIENCIA

$$\varepsilon = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{bh}} = \frac{35,1 \text{ C} - 30 \text{ C}}{35,1 \text{ C} - 28,96 \text{ C}} = 0,83 \quad (1.14)$$

## 8 CAUDAL DE AGUA REPOSICIÓN $\dot{V}_r$

### 8.1 Pérdidas por evaporación

$$\dot{V}_e = 138 \frac{m^3}{h} * \frac{0,937\%}{100} = 1,29 \frac{m^3}{h}$$

### 8.2 Pérdidas por arrastre

$$\dot{V}_a = 138 \frac{m^3}{h} * \frac{0,2 \text{ \%}}{100} = 0,28 \frac{m^3}{h}$$

### 8.3 Pérdidas por drenado o purga

$$\dot{V}_d = 138 \frac{m^3}{h} * \frac{0,278 \text{ \%}}{100} = 0,38 \frac{m^3}{h}$$

### 8.4 Caudal de agua de reposición

$$\dot{V}_r = \dot{V}_e + \dot{V}_a + \dot{V}_d = (1,29 + 0,28 + 0,38) \frac{m^3}{h} = 1,95 \frac{m^3}{h} \quad (1.15)$$

## 9 CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE CALOR QUE DEBE EXTRAERSE AL AGUA

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (h'_{a2} - h'_{a1}) \quad (1.5)$$

$$\dot{Q}_a = (112,20 - 94,72) kJ/kg * 50.8 kg/s = 887,98 kJ/s = 887,98 kW$$

$$\dot{Q}_a = 887,98 kW = 887,98 kW * \left( \frac{3413 BTU/h}{1 kW} \right) = 3030675,74 BTU/h$$

$$TR = \frac{3030675,74 BTU/h}{12000} = 252,56 TR$$

## APÉNDICE C

### PROGRAMA DE PSICROMETRÍA.

El programa de Psicrometría fue desarrollado por los Profesores Ángel Luís Miranda y Pedro Rufes Martínez de la Escuela Universitaria Técnica Industrial de Barcelona. Para determinar la temperatura de bulbo húmedo conocidas la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa se utiliza la temperatura de saturación adiabática del aire, la cual es la temperatura que el aire alcanza después de fluir sobre agua en un canal largo hasta que se satura” [3]

$$w_1 = \frac{Cp_a(T_2 - T_1) + w_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}} \quad (C.1)$$

$$w_2 = \frac{0.622 P_{g2}}{P_2 - P_{g2}} \quad (C.2)$$

Donde  $T_2$  es la temperatura de saturación adiabática.

En el programa se halla la temperatura de bulbo húmedo dado la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco por ensayo y error, para ello se desarrollan los siguientes pasos:

- Se supone la temperatura de bulbo húmedo ( $T_2$ ).
- Con la temperatura de bulbo húmedo se calcula la entalpía de vapor de agua ( $h_{fg}(T_2)$ ) y la de la entalpía de liquido saturado ( $h_f(T_2)$ ).

- Se obtienen las presiones de vapor del agua para la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo.
- Se calcula la humedad absoluta del aire con la temperatura de bulbo seco a través la presión atmosférica y la presión parcial del aire ( $w_1$ ).
- Se determina la humedad absoluta de saturación del aire ( $w_2$ ).
- Luego se expresa la temperatura de bulbo húmedo como la diferencia de la humedad absoluta de saturación y la humedad absoluta del aire ( $w_2-w_1$ ).
- Se determina la temperatura de bulbo húmedo supuesta, si estas no son iguales se repite el procedimiento descrito hasta que coincidan.

Este programa se validó con una carta psicrométrica, a una presión a nivel del mar de 101325 Pa (Anexo A.41).

## APÉNDICE D

### CARGA TÉRMICA

El pozo de agua del sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1 es similar a una cámara de mezclado. De acuerdo al principio de la conservación de la masa en el pozo, la suma de las relaciones de flujo de masas entrantes son iguales a las relaciones de flujo de la masa salientes del pozo. [15]

$$\sum \dot{m}_{entrante} = \sum \dot{m}_{saliente} \quad (D.1)$$

$$\sum \dot{m}_{entrante} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (D.2)$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (D.3)$$

Aplicando la ecuación de la conservación de la energía suponiendo que: el pozo es un sistema de flujo permanente, nada de calor y trabajo cruza las fronteras y las energías potencial y cinética se consideran despreciable se tiene:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{salida} \left( h_{sal} + \frac{V_{sal}^2}{2} + gZ_{sal} \right) - \sum \dot{m}_{entrada} \left( h_{entrada} + \frac{V_{entrada}^2}{2} + gZ_{entrada} \right) \quad (D.4)$$

$$\sum \dot{m}_{entrante} h_{entrante} = \sum \dot{m}_{salida} h_{salida} \quad (D.5)$$

$$h_1 \dot{m}_1 + h_2 \dot{m}_2 + h_3 \dot{m}_3 + h_4 \dot{m}_4 + h_5 \dot{m}_5 + h_6 \dot{m}_6 + h_7 \dot{m}_7 + h_8 \dot{m}_8 = h_9 \dot{m}_9 \quad (D.6)$$

Dividiendo la expresión (D.6) entre el flujo másico 9 de obtiene la entalpía en el estado 9: (D.7)

$$h_1 \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_9} + h_2 \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_9} + h_3 \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_9} + h_4 \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_9} + h_5 \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_9} + h_6 \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_9} + h_7 \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_9} + h_8 \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_9} = h_9 \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_9}$$

**Tabla D.1.** Carga térmica del sistema de enfriamiento de la unidad CRZ1

Equipos	Diámetro de la Tubería (Pulgadas)	Flujo másico (kg/s)	Fracción de Flujo másico	Temperatura de salida (°C)	Entalpía de Líquido Saturado (kJ/kg)	Entalpía del líquido saturado (kJ/kg)
Enfriadores del generador(1)	4	38,1	0,411269 43	35,1	147,0978	60,31
Enfriadores de aceite (2)	6	22,09	0,238449 913	32	134,146	30,72
Enfriador de Tiro inducido (3)	2	4,2	0,045336 783	38	159,214	7,2
Ventilador de Tiro Forzado (4)	2	4	0,043177 892	37	155,036	6,69
Toma muestras (5)	2	3,85	0,041558 721	40	167,57	6,97
Motor de Bomba de Alimentación (6)	1	3,1	0,033462 867	40	167,57	5,61
Chumacera de Bomba de Alimentación (7)	3	8,1	0,087435 233	40	167,57	14,65
Motor de Bomba de Circulación (8)	4	9,2	0,099309 153	36	150,858	14,98
Sumatoria		94,62	1			147,13

$$h_9 = 147,13 \text{ KJ / Kg} \quad T_9 = 35,1077 \text{ °C}$$

**Tabla D.2** Temperatura de entrada al intercambiador de calor del sistema de enfriamiento de la Unidad CRZ1

Equipos	Diámetro de la Tubería (Pulgadas)	Flujo másico (kg./s)	Temperatura de entrada (°C)	Entalpía de Líquido Saturado (kJ/kg.)
Intercambiadores de calor se tubo y carcasa de la unidad CRZ1 (9)	10	92,64	35.1	147,13

## **APÉNDICE E**

### **DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD CRZ1**

El agua dulce utilizada para enfriamiento de los equipos de la unidad CRZ1, absorbe el calor e incrementa su temperatura en cada uno de los componentes del sistema por donde circula. Para evitar que la temperatura del agua de enfriamiento aumente hasta un valor inadecuado, se dispone de enfriadores de agua en el circuito de enfriamiento de la unidad.

Estos enfriadores están ubicados en la descarga de las bombas de agua de enfriamiento con la finalidad de que todo el agua pasa por el enfriador antes de llegar a los equipos que necesiten refrigeración. En la unidad se dispone de dos enfriadores, de los cuales uno está en servicio mientras el otro se mantiene en reserva.

El fluido refrigerante utilizado en los enfriadores es agua de mar, la cual pasa por el interior de los tubos del enfriador. El agua de mar para los enfriadores de la unidad CRZ1 es bombeada por las bombas de agua de mar para enfriamiento, las cuales succionan agua del pozo de agua de circulación para los condensadores. El agua salada después que pasa por el enfriador descarga en el canal de salida.

El sistema de agua dulce para enfriamiento forma un circuito cerrado, de tal manera que el agua dulce utilizada para enfriamiento de los componentes de las unidades regresa al tanque subterráneo, de donde succionan el agua las bombas. Las pérdidas de agua en el sistema se reponen con agua condensada de la unidad tres por medio de la válvula de desvío (by-pass) de la reguladora de alimentación subterránea. El tanque subterráneo posee una capacidad de 46000 litros (dimensiones del tanque: Largo 5 m, Ancho 4 m y Profundidad 2.3 m).

Caracterización de equipos que componen el circuito de enfriamiento:

1-Bombas de Agua fresca: Son dos bombas Ensival modelo CV4 80/250L de tipo centrífuga, flujo radial y accionadas por motores eléctricos (Anexo A.27). La función de dichas bombas es impulsar el agua desde un tanque subterráneo y enviarla con suficiente presión para que circule por un intercambiador de calor y luego circule hasta todos los equipos de la unidad que requieren agua para enfriamiento. Los ejes de las bombas de agua dulce para enfriamiento están resguardadas por un tubo funda, en el cual están colocadas las chumaceras que guían el eje de la bomba. Tanto el eje como las chumaceras son lubricadas con agua dulce tomada de la propia bomba cuando esta en servicio. Los valores de los parámetros normales de operación son los siguientes:

- Capacidad: 650 m<sup>3</sup> /hr.
- Carga Total: 40 m
- Velocidad: 1770 rpm
- Potencia motor: 148 HP

2-Enfriadores de agua fresca: Los intercambiadores de calor de la unidad CRZ1 son modelos de The Lummus Corp, tipo horizontal, de carcasa y haz de tubos (Anexos A.22, A.28, A.30, A.31, A.32, A.33 y A.34). Estos operan con agua fresca proveniente de un pozo subterráneo para ser enfriada por agua de mar. Estos intercambiadores de calor están clasificados de acuerdo al código ASME-1952: TEMA clase "R" (lo cual refiere a equipos donde la seguridad y la durabilidad son los factores más importantes). Los tubos de los intercambiadores son del material Admiralty Brass y están conformados por 430 tubos de diámetro 22 mm de configuración recta y 4.4 m de longitud. Los valores de diseño de los enfriadores están contenidos en la hoja de especificaciones (Anexo A.36). De acuerdo a manuales de operación de la planta los parámetros de operación son los siguientes:

- Temperatura de entrada de agua dulce: 38 a 40 ° C
- Temperatura de salida de agua dulce: 32 a 34 ° C
- Presión de agua dulce en la salida del enfriador: 1,8 a 2.5 kg/cm<sup>2</sup>

- Presión de agua salada en la entrada del enfriador: 0,7 a 1,3 kg/cm<sup>2</sup>
- Flujo másico de agua salada = 145 kg /s
- Flujo másico de agua dulce= 92,64 kg/s
- Caudal de agua dulce =343 m<sup>3</sup>/h

### 3-Enfriadores de Aceite de Turbina:

El aceite utilizado para la lubricación de los cojinetes de las turbinas, debe tener una temperatura adecuada para que la viscosidad se mantenga en los valores recomendados y no disminuya su capacidad de lubricación (Anexo A.29). Para efectuar el enfriamiento y control de temperatura del aceite, se dispone en la unidad de cuatro Enfriadores Brown Boveri colocados horizontalmente. Estos enfriadores por el lado de aceite se encuentran conectados en serie, mientras que por lado de agua opera independientemente cada uno de los enfriadores.

Los enfriadores de aceite utilizan como medio refrigerante el agua dulce de enfriamiento, y mediante el ajuste de la misma, se mantiene la temperatura del aceite de lubricación saliendo del enfriador en 46 ° C .

El diseño de los enfriadores no permite poner fuera de servicio por el lado de aceite, ninguno de los enfriadores mientras que por el agua son independientes con válvulas de entrada y salida de agua en cada uno de los enfriadores. Los valores de los parámetros normales de operación de acuerdo a manuales de operación de la planta son los siguientes:

- Temperatura aproximada de agua en la entrada del enfriador: 35 ° C
- Temperatura aproximada de agua en la salida del enfriador: 37 ° C
- Temperatura aproximada de aceite en la entrada del enfriador: 60 ° C
- Temperatura aproximada de aceite a la salida del enfriador: 46° C
- Caudal de agua de refrigeración: 80 m<sup>3</sup>/H

#### 4-Bombas de Circulación:

Las Bombas de circulación Sulzer Brother LTD son de tipo vertical y flujo axial, accionadas por un motor eléctrico (Anexo A.16). La función de estas bombas es tomar el agua de ar de un pozo en el canal de entrada de agua de circulación, ésta agua es impulsada a través de los condensadores, para que sirva de medio de enfriamiento y así condensar todo el vapor proveniente de la última etapa de la turbina.

Los ejes de estas bombas están resguardados por un tubo-funda en el cual están situadas las chumaceras de goma que guían el eje. Tanto el eje como las chumaceras de goma son refrigerados y lubricados con agua dulce del circuito de enfriamiento. Las chumaceras de estas bombas son de acero inoxidable 316 .

5-Cojinetes de Bomba de Alimentación: Las bombas de alimentación de agua a las calderas son: Brown Boveri, tipo centrífugo y de múltiples etapas accionadas por un motor eléctrico (Anexo A.17).

La función de estas bombas es elevar la presión del agua proveniente del desaireador con la finalidad de alimentar el agua a la caldera con la presión y el caudal requerido para mantener el nivel normal en el tambor superior. En estas unidades también se usa para atemperar el vapor a la salida del sobrecalentado primario.

Los cojinetes de la bomba de alimentación son de acero y antifricción drawing 667511, este material es refrigerado por el agua fresca del sistema de enfriamiento, el valores normal de operación para la temperatura del cojinete es 70° C y la temperatura de agua de enfriamiento esta en el rango de 38 a 44 °C.

6- Motor de Bomba de Alimentación: El motor es Sulzer Brother LTD este posee un sistema de enfriamiento que consiste en un intercambiador de calor de tubos con aletas, dentro de estos tubos pasa el agua que enfría el aire proveniente a un ventilador accionado por el motor, este aire circula por el exterior de estos tubos enfriando el aire y luego dicho aire enfría el motor (Anexos A.18 y A.23).

7- Enfriador de Ventilador de Tiro Inducido: Son de American Blower, poseen un intercambiador de calor del mismo fabricante. El intercambiador de calor tiene la finalidad de enfriar el aceite de lubricación del ventilador, este intercambiador de calor es un modelo tipo horizontal, de carcasa y haz de tubos. .Estos operan con agua fresca proveniente del circuito de enfriamiento de la unidad CRZ1.) . Los tubos de los intercambiadores son del material Admiralty Brass. Los valores de diseño de los enfriadores están contenidos en la hoja de especificaciones

8- Enfriador de Aceite de Sellos: Estos enfriadores tienen la función de enfriar el aceite de los sellos de los enfriadores de hidrógeno del generador Brown Boveri de la unidad CRZ1. (Anexo A.21).

9- Toma muestras: Este equipo posee unos enfriadores que reciben el vapor de desperdicio del ciclo.

10- Bombas de Agua de mar de enfriamiento: Son dos bombas Worthington del tipo vertical y flujo axial, accionadas por un motor eléctrico. (Anexo A..26). La función de estas bombas es tomar el agua salada en el pozo de agua de circulación e impulsarlas hacia los enfriadores de agua dulce. Los valores de los parámetros normales de operación son los siguientes:

- Capacidad: 2500 GPM.=567, 812 m<sup>3</sup>/h
- Velocidad: 1475 rpm
- Potencia motor: 115 HP

11-Filtros de agua salada “Elliott”: consisten en unas canastas perforadas cuya finalidad es retener las diferentes impurezas (caracoles, algas y arenas) que pudiera contener el agua de mar para enfriamiento de la unidad.

El conjunto de filtros está compuesto de dos filtros independientes en paralelo, lo cual permite tener uno en servicio mientras el otro permanece en reserva.

12- Ventilador de tiro forzado. Este equipo es enfriado por el agua del sistema (agua de enfriamiento de la unidad CRZ1). No hay data disponible sobre este equipo.

**APÉNDICE F**  
**DESCRIPCIÓN DE ESTIMACIÓN DE COSTOS**

**Descripción de Costos Operativos y de Mantenimiento Anuales**

1. Consumo Eléctrico de Bomba de Agua de Mar: Asumiendo que la bomba trabaja con un factor de potencia de 0,85 (potencia nominal 115 HP)

$$115 \text{ HP} * 0,85 * 0,7457 \text{ Kw./ HP} * 8760 \text{ h/año} * 0,07\$/\text{h} = 44697,48 \text{ \$/año}$$

2. Consumo Eléctrico de Bomba de Agua : Asumiendo que la bomba trabaja con el un factor de potencia de 0,85(potencia nominal 148 HP)

$$148 \text{ HP} * 0,85 * 0,7457 \text{ Kw./ HP} * 8760 \text{ h/año} * 0,07\$/\text{h} = 57523,71 \text{ \$/año}$$

3. Mantenimiento mecánico correctivo = 1776 \$/año

- 3.1 Costo de personal:

$$47 \text{ \$/mano de obra de mecánico} * 3 \text{ mecánicos} * 3 \text{ días} * 2 \text{ veces al año} = 846 \text{ \$}$$

- 3.2 Repuestos = 930 \$

(Empacaduras, estoperas, tornillos, válvulas, soldadura y grasa)

4. Mantenimiento Eléctrico (Instrumentación y Control) = 845 \$/año

- 4.1 Costo de personal:

$$47 \text{ \$/mano de obra de electricistas} * 2 \text{ electricistas} * 5 \text{ días} * 1 \text{ vez al año} = 470 \text{ \$}$$

- 4.2 Repuestos = 375 \$

(Cables, teipe aislante, terminales, interruptor, terminales)

5 Aditivo para el agua = 4800 \$

$$4\$ /l * 1200 l/año = 4800 \$/año$$

4. Limpieza manual de tubos de Intercambiador de calor: Costo de personal (trabajo de 3 personas de compañía de limpieza durante 1 día 12 veces en el año) =1692 \$/año

$$4.1 \text{ Costo de personal} = 47\$/\text{mano de obra de personal} * 3\text{personas} * 12 \text{ veces al año} \\ = 1692 \$/\text{año}$$

### **DESCRIPCIÓN DE COSTOS DE MANTENIMIENTO MAYOR (CADA 3 AÑOS)**

1. Limpieza mecánica de tubos de Intercambiador de calor con bomba de alta presión:

Contrato de Compañía: AGUA SERIES = 2790 \$.

2. Mantenimiento de tuberías de agua de mar: Contrato de Compañía =3720 \$.

3. Mantenimiento Mecánico General = 3192 \$

3.1 Costo de personal (trabajo de 3 mecánicos durante 12 días)

$$47 \$/\text{mano de obra de mecánico} * 3\text{mecánicos} * 12 \text{ días} = 1692 \$$$

3.2 Repuestos = 1500 \$

(Empacaduras, estoperas, tornillos, válvulas, soldadura y grasa)

4. Mantenimiento Eléctrico General (Instrumentación y control) = 1740 \$

4.1 Costo de personal (trabajo de 2 electricistas durante 10 días)

$$47\$/\text{mano de obra de electricistas} * 2 \text{ electricistas} * 10 \text{ días} = 940 \$$$

4.2 Repuestos = 800 \$

(Cables, teipe aislante, terminales, interruptor, terminales, manómetros)

4. Pintura General: 2330 \$.

5. Corrientes Inducidas: Contrato de compañía TESTEK 1860 \$.  
Descuento por suspensión de actividades por dos meses ocasionado

## **Anexos**

Anexo A.1.- Propiedades del agua [3].

Temperatura (° C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> ) $\rho$	Peso Específico Relativo $\gamma$ (N/m <sup>3</sup> )	Viscosidad $\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	Viscosidad Cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Módulo de Volumen B (Pa)	Tensión Superficial $\sigma$ (N/m)	Presión de Vapor (kpa)
0	999.9	9809	1.792 X 10 <sup>-3</sup>	1.792 X 10 <sup>-6</sup>	204 X 10 <sup>7</sup>	7.62 X 10 <sup>-2</sup>	0.610
5	1000.0	9810	1.519	1.519	206	7.54	0.872
10	999.7	9807	1.308	1.308	211	7.48	1.13
15	999.1	9801	1.140	1.141	214	7.41	1.60
20	998.2	9792	1.005	1.007	220	7.36	2.34
30	995.7	9768	0.801	0.804	223	7.18	4.24
40	992.2	9733	0.656	0.661	227	7.01	7.38
50	988.1	9693	0.549	0.556	230	6.82	12.3
60	983.2	9645	0.469	0.477	228	6.68	19.9
70	977.8	9592	0.406	0.415	225	6.50	31.2
80	971.8	9533	0.357	0.367	221	6.30	47.3
90	965.3	9470	0.317	0.328	216	6.12	70.1
100	958.4	9402	0.284 X 10 <sup>-6</sup>	0.296 X 10 <sup>-6</sup>	207 X 10 <sup>7</sup>	5.94 X 10 <sup>-2</sup>	101.3

Anexo  
Tabla

A.2. -

Density of Seawater (kg/m<sup>3</sup>) at Various Temperatures and Salinities [11].

T (°C)	Salinity, g/kg														
	30	31	32	33	34	35*	36	37	38	39	40				
0	1,024.2	1,024.9	1,025.7	1,026.5	1,027.3	1,028.1	1,028.9	1,029.6	1,030.4	1,031.2	1,032.0				
10	1,023.2	1,023.9	1,024.7	1,025.4	1,026.2	1,027.0	1,027.7	1,028.5	1,029.3	1,030.0	1,030.8				
20	1,020.8	1,021.5	1,022.3	1,023.0	1,023.8	1,024.5	1,025.3	1,026.0	1,026.8	1,027.5	1,028.3				
30	1,017.6	1,018.4	1,019.1	1,019.9	1,020.6	1,021.4	1,022.1	1,022.9	1,023.6	1,024.4	1,025.1				
40	1,013.9	1,014.7	1,015.4	1,016.2	1,016.9	1,017.7	1,018.4	1,019.1	1,019.9	1,020.6	1,021.4				
50	1,009.7	1,010.4	1,011.2	1,011.9	1,012.6	1,013.4	1,014.1	1,014.8	1,015.6	1,016.3	1,017.1				
60	1,004.9	1,005.6	1,006.3	1,007.1	1,007.8	1,008.6	1,009.3	1,010.0	1,010.8	1,011.5	1,012.2				
70	999.5	1,000.3	1,001.0	1,001.7	1,002.5	1,003.2	1,003.9	1,004.7	1,005.4	1,006.2	1,006.9				
80	993.7	994.4	995.2	995.9	996.6	997.4	998.1	998.8	999.6	1,000.3	1,001.1				
90	987.4	988.1	988.8	989.6	990.3	991.1	991.8	992.5	993.3	994.0	994.7				
100	980.6	981.3	982.1	982.8	983.5	984.3	985.0	985.8	986.5	987.2	988.0				
110	973.3	974.1	974.8	975.6	976.3	977.1	977.8	978.6	979.3	980.0	980.8				
120	965.7	966.4	967.2	967.9	968.7	969.4	970.2	970.9	971.7	972.4	973.2				
130	957.6	958.4	959.1	959.9	960.6	961.4	962.1	962.9	963.7	964.4	965.2				
140	949.1	949.9	950.7	951.4	952.2	953.0	953.7	954.5	955.3	956.0	956.8				
150	940.3	941.1	941.8	942.6	943.4	944.2	945.0	945.7	946.5	947.3	948.1				
160	931.1	931.9	932.7	933.5	934.3	935.1	935.8	936.6	937.4	938.2	939.0				
170	921.6	922.4	923.2	924.0	924.8	925.6	926.4	927.2	928.0	928.8	929.6				
180	911.7	912.6	913.4	914.2	915.0	915.8	916.7	917.5	918.3	919.1	919.9				
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1,008.1	1,016.2	1,024.2	1,032.0	1,039.8	1,047.6	1,055.5	1,063.5	1,071.6	1,079.7	1,088.0	1,096.2	1,104.4	1,112.5	1,120.4
10	1,007.7	1,015.5	1,023.2	1,030.2	1,038.4	1,046.0	1,053.8	1,061.6	1,069.6	1,077.6	1,085.7	1,093.9	1,102.0	1,110.1	1,118.0
20	1,005.8	1,013.3	1,020.8	1,028.3	1,035.9	1,043.5	1,051.2	1,058.9	1,066.7	1,074.5	1,082.4	1,090.3	1,098.2	1,106.2	1,114.2
30	1,002.8	1,010.2	1,017.6	1,025.1	1,032.6	1,040.2	1,047.8	1,055.4	1,063.1	1,070.8	1,078.5	1,086.3	1,094.1	1,102.0	1,109.9
40	999.2	1,006.6	1,013.9	1,021.4	1,028.8	1,036.3	1,043.8	1,051.4	1,059.0	1,066.6	1,074.2	1,081.9	1,089.6	1,097.4	1,105.2
50	995.0	1,002.3	1,009.7	1,017.1	1,024.5	1,031.9	1,039.4	1,046.9	1,054.4	1,062.0	1,069.5	1,077.1	1,084.8	1,092.4	1,100.1
60	990.2	997.5	1,004.9	1,012.2	1,019.6	1,027.0	1,034.5	1,041.9	1,049.4	1,056.9	1,064.4	1,072.0	1,079.5	1,087.1	1,094.8
70	984.9	992.2	999.5	1,006.9	1,014.3	1,021.7	1,029.1	1,036.5	1,043.9	1,051.4	1,058.9	1,066.4	1,074.0	1,081.5	1,089.1
80	979.0	986.4	993.7	1,001.1	1,008.4	1,015.8	1,023.2	1,030.6	1,038.1	1,045.5	1,053.0	1,060.5	1,068.0	1,075.6	1,083.1
90	972.7	980.0	987.4	994.7	1,002.1	1,009.5	1,017.0	1,024.4	1,031.8	1,039.3	1,046.8	1,054.3	1,061.8	1,069.3	1,076.8
100	965.8	973.2	980.6	988.0	995.4	1,002.8	1,010.3	1,017.7	1,025.2	1,032.7	1,040.2	1,047.7	1,055.2	1,062.7	1,070.3
110	958.5	965.9	973.3	980.8	988.3	995.7	1,003.2	1,010.7	1,018.2	1,025.7	1,033.2	1,040.8	1,048.3	1,055.9	1,063.4
120	950.7	958.2	965.7	973.2	980.7	988.2	995.8	1,003.3	1,010.9	1,018.4	1,026.0	1,033.6	1,041.2	1,048.7	1,056.3
130	942.4	950.0	957.6	965.2	972.8	980.4	988.0	995.6	1,003.2	1,010.8	1,018.5	1,026.1	1,033.7	1,041.3	1,049.0
140	933.8	941.4	949.1	956.8	964.5	972.2	979.9	987.6	995.2	1,002.9	1,010.6	1,018.3	1,026.0	1,033.7	1,041.4
150	924.7	932.5	940.3	948.1	955.9	963.7	971.4	979.2	987.0	994.8	1,002.5	1,010.3	1,018.0	1,025.8	1,033.6
160	915.2	923.2	931.1	939.0	946.9	954.8	962.7	970.6	978.5	986.3	994.2	1,002.0	1,009.9	1,017.7	1,025.5
170	905.4	913.5	921.6	929.6	937.7	945.7	953.7	961.7	969.7	977.6	985.6	993.5	1,001.4	1,009.3	1,017.2
180	895.3	903.5	911.7	919.9	928.1	936.3	944.4	952.6	960.7	968.7	976.8	984.8	992.8	1,000.8	1,008.7

Anexo A.3.-Tabla Dynamic Viscosity of Seawater ( $10^{-3}$  Ns/m<sup>2</sup>) at Various Temperatures and Salinities [11]

T (°C)	Salinity, g/kg															
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1.775	1.802	1.831	1.861	1.893	1.928	1.965	2.005	2.049	2.096	2.147	2.202	2.261	2.326	2.395	2.470
10	1.304	1.327	1.350	1.375	1.401	1.429	1.459	1.491	1.526	1.563	1.603	1.646	1.693	1.743	1.797	1.855
20	1.002	1.021	1.041	1.061	1.083	1.106	1.131	1.157	1.185	1.216	1.248	1.283	1.321	1.361	1.404	1.451
30	0.797	0.814	0.830	0.848	0.866	0.886	0.906	0.929	0.952	0.977	1.004	1.033	1.064	1.098	1.133	1.171
40	0.653	0.667	0.681	0.696	0.712	0.729	0.747	0.765	0.786	0.807	0.830	0.854	0.880	0.908	0.938	0.970
50	0.546	0.559	0.571	0.585	0.599	0.613	0.629	0.645	0.662	0.681	0.700	0.721	0.744	0.768	0.793	0.821
60	0.466	0.477	0.488	0.500	0.512	0.525	0.539	0.553	0.568	0.584	0.602	0.620	0.639	0.660	0.682	0.706
70	0.404	0.414	0.424	0.434	0.445	0.457	0.469	0.481	0.495	0.509	0.524	0.540	0.558	0.576	0.595	0.616
80	0.355	0.364	0.373	0.382	0.392	0.402	0.413	0.424	0.436	0.449	0.463	0.477	0.492	0.508	0.525	0.544
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.349	0.358	0.368	0.378	0.389	0.400	0.412	0.425	0.439	0.453	0.469	0.485
100	0.282	0.290	0.297	0.305	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.360	0.371	0.383	0.395	0.408	0.422	0.436
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.284	0.291	0.300	0.308	0.317	0.326	0.336	0.347	0.358	0.370	0.382	0.395
120	0.232	0.239	0.245	0.252	0.259	0.266	0.273	0.281	0.289	0.298	0.307	0.317	0.327	0.337	0.349	0.361
130	0.213	0.219	0.225	0.231	0.237	0.244	0.251	0.258	0.266	0.273	0.282	0.291	0.300	0.310	0.320	0.331
140	0.196	0.201	0.207	0.213	0.219	0.225	0.231	0.238	0.245	0.252	0.260	0.268	0.277	0.286	0.295	0.305
150	0.181	0.187	0.192	0.197	0.203	0.208	0.214	0.221	0.227	0.234	0.241	0.249	0.256	0.265	0.273	0.283
160	0.169	0.173	0.178	0.183	0.189	0.194	0.200	0.205	0.211	0.218	0.224	0.231	0.239	0.246	0.254	0.263
170	0.157	0.162	0.167	0.171	0.176	0.181	0.186	0.192	0.198	0.203	0.210	0.216	0.223	0.230	0.237	0.245
180	0.147	0.152	0.156	0.161	0.165	0.170	0.175	0.180	0.185	0.191	0.196	0.202	0.209	0.215	0.222	0.230
	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40					
0	1.861	1.864	1.867	1.871	1.874	1.877	1.880	1.883	1.887	1.890	1.893					
10	1.375	1.377	1.380	1.382	1.365	1.388	1.390	1.393	1.396	1.398	1.401					
20	1.061	1.063	1.065	1.068	1.070	1.072	1.074	1.076	1.078	1.081	1.083					
30	0.848	0.850	0.851	0.853	0.855	0.857	0.859	0.861	0.862	0.864	0.866					
40	0.696	0.698	0.699	0.701	0.702	0.704	0.706	0.707	0.709	0.710	0.712					
50	0.585	0.586	0.587	0.589	0.590	0.592	0.593	0.594	0.596	0.597	0.599					
60	0.500	0.501	0.503	0.504	0.505	0.506	0.507	0.509	0.510	0.511	0.512					
70	0.434	0.435	0.437	0.438	0.439	0.440	0.441	0.442	0.443	0.444	0.445					
80	0.382	0.383	0.384	0.385	0.386	0.387	0.388	0.389	0.390	0.391	0.392					
90	0.340	0.341	0.342	0.343	0.343	0.344	0.345	0.346	0.347	0.348	0.349					
100	0.305	0.306	0.307	0.308	0.308	0.309	0.310	0.311	0.312	0.312	0.313					
110	0.276	0.277	0.278	0.278	0.279	0.280	0.281	0.281	0.282	0.283	0.284					
120	0.252	0.252	0.253	0.254	0.254	0.255	0.256	0.257	0.257	0.258	0.259					
130	0.231	0.231	0.232	0.233	0.233	0.234	0.235	0.235	0.236	0.237	0.237					
140	0.213	0.213	0.214	0.215	0.215	0.216	0.216	0.217	0.218	0.218	0.219					
150	0.197	0.198	0.198	0.199	0.199	0.200	0.200	0.201	0.202	0.202	0.203					
160	0.183	0.184	0.184	0.185	0.185	0.186	0.187	0.187	0.188	0.188	0.189					
170	0.171	0.172	0.172	0.173	0.173	0.174	0.174	0.175	0.175	0.176	0.176					
180	0.161	0.161	0.161	0.162	0.162	0.163	0.163	0.164	0.164	0.165	0.165					

Anexos A.4. - Tabla thermal Conductivity of Seawater (mW/mK) at Various Temperatures and Salinities [11]

T (°C)	Salinity, g/kg																
	0	10	20	30	35*	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0	572	570	569	567	566	565	563	562	560	558	556	554	552	550	548	546	544
10	589	587	586	584	584	583	581	580	578	577	575	573	571	570	568	566	564
20	604	603	602	600	600	599	598	597	595	594	592	591	589	588	586	585	583
30	618	617	616	615	614	614	613	612	611	609	608	607	606	604	603	602	600
40	630	629	629	628	628	627	626	626	625	624	623	622	621	620	618	617	616
50	641	641	640	640	639	639	639	638	637	637	636	635	634	633	632	631	630
60	651	651	650	650	650	650	649	649	649	648	648	647	646	646	645	644	644
70	659	659	659	659	659	659	659	659	658	658	658	658	657	657	656	656	655
80	666	666	667	667	667	667	667	667	667	667	667	667	667	666	666	666	666
90	672	672	673	673	673	674	674	674	674	675	675	675	675	675	675	675	675
100	676	677	678	678	679	679	680	680	681	681	681	682	682	682	682	682	683
110	680	681	682	683	683	683	684	685	685	686	687	687	688	688	688	689	689
120	682	683	684	685	686	686	687	688	689	690	691	691	692	693	693	694	694
130	683	685	686	687	688	688	690	691	692	693	694	695	695	696	697	698	699
140	684	685	687	688	689	689	691	692	693	694	696	697	698	699	700	701	702
150	683	684	686	688	688	689	691	692	694	695	696	698	699	700	701	702	703
160	681	683	684	686	687	688	690	691	693	694	696	697	699	700	701	703	704
170	678	680	682	684	685	686	687	689	691	693	694	696	698	699	701	702	704
180	674	676	678	680	681	682	684	686	686	690	692	694	695	697	699	700	702

\* "Normal" seawater.

Source: Ref. 3 with permission.

Anexo A.5.- Tabla Heat Capacity of seawater (kJ/kg K) at Various Temperatures and Salinities

$T(^{\circ}\text{C})$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0	4.209	4.143	4.081	4.021	3.964	3.910	3.858	3.809	3.763	3.720	3.679	3.641	3.606	3.573	3.543	3.516
10	4.198	4.136	4.077	4.020	3.965	3.913	3.863	3.815	3.770	3.727	3.686	3.648	3.612	3.579	3.547	3.518
20	4.189	4.131	4.074	4.020	3.967	3.917	3.868	3.822	3.777	3.735	3.694	3.656	3.619	3.584	3.552	3.521
30	4.184	4.128	4.074	4.021	3.971	3.922	3.874	3.829	3.785	3.743	3.702	3.663	3.626	3.591	3.557	3.525
40	4.180	4.127	4.075	4.024	3.975	3.927	3.881	3.836	3.793	3.751	3.710	3.671	3.633	3.597	3.562	3.529
50	4.180	4.128	4.078	4.029	3.981	3.934	3.888	3.844	3.801	3.759	3.719	3.679	3.641	3.604	3.568	3.533
60	4.181	4.131	4.082	4.034	3.987	3.941	3.896	3.853	3.810	3.768	3.727	3.687	3.649	3.611	3.574	3.538
70	4.186	4.137	4.088	4.041	3.995	3.950	3.905	3.861	3.819	3.777	3.736	3.696	3.657	3.618	3.581	3.544
80	4.192	4.144	4.096	4.050	4.004	3.959	3.914	3.871	3.828	3.786	3.745	3.704	3.665	3.626	3.588	3.551
90	4.202	4.154	4.106	4.059	4.014	3.968	3.924	3.880	3.837	3.795	3.754	3.713	3.673	3.634	3.595	3.558
100	4.213	4.165	4.118	4.071	4.025	3.979	3.934	3.891	3.847	3.805	3.763	3.722	3.682	3.642	3.603	3.565
110	4.228	4.179	4.131	4.083	4.037	3.991	3.946	3.901	3.857	3.815	3.772	3.731	3.690	3.651	3.612	3.573
120	4.245	4.195	4.146	4.097	4.050	4.003	3.957	3.912	3.868	3.825	3.782	3.740	3.700	3.659	3.620	3.582
130	4.264	4.213	4.162	4.113	4.064	4.016	3.970	3.924	3.879	3.835	3.792	3.750	3.709	3.669	3.629	3.591
140	4.286	4.233	4.181	4.129	4.079	4.030	3.982	3.936	3.890	3.845	3.802	3.760	3.718	3.678	3.639	3.601
150	4.311	4.255	4.201	4.148	4.096	4.045	3.996	3.948	3.902	3.856	3.812	3.769	3.728	3.688	3.649	3.611
160	4.338	4.279	4.222	4.167	4.113	4.061	4.010	3.961	3.913	3.867	3.823	3.780	3.738	3.698	3.659	3.622
170	4.367	4.306	4.246	4.188	4.132	4.078	4.025	3.974	3.926	3.878	3.833	3.790	3.748	3.708	3.670	3.634
180	4.399	4.334	4.271	4.210	4.152	4.095	4.041	3.988	3.938	3.890	3.844	3.800	3.758	3.719	3.681	3.646

	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
0	4.021	4.015	4.010	4.004	3.998	3.992	3.987	3.981	3.975	3.970	3.964
10	4.020	4.014	4.009	4.003	3.998	3.992	3.987	3.981	3.976	3.971	3.965
20	4.020	4.015	4.009	4.004	3.999	3.993	3.988	3.983	3.978	3.973	3.967
30	4.021	4.016	4.011	4.006	4.001	3.996	3.991	3.986	3.981	3.976	3.971
40	4.024	4.019	4.014	4.009	4.004	4.000	3.995	3.990	3.985	3.980	3.975
50	4.029	4.024	4.019	4.014	4.009	4.004	4.000	3.995	3.990	3.985	3.981
60	4.034	4.029	4.025	4.020	4.015	4.011	4.006	4.001	3.997	3.992	3.987
70	4.041	4.037	4.032	4.027	4.023	4.018	4.013	4.009	4.004	4.000	3.995
80	4.050	4.045	4.040	4.036	4.031	4.027	4.022	4.017	4.013	4.008	4.004
90	4.059	4.055	4.050	4.046	4.041	4.036	4.032	4.027	4.023	4.018	4.014
100	4.071	4.066	4.061	4.057	4.052	4.048	4.043	4.038	4.034	4.029	4.025
110	4.083	4.079	4.074	4.069	4.065	4.060	4.055	4.051	4.046	4.041	4.037
120	4.097	4.092	4.088	4.083	4.078	4.073	4.069	4.064	4.059	4.054	4.050
130	4.113	4.108	4.103	4.098	4.093	4.088	4.083	4.078	4.074	4.069	4.064
140	4.129	4.124	4.119	4.114	4.109	4.104	4.099	4.094	4.089	4.084	4.079
150	4.148	4.142	4.137	4.132	4.127	4.121	4.116	4.111	4.106	4.101	4.096
160	4.167	4.162	4.156	4.151	4.145	4.140	4.135	4.129	4.124	4.119	4.113
170	4.188	4.182	4.177	4.171	4.165	4.160	4.154	4.149	4.143	4.137	4.132
180	4.120	4.204	4.198	4.192	4.187	4.181	4.175	4.169	4.163	4.157	4.152

Source: Ref. 1 with permission.

**Anexo A.6.-  
CORRESPONDENCIA CON TOSHIBA**

Dear sir,

We respond to your question (Ref. N° st-151104) below.

1. A humidity average of 85 % has no special effect on the generator effect on the generator. Air around the generator will be taken into the generator at the little gap between the rotor shaft and the frame cover because the air pressure of the par (A) in the generator is negative as shown in the attachment –1 But our generator design engineer, who has been to TACOA for the site survey twice, consider that the air intake has special effect on the generator according to the site condition and experience.

2. The air pressure in el generator is as follows.

- Outside of rotor fan:  $-1.9 \text{ kPag} \square -2.9 \text{ kPag}$
- Inside of rotor fan:  $+1.9 \text{ kPag} \square +2.9 \text{ kPag}$

Please refer to the attachment –1.

3. The specification of generator air cooler is as follows.

- Tube material: JIS C1220TS (equivalent to ASTM C12200)  
Copper alloy (chemical  
composition: 99.90 %  $\square$ , P 0.015  $\square$  0.040 %)
- Dimensions: see the attachment-2
- Water inlet temperature (design): 30 ° C
- Water outlet temperature (design): 35 ° C
- Air outlet temperature (design): 40 ° C
- Water flow rate (design): 2300 L/min
- Water pressure (design) : 490 kPa
- Water head loss : 12 kPa
- Water test pressure: 750 Kpa- 30 min
- Heat exchange area: 574.7 m<sup>2</sup> (necessary), 1207.9 m<sup>2</sup> (actual)
- Number of paths: 2
- Number of tubes: 352
- Mass: 2100 Kg

4. As for drawing if cooler, please see the attachment-2

5. As stated in the above, the condition of our air cooler design is the water inlet temperature 30 °C (the air outlet temperature 40 °C ). Also, the maximum temperature rise of the stator winding was 61 K from the air outlet temperature of the air cooler at shop test. Therefore, if the water inlet temperature is 30,35,40 °C, the stator winding temperature will be 101, 106, 111 °C respectively.

The generator is in accordance with the standard IEC 60034-1 and its thermal classification is F for the insulation and B for temperature rise. So, the limit of the stator winding temperature is designed as 122 °C equal to 40 °C (the air outlet temperature of the air cooler) plus 82 K (the temperature rise).

Accordingly, if the water inlet temperature is 40 °C, the stator winding temperature will be 111 °C and have a 11 °C margin for limit. But it is desirable that the water inlet temperature is kept at 30 °C or less based on the design condition.

6. The relation between the water temperature rise, the water flow rate and the water pressure is as follows.

$$\frac{T}{T_n} = \frac{Q}{Q_n} = \sqrt{\frac{H}{H_n}}$$

- T: the water temperature rise (actual)
- T<sub>n</sub>: the water temperature rise (design)
- Q: the water flow rate (actual)
- Q<sub>n</sub>: the water flow rate (design)
- H: the water pressure (actual)
- H<sub>n</sub>: the water pressure (design)

As stated in the clause 3, the water temperature rise is designed as 5.1 °C. For example, if the water pressure is a half of design value (490 kPa), the water temperature rise will be 7.2 °C as follows.

$$T = T_n \times \sqrt{\frac{H}{H_n}} = 5.1 \times \sqrt{2} = 7.2$$

Therefore, the stator winding temperature will also rise by about 2 °C

Best regards,

Y. Goto

**ANEXO A.7**

TABLAS DE TEMPEATURA DE DIRECCION DE HIDROLOGIA Y  
METEOROLOGIA  
SISTEMA NACIONAL DE INFORMACION HIDROLOGICA Y  
METEOROLOGICA  
S I N A I H M E

MENSUAL.TXT

FECHA: 01/04/1996

M.A.R.N.

D.G.A.S.

DIRECCION DE HIDROLOGIA Y METEOROLOGIA

SISTEMA NACIONAL DE INFORMACION HIDROLOGICA Y METEOROLOGICA

S I N A I H M E

ESTACION: MAIQUETIA-AEROPUERTO

TIPO: SB

SERIAL: 0503

ESTADO: DF

LATITUD: 1036

LONGITUD: 6659

ALTITUD: 43 M.S.N.M

ORG.: SM

INSTALADA: 03/1941

ELIMINADA:

DATOS MENSUALES DE TEMPERATURA MAXIMA ABSOLUTA (°C)

1230

AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
1960	29.0	29.8	29.4	33.0	31.4	33.3	31.8	31.6	32.4	32.5	32.4	30.4	33.3
1961	28.8	28.2	32.0	30.0	30.7	31.6	32.3	32.3	33.0	33.6	31.1	30.5	33.6
1962	30.2	29.9	30.5	30.6	32.2	31.8	32.8	33.0	33.1	39.8	32.8	30.6	39.8
1963	31.6	28.6	29.3	31.9	31.6	32.7	31.7	33.3	33.0	34.0	31.9	30.7	34.0
1964	29.9	30.3	29.7	32.1	35.0	31.0	32.5	32.5	33.0	32.5	31.6	30.1	35.0
1965	28.7	28.8	29.0	29.8	31.0	32.0	31.8	31.9	33.3	32.6	31.9	30.6	33.3
1966	30.4	29.5	32.0	31.5	32.5	32.6	32.6	33.5	32.8	32.5	32.1	31.2	33.5
1967	29.0	29.1	29.0	29.8	30.0	32.2	30.3	31.1	33.0	32.0	31.8	29.7	33.0
1968	29.1	29.8	30.1	30.7	31.8	33.2	30.7	34.3	33.9	32.9	32.3	30.8	34.3
1969	29.4	30.9	33.3	32.0	34.5	33.8	32.2	33.0	33.6	32.6	33.2	32.0	34.5
1970	29.8	30.2	31.2	30.6	32.9	34.1	32.5	32.9	32.3	33.1	31.6	31.2	34.1
1971	28.5	28.6	28.6	30.1	31.8	32.4	30.3	32.2	32.5	32.1	31.8	29.9	32.5
1972	28.8	29.2	31.5	31.0	31.0	34.9	30.7	30.4	33.1	33.6	33.8	30.5	34.9
1973	31.1	30.4	30.7	32.1	31.6	31.6	31.4	32.3	32.4	32.7	29.9	28.3	32.7
1974	27.5	27.9	27.7	29.3	31.6	30.1	30.3	31.9	33.1	32.4	32.7	30.2	33.1
1975	29.8	28.3	30.7	29.9	31.3	31.3	31.2	31.8	32.5	32.6	33.5	32.3	33.5
1976	28.4	32.8	28.3	34.7	31.6	31.4	32.1	33.6	37.2	36.7	31.5	30.2	37.2
1977	31.5	30.1	29.7	31.6	34.4	32.1	31.8	33.7	34.5	33.8	32.3	30.5	34.5
1980	30.8	30.2	29.3	32.9	33.8	34.0	34.1	33.8	32.7	32.1	32.8	30.2	34.1
1981	33.1	30.8	33.0	31.0	34.0	31.9	32.8	33.0	34.3	34.6	32.0	33.3	34.6
1982	29.4	29.6	28.7	29.5	32.5	31.4	31.3	32.0	33.5	31.6	31.8	29.6	33.5
1983	30.9	31.7	32.9	33.1	32.8	34.5	33.6	34.8	34.3	34.5	32.5	31.2	34.8
1984	31.0	31.8	31.4	31.3	30.7	32.3	31.7	32.3	32.5	32.6	32.7	30.8	32.7

Página 1

MENSUAL.TXT

MAX: 33.1 32.8 33.3 34.7 35.0 34.9 34.1 34.8 37.2 39.8 33.8 33.3 39.8  
 D.STD 1.3 1.2 1.6 1.4 1.4 1.2 1.0 1.0 1.1 1.8 .8 1.0  
 CV: 4.3 4.1 5.2 4.4 4.2 3.7 3.2 3.2 3.2 5.4 2.6 3.2

□

M.A.R.N.

FECHA: 01/04/1996

D.G.A.S.

DIRECCION DE HIDROLOGIA Y METEOROLOGIA

SISTEMA NACIONAL DE INFORMACION HIDROLOGICA Y METEOROLOGICA

S I N A I H M E

ESTACION: MAIQUETIA-AEROPUERTO

TIPO: SB

SERIAL: 0503

ESTADO: DF

LATITUD: 1036

LONGITUD: 6659

ALTITUD: 43 M.S.N.M

ORG.: SM

INSTALADA: 03/1941

ELIMINADA:

DATOS MENSUALES DE TEMPERATURA MEDIA (°C)

1200

AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
1960	24.8	25.5	26.0	26.5	27.1	27.3	26.7	26.9	27.7	27.3	26.7	25.2	26.5
1961	24.8	24.9	24.4	25.6	26.0	25.9	26.3	26.9	27.2	27.7	26.4	25.2	25.9
1962	24.5	24.3	25.2	25.3	26.6	26.5	26.6	26.3	27.6	27.5	26.7	25.6	26.1
1963	24.7	24.2	24.0	25.8	26.3	26.4	26.2	27.6	27.6	28.4	26.7	25.3	26.1
1964	24.0	24.5	24.4	26.3	26.3	26.1	26.3	27.2	27.5	26.9	26.3	24.7	25.9
1965	24.1	23.7	23.9	25.0	26.1	25.9	26.4	26.5	27.8	27.3	26.6	25.5	25.7
1966	24.7	24.5	24.8	25.9	26.3	26.6	27.0	27.3	27.5	27.2	26.5	25.3	26.1
1967	23.9	24.2	24.6	25.5	25.7	26.4	25.6	26.1	27.2	27.0	26.3	25.9	25.7
1968	24.0	24.5	25.2	25.8	26.8	26.9	26.3	26.9	27.4	27.0	26.5	25.4	26.1
1969	24.3	24.9	26.1	26.9	27.9	28.0	27.0	27.2	27.9	27.5	27.1	24.9	26.6
1970	25.2	25.5	25.2	25.9	27.1	27.0	26.8	27.1	27.3	27.8	26.6	25.8	26.4
1971	24.3	24.3	24.5	25.1	26.3	25.9	25.5	26.3	26.8	26.3	25.8	24.6	25.5
1972	23.9	23.9	25.2	25.3	26.0	27.0	25.8	26.1	27.2	27.7	25.7	26.0	25.8
1973	25.3	25.0	25.0	25.5	26.0	26.2	26.1	26.6	26.8	27.0	24.9	23.5	25.7
1974	23.0	23.4	23.7	23.7	25.4	25.5	25.2	25.7	26.9	26.3	26.3	24.3	24.9
1975	24.0	23.9	24.6	24.8	25.8	26.4	26.1	26.7	27.0	26.6	26.1	24.4	25.5

	MENSUAL .TXT												
1976	23.4	23.9	23.6	24.9	25.8	25.7	25.7	27.0	26.9	27.2	26.2	24.7	25.4
1977	24.6	24.1	23.6	24.5	26.7	25.8	25.8	26.8	27.1	26.8	26.7	24.7	25.6
1978	24.3	24.9	25.2	26.4	26.9	26.5	26.3	26.6	27.3	27.1	26.5	24.7	26.1
1979	24.5	25.1	25.9	26.0	27.2	26.9	26.3	26.3	27.6	27.9	29.2	27.5	26.7
1980	25.9	24.9	24.6	26.6	27.8	27.8	27.4	27.6	27.4	26.6	26.1	25.4	26.5
1981	25.7	25.5	25.8	25.6	27.4	26.4	26.7	26.6	26.9	28.1	27.7	26.6	26.6
1982	25.0	24.9	24.8	25.7	26.6	26.3	26.1	26.9	27.3	26.8	26.6	25.7	26.1
1983	25.3	25.2	26.6	27.3	27.4	29.0	28.4	28.4	28.8	28.0	27.0	25.4	27.2
1984	24.9	24.6	24.6	25.5	26.2	26.2	25.7	26.2	26.6	26.6	26.2	24.7	25.7
1985	23.9	23.9	24.7	25.3	26.6	26.0	25.7	25.8	26.4	26.1	26.2	24.8	25.4
1986	24.2	24.3	25.1	26.3	26.8	27.5	26.2	27.1	27.2	27.2	26.0	25.3	26.1
1987	24.2	25.0	25.7	26.4	27.4	27.7	26.7	27.9	28.6	28.2	27.5	26.7	26.8
1988	24.7	24.8	25.2	26.3	27.3	27.6	27.4	27.4	27.4	27.0	26.5	24.6	26.3
1989	23.3	23.5	24.8	25.4	25.7	26.1	26.7	29.9	27.8	27.2	26.8	25.3	26.0
1990	24.7	24.2	24.9	26.3	26.7	27.4	27.2	27.3	28.5	28.0	27.8	26.1	26.6
PROM:	24.5	24.5	24.9	25.7	26.6	26.7	26.4	26.9	27.4	27.2	26.6	25.3	26.1
PORC:	7.8	7.8	8.0	8.2	8.5	8.5	8.4	8.6	8.8	8.7	8.5	8.1	
D. STD	.7	.6	.7	.7	.7	.8	.7	.8	.5	.6	.7	.8	
CV:	2.7	2.4	3.0	2.9	2.5	3.0	2.5	3.0	2.0	2.2	2.8	3.1	

□

M.A.R.N.

FECHA: 01/04/1996

D.G.A.S.

DIRECCION DE HIDROLOGIA Y METEOROLOGIA

SISTEMA NACIONAL DE INFORMACION HIDROLOGICA Y METEOROLOGICA

S I N A I H M E

ESTACION: MAIQUETIA-AEROPUERTO

TIPO: SB

SERIAL: 0503

ESTADO: DF

LATITUD: 1036

LONGITUD: 6659

ALTITUD: 43 M.S.N.M

ORG.: SM

INSTALADA: 03/1941

ELIMINADA:

DATOS MENSUALES DE TEMPERATURA MINIMA ABSOLUTA (°C)

1240

AÑO	MENSUAL .TXT												ANUAL
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	
1960	21.2	21.4	22.8	23.3	24.5	23.4	22.9	23.5	22.4	24.1	23.3	21.8	21.2
1961	21.5	20.6	20.9	22.6	23.1	22.9	22.8	23.2	22.5	23.5	22.4	21.5	20.6
1962	20.7	20.9	20.8	21.8	22.9	23.0	23.0	22.7	23.4	23.6	23.0	21.3	20.7
1963	20.4	20.4	20.5	21.4	22.7	22.5	22.8	23.5	23.2	24.0	23.0	20.9	20.4
1964	15.4	20.4	20.5	22.0	20.6	22.4	20.0	20.0	21.0	21.0	22.1	20.3	15.4
1965	20.0	19.5	19.6	20.6	22.8	22.4	25.0	23.1	23.9	23.3	22.7	21.3	19.5
1966	20.9	20.9	20.8	21.7	22.5	23.0	23.4	22.5	23.8	22.9	21.5	21.7	20.8
1967	19.8	20.3	20.3	21.8	21.9	22.7	21.6	22.0	23.0	23.0	22.2	20.7	19.8
1968	19.4	20.5	20.7	21.8	23.3	22.9	22.3	23.3	23.6	22.6	22.4	21.4	19.4
1969	20.1	20.8	21.0	23.0	22.8	24.2	23.5	23.5	23.3	23.0	22.7	22.0	20.1
1970	20.5	21.3	21.0	22.1	22.7	23.3	21.9	23.0	23.5	24.1	22.3	21.3	20.5
1971	20.2	20.1	20.6	20.6	22.3	23.3	22.0	22.0	22.4	22.7	22.3	21.2	20.1
1972	20.5	20.2	20.7	21.5	22.6	23.2	22.5	22.6	23.2	23.5	23.1	22.1	20.2
1973	21.6	21.2	21.5	21.8	22.3	23.0	22.9	22.8	23.1	23.2	20.8	19.9	19.9
1974	19.3	20.1	20.3	20.1	22.1	20.7	21.2	22.2	22.2	22.5	22.4	20.5	19.3
1975	20.0	20.0	20.5	20.4	22.2	23.0	21.8	22.9	22.7	23.0	22.0	20.3	20.0
1980	22.6	21.9	21.9	22.1	24.5	24.2	23.8	24.1	21.5	22.8	22.9	22.0	21.5
1981	21.9	21.2	22.1	21.6	23.0	21.9	22.9	22.1	22.1	23.6	23.0	20.5	20.5
1982	21.3	22.0	22.0	22.8	23.4	23.1	23.1	23.8	24.3	23.6	23.7	22.3	21.3
1983	22.0	21.9	22.9	25.0	24.2	25.9	25.0	25.1	25.8	24.6	23.5	21.5	21.5
1984	20.3	20.9	20.1	21.2	22.5	22.2	21.5	22.2	22.6	22.1	20.8	20.7	20.1
MIN:	15.4	19.5	19.6	20.1	20.6	20.7	20.0	20.0	21.0	21.0	20.8	19.9	15.4
D.STD	1.5	.7	.9	1.1	.9	1.0	1.2	1.0	1.0	.8	.8	.7	
CV:	7.1	3.3	4.1	5.0	3.9	4.3	5.2	4.4	4.4	3.4	3.4	3.2	

□

M.A.R.N.

FECHA: 01/04/1996

D.G.A.S.

DIRECCION DE HIDROLOGIA Y METEOROLOGIA

SISTEMA NACIONAL DE INFORMACION HIDROLOGICA Y METEOROLOGICA

S I N A I H M E

ESTACION: LOS CARACAS

TIPO: C2

SERIAL: 5011

Página 4



ORG.: MA                      INSTALADA: 05/1954                      MENSUAL.TXT  
 ELIMINADA:

DATOS MENSUALES DE TEMPERATURA MEDIA (°C)

1200

AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
1969	-	-	-	-	-	-	-	-	-	25.8	24.9	24.3	-
1970	23.6	23.0	23.7	24.1	25.2	25.3	24.8	25.0	24.9	25.8	24.0	23.8	24.4
1971	22.5	22.7	23.2	23.8	25.0	25.4	24.7	24.9	25.7	25.3	24.5	22.8	24.2
1972	23.0	23.0	23.9	24.6	25.6	26.0	25.3	25.2	26.0	25.7	24.7	24.0	24.8
1980	-	-	-	-	-	-	-	26.4	25.6	-	28.2	24.2	-
1981	23.4	24.8	24.7	25.6	27.4	27.0	26.6	26.6	27.9	28.2	-	-	-
1982	25.8	-	-	-	-	-	-	24.9	25.3	24.4	24.9	24.1	-
1983	23.7	24.4	25.2	25.8	25.9	26.6	26.7	26.3	27.0	26.3	27.0	26.6	26.0
1985	-	-	24.0	24.9	26.3	27.1	26.7	27.4	28.7	28.6	28.3	27.9	-
1986	27.2	27.4	28.7	31.1	32.0	32.4	22.4	24.6	25.7	27.0	26.6	26.1	27.6
1987	25.4	27.2	29.8	-	-	-	25.7	25.9	25.7	26.0	24.5	24.3	-
1988	22.5	23.7	24.4	22.4	29.1	27.1	25.4	25.3	25.4	25.7	23.3	22.0	24.7
1989	21.7	21.9	22.1	23.2	26.0	-	25.0	25.9	24.6	24.6	24.2	24.1	-
1990	27.0	29.7	27.5	31.0	25.0	27.7	30.8	28.4	28.4	25.9	25.3	24.7	27.6
1991	22.4	24.2	21.8	23.5	25.5	27.1	26.3	27.4	28.1	28.6	28.2	21.2	25.4
1992	21.6	23.0	24.0	28.6	31.0	27.0	23.6	24.3	22.8	26.8	27.9	23.2	25.3
1993	22.4	23.0	23.1	-	-	26.8	26.2	26.1	26.6	26.4	25.4	-	-
1994	-	23.9	24.4	25.3	26.6	26.0	25.3	25.6	25.7	25.5	25.2	24.3	-
1995	23.9	23.8	24.5	25.1	26.0	26.3	25.2	26.0	26.8	26.1	-	-	-
1996	-	23.5	-	24.1	24.5	24.3	24.3	24.2	25.0	24.2	23.9	23.0	-
PROM:	23.7	24.3	24.7	25.5	26.7	26.8	25.6	25.8	26.1	26.2	25.6	24.2	25.4
PORC:	7.8	8.0	8.1	8.4	8.8	8.8	8.4	8.5	8.6	8.6	8.4	7.9	
D. STD	1.8	2.1	2.2	2.7	2.2	1.8	1.8	1.1	1.5	1.3	1.6	1.6	
CV:	7.6	8.5	8.9	10.4	8.4	6.7	6.9	4.3	5.6	4.8	6.4	6.7	

□  
 M.A.R.N.  
 D.G.A.S.  
 DIRECCION DE HIDROLOGIA Y METEOROLOGIA

FECHA: 01/04/1996



Anexo A.8.- Agua Saturada –Tablas de Temperatura [3].

Temp. ° C	Pres Sat Kpa	Volumen Específico m <sup>3</sup> /Kg		Energía Interna KJ/Kg			Entalpía KJ/Kg			Entropía KJ/(KgK)		
		Líquido Sat	Vapor Sat.	Líquido Sat	Evap. u <sub>fg</sub>	Vapor Sat.	Líquido Sat	Evap. h <sub>fg</sub>	Vapor Sat.	Líquido Sat	Evap. u <sub>fg</sub>	Vapor Sat
T	P <sub>sat</sub>	V <sub>f</sub>	V <sub>g</sub>	u <sub>f</sub>	u <sub>fg</sub>	u <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	u <sub>f</sub>	u <sub>fg</sub>	u <sub>g</sub>
0,01	0,6113	0,001000	206,14	0,00	2375,3	2375,3	0,01	2501,3	2501,4	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,12	20,97	2361,3	2382,3	20,98	2489,6	2510,6	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,38	42,00	2347,2	2389,2	42,01	2477,7	2519,8	0,1510	8,7498	8,9008
15	1,7051	0,001001	77,93	62,99	2333,1	2396,1	62,99	2465,9	2528,9	0,2245	8,5569	8,7814
20	2,339	0,001002	57,79	83,95	2319,0	2402,9	83,96	2454,1	2538,1	0,2966	8,3706	8,6672
25	3,169	0,001003	43,36	104,88	2304,9	2409,8	104,89	2442,3	2547,2	0,3674	8,1905	8,558
30	4,246	0,001004	32,89	125,78	2290,8	2416,6	125,79	2430,5	2556,3	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,22	146,67	2276,7	2423,4	146,68	2418,6	2565,3	0,5053	7,8478	8,3531
40	7,384	0,001008	19,52	167,56	2262,6	2430,1	167,57	2406,7	2574,3	0,5725	7,6845	8,257
45	9,593	0,001010	15,26	188,44	2248,4	2436,8	188,45	2394,8	2583,2	0,6387	7,5261	8,1648
50	12,349	0,001012	12,03	209,32	2234,2	2443,5	209,33	2382,7	2592,1	0,7038	7,3725	8,0763
55	15,758	0,001015	9,568	230,21	2219,9	2450,1	230,23	2370,7	2600,9	0,7679	7,2234	7,9913
60	19,94	0,001017	7,671	251,11	2205,5	2456,6	251,13	2358,5	2609,6	0,8312	7,0784	7,9096
65	25,03	0,001020	6,197	272,02	2191,1	2463,1	272,06	2346,2	2618,3	0,8935	6,9375	7,831
70	31,19	0,001023	5,042	292,95	2176,6	2469,6	292,98	2333,8	2626,8	0,9549	6,8004	7,7553
75	38,58	0,001026	4,131	313,90	2162,0	2475,9	313,93	2321,4	2635,3	1,0155	6,6669	7,6824
80	47,39	0,001029	3,407	334,86	2147,4	2482,2	334,91	2308,8	2643,7	1,0753	6,5369	7,6122
85	57,83	0,001033	2,828	355,84	2132,6	2488,4	335,9	2296,0	2651,9	1,1343	6,4102	7,5445
90	70,14	0,001036	2,361	376,85	2117,7	2494,5	376,92	2283,2	2660,1	1,1925	6,2866	7,4791
95	84,55	0,001040	1,982	397,88	2102,7	2500,6	397,96	2270,2	2668,1	1,2500	6,1659	7,4159

**ANEXO 9.** Tabla de la Ubicación de la estación Naval de Venezuela.

ORGANISMO	DIRECCIÓN DE HIDROGRAFIA Y NAVEGACIÓN
TIPO	SP
EDO.	MAMO-LITORAL CENTRAL
LATITUD	10° 32' 43" NORTE
LONGITUD	67° 02' 50" OESTE
ALTURA (M.S.N.M.)	81
FECHA DE INSTALACIÓN	1968
SERIAL ORGANISMO	80603

En Venezuela por cada 100 m el gradiente térmico es de 0,65 °C

**Anexo A.10.- Tabla “TEMPERATURA MAXIMA ABSOLUTA (°C). Periodo 1969-2000”**

MESES	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	ANUAL
1969					33,8	34,0	32,4	33,0	34,0	33,5	32,2	31,0	34
1970	29,7	29,7	29,9	30,3	31,8	33,6	31,8	33,0	32,2	33,0	32,0	31,4	33,6
1971	30,0	30,4	29,2	31,6	30,0	32,5	31,2	31,8	31,8	32,0	32,5	32,7	32,7
1972	31,9	31,8	32,9	32,5	33,9	35,6	32,4	32,5	33,8	34,2	32,8	31,7	35,6
1973	30,9	31,5	32,2	32,0	33,1	33,0	32,4	33,9	34,1	34,0	31,8	31,0	34,1
1974	31,8	30,2	29,8	30,6	33,0	31,2	31,9	33,2	33,5	33,0	33,0	31,7	33,5
1975	31,2	29,5	32,3	31,3	31,9	32,9	33,9	33,8	34,1	32,0	32,0	31,0	34,1
1976	28,6	28,1	26,8	29,9	31,1	31,3	31,1	33,6	32,1	32,4	31,9	31,0	33,6
1977	30,1	31,9	32,0	31,1	32,3	34,8	31,3	33,0	33,0	32,7	32,2	31,2	34,8
1978	31,1	30,1	30,1	31,0	31,6	30,9	31,5	32,5	32,5	32,8	32,0	30,0	32,8
1979	29,1	29,9	31,1	30,8	32,0	33,0	32,0	32,9	33,5	32,8	33,0	31,7	33,5
1980	30,0	30,4	30,9	31,7	33,4	33,1	32,5	33,5	33,0	32,3	31,2	30,2	33,5
1981	30,6		31,4	32,8	34,2	32,2	34,6	36,0	34,6	34,0	34,0	35,0	36
1982	30,4	31,2	29,1	29,2	33,0	32,2	31,4	32,4	32,0	30,0	30,4	29,2	33
1983	28,6	28,3	35,6	28,4	29,5	31,4	28,1	30,4	33,4	29,3	31,3	29,6	35,6
1984	29,6	29,9	29,0	28,2	31,1	31,9	32,2	30,4	31,3	30,8	29,9	30,1	32,2
1985	29,1	32,1	28,9	30,0	31,7	31,0	32,8	32,1	34,9	32,2	32,0	27,9	34,9
1986	30,2	33,8	31,0	32,9	35,4	34,1	32,4	33,6	33,7	35,1	34,6	35,4	35,4
1987	30,0	32,2	32,4	36,6	35,3	40,3	37,0	35,7	35,5	35,6	36,8	35,3	40,3
1988	32,0	31,5	30,3	32,2	33,3	33,0	34,2	33,9	33,1	33,5	32,9	30,8	34,2
1989	30,1	32,9	33,4	35,2	35,0	34,8	34,6	33,4	35,2	36,4	33,2	33,8	36,4
1990	31,9	28,2	30,8	32,1	31,4	30,9	31,9	33,9	35,0	34,6	33,9	33,2	34,8
1991	33,4	30,1	29,8	33,1	32,3	34,3	31,7	34,2	37,0	33,3	31,5	29,8	37
1992	30,6	29,9	33,3	32,1	32,0	31,8	32,6	34,4	34,8	34,4	33,9	32,6	34,8
1993	29,3	29,0	30,4	30,5	30,5	34,0	31,8	33,0	33,7	33,0	33,0	31,8	34
1994	29,3	29,0	30,0	30,8	31,8	31,8	31,7	32,3	32,8	33,1	32,6	31,9	33,1
1995	31,7	30,8	32,6	33,4	34,0	33,5	33,0	33,5	33,7	33,8	32,9	31,8	34
1996	31,6	31,4	32,8	32,0	32,4	32,4	33,2	33,0	34,6	32,8	31,8	30,0	34,6
1997	30,2	29,8	28,6	30,2	30,8	31,2	32,6	32,8	33,0	32,4	31,9	30,9	33
1998	31,6	31,8	30,4	31,2	32,2	34,6	31,9	33,4	32,7	32,4	31,6	31,2	34,6
1999	30,6	28,0	29,4	31,6	32,4	31,6	31,8	32,4	32,7	31,9	31,4	30,9	32,7
2000	28,0	29,8	28,8	29,4	30,4	30,8			32,4	31,9	32,3	31,7	32,4
MAX. Abs. 1969-2000	33,4	33,8	35,6	36,6	35,4	40,3	37,0	36,0	37,0	36,4	36,8	35,4	40,3

**Anexo A.11.- TABLA DE HUMEDAD RELATIVA MEDIA (%)**

Periodo 1969-2000

ANO	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	ANUAL
1969					72	74	72	76	76	73	75	76	74
1970	76	74	79	81	82	83	85	81	78	77	73	78	78
1971	75	75	75	76	82	80	81	73	79	79	79	72	77
1972	75	70	72	76	81	80	83	81	75	73	74	79	76
1973	86	80	85	86	86	86	83	79	77	79	81	75	82
1974	77	80	80	82	85	83	76	76	74	76	76	71	78
1975	72	72	75	74	78	77	73	74	78	79	80	82	76
1976	78	81	82	84	85	84	79	77	82	77	73	74	80
1977	72	81	86	84	86	85	79	78	79	78	79	79	81
1978	82	75	78	82	81	82	81	78	79	78	80	77	79
1979	76	77	82	85	85	82	79	81	76	79	78	79	80
1980	80	74	79	87	87	83	83	82	80	88	81	78	82
1981	74	79	83	90	79	81	80	79	81	83	81	83	81
1982	84	84	84	81	79	80	82	81	81	82	81	83	81
1983	84	83	83	87	88	88	90	90	91	90	91	90	88
1984	89	89	88	89	87	89	88	89	88	91	89	83	88
1985	81	83	85	88	87	88	87	87	86	89	88	86	86
1986	85	86	84	89	81	77	78	78	75	78	76	76	80
1987	84	85	84	88	84	82	84	89	83	82	83	82	84
1988	82	82	82	89	84	82	85	88	85	82	83	82	84
1989	82	82	83	88	84	82	81	76	78	78	78	80	81
1990	82	84	82	79	78	75	71	75	75	75	78	82	78
1991	75	80	72	73	80	81	72	76	74	73	73	71	76
1992	73	74	73	79	83	82	81	80	82	80	81	79	79
1993	78	75	80	83	80	74	80	82	81	79	79	79	79
1994	78	76	75	83	83	82	81	79	78	80	79	79	79
1995	77	77	81	82	81	84	81	82	80	80	78	79	80
1996	78	81	78	82	83	82	81	82	80	80	78	77	80
1997	76	80	75	80	82	80	80	78	80	80	79	80	79
1998	79	80	80	82	83	82	81	79	81	78	79	79	80
1999	77	79	78	82	82	77	80	82	85	86	81	83	81
2000	81	80	83	88	92	87	88	76	78	79	80	80	80
MEDIA	79	79	80	83	83	82	81	80	80	80	79	79	80

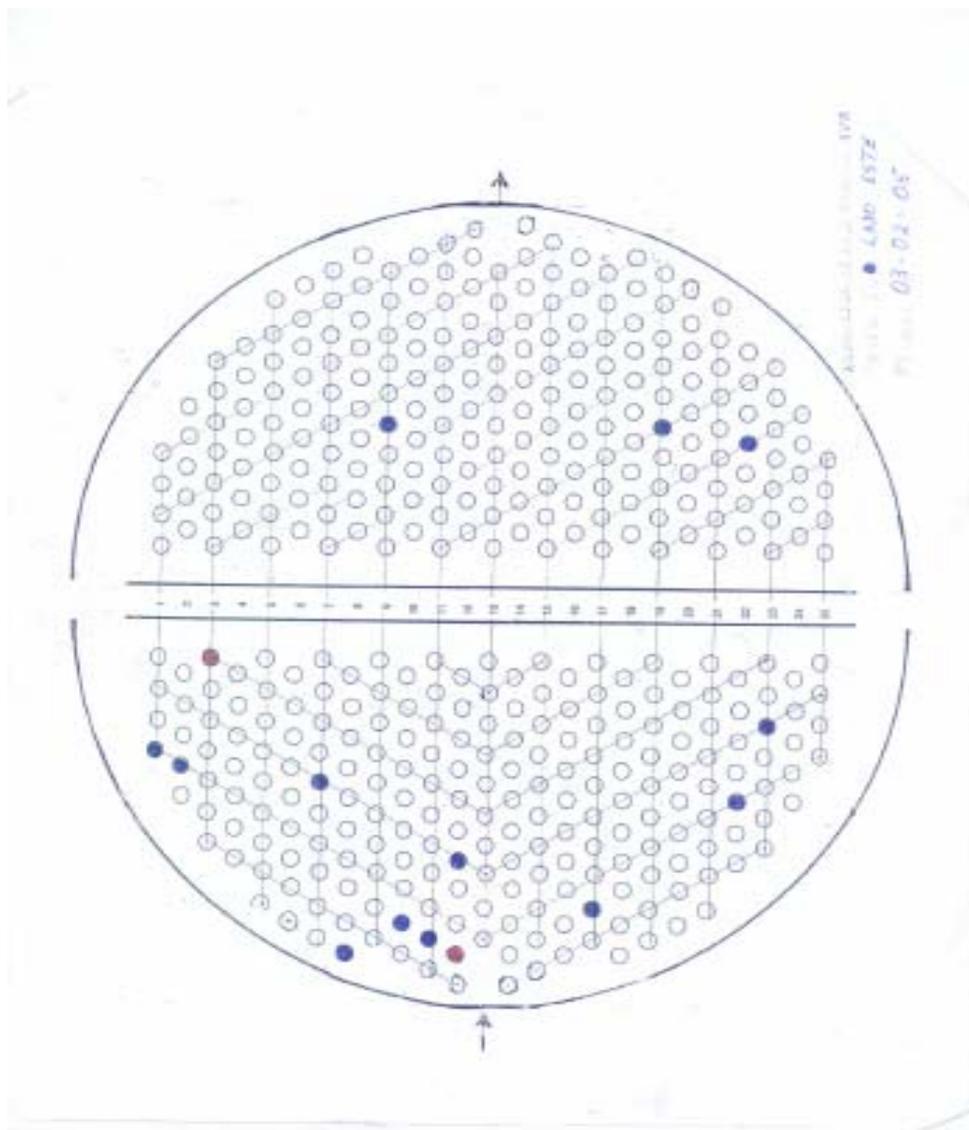
NORMAL DE TEMPERATURA DE AGUA DE MAR COSTA GENERAL DE  
VENEZUELA E ISLAS ADYACENTES CARTAS DE CORRIENTES VIENTOS Y  
MAREAS (1969-1999)

DICIEMBRE-MAYO 25-6 °C

JUNIO-NOVIEMBRE 28 °C

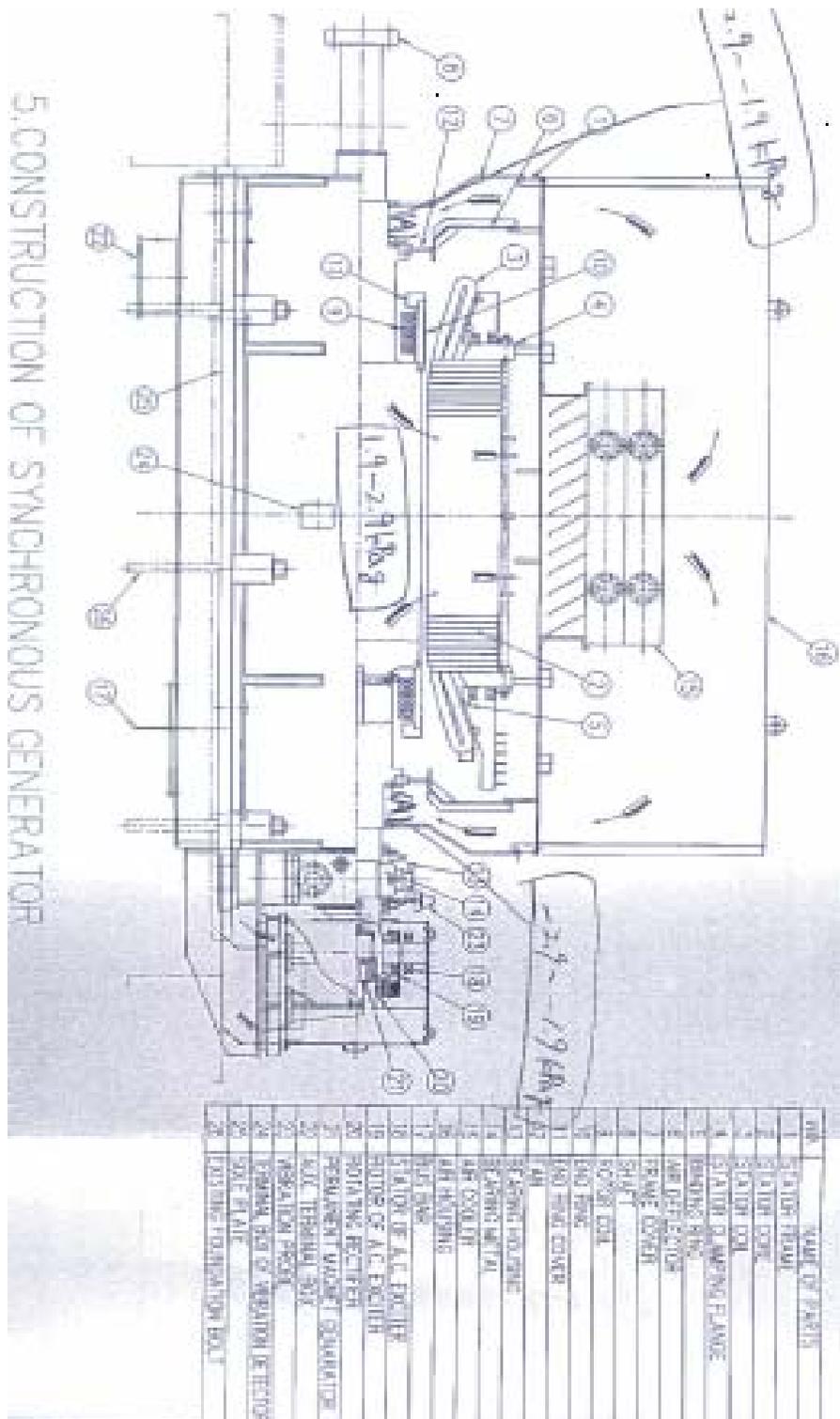
**Anexo A.12.- MEDIDAS DE LUGARES DISPONIBLES EN LA PLANTA TACOA PARA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL AGUA EMPLEADA COMO REFRIGERANTE EN EL GENERADOR TMAE DE LA UNIDAD CRZ1**

Ubicación	medidas (m)			Comentario
Suavizador disponibles entre la unidad 1 y 2	Ancho	Largo	Altura	No incluye el espacio que ocupa el suavizador, la altura es ilimitada
	6,86	8,58		
	6,86	<b>12.28</b>		Incluye el suavizador
Entre el desaireador de la unidad 1 y 2 al lado de la torre de enfriamiento SULZER	6,69	12,29		Nivel de desaireadores
Debajo del generador DE LA Unidad CRZ 1	2,86	3	2,8	Los equipos existentes serán eliminados con el cambio del generador



**Anexo A.13.** Intercambiador de calor la unidad CRZ1.

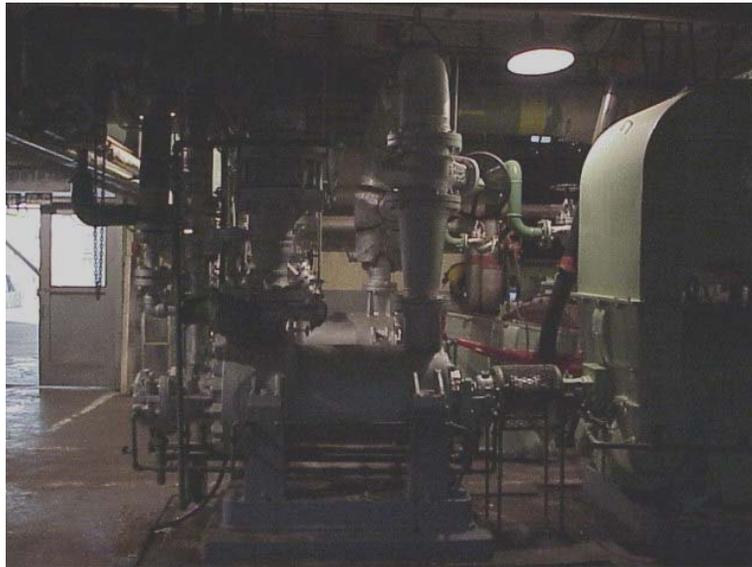




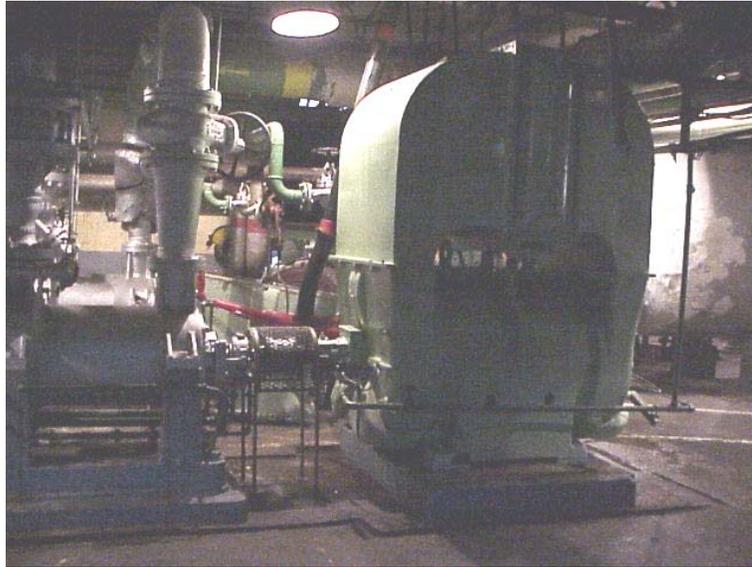
Anexo A15.- Figura del generador TMAE Corporation Electric.



**Anexo A16.-Bombas de circulación**



**Anexo A17.-Bombas de alimentación**



**Anexo A18.-**Enfriador del motor de la bomba de alimentación



**Anexo A19.-**Espacio disponible entre el suavizador de la unidad 1 y 2 (torre de enfriamiento)



**Anexo A20.-** Espacio disponible entre el suavizador de la unidad 1 y 2 (torre de enfriamiento)



**Anexo A21.-** Enfriadores de aceite de sellos de hidrógenos



**Anexo A22.-**Enfriadores de agua



**Anexo A23.-**Enfriador del motor de la bomba de alimentación



**Anexo A24.-**Espacio disponible para el sistema de enfriamiento (suavizador de la unidad 1)



**Anexo A25.-**Espacio disponible para el sistema de enfriamiento (suavizador de la unidad 1)



**Anexo A26.-**Bomba de circulación de agua de mar



**Anexo A.27.-**Bombas de agua del sistema de enfriamiento de la CRZ1



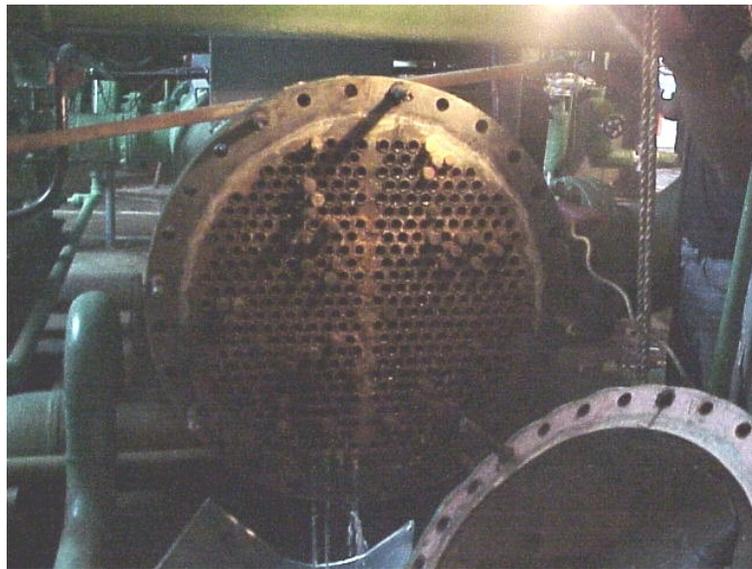
**Anexo A28.-Enfriadores de la unidad CRZ1 (enfriadores de agua)**



**Anexo A29.-Enfriadores de aceite**



**Anexo A30.-**Intercambiadores de tubo y carcasa de la unidad 1.



**Anexo A31.-**Intercambiadores de tubo y carcasa de la unidad 1.



**Anexo A32.** Intercambiadores de calor de la unidad CRZ1.



**Anexo A33.-**Intercambiadores de tubo y carcasas Unidad 1. Protección catódica.



**Anexo A34.-**Disposición de la tubería.



**Anexo A35.-**Generador TMAE

**ANEXO 36**  
**DATA SHEET DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y**  
**CARCASA DE LA UNIDAD CRZ1**

THE LUMMUS COMPANY  
EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

"AS  
BUILT"  
1-18-55  
Rev. 3

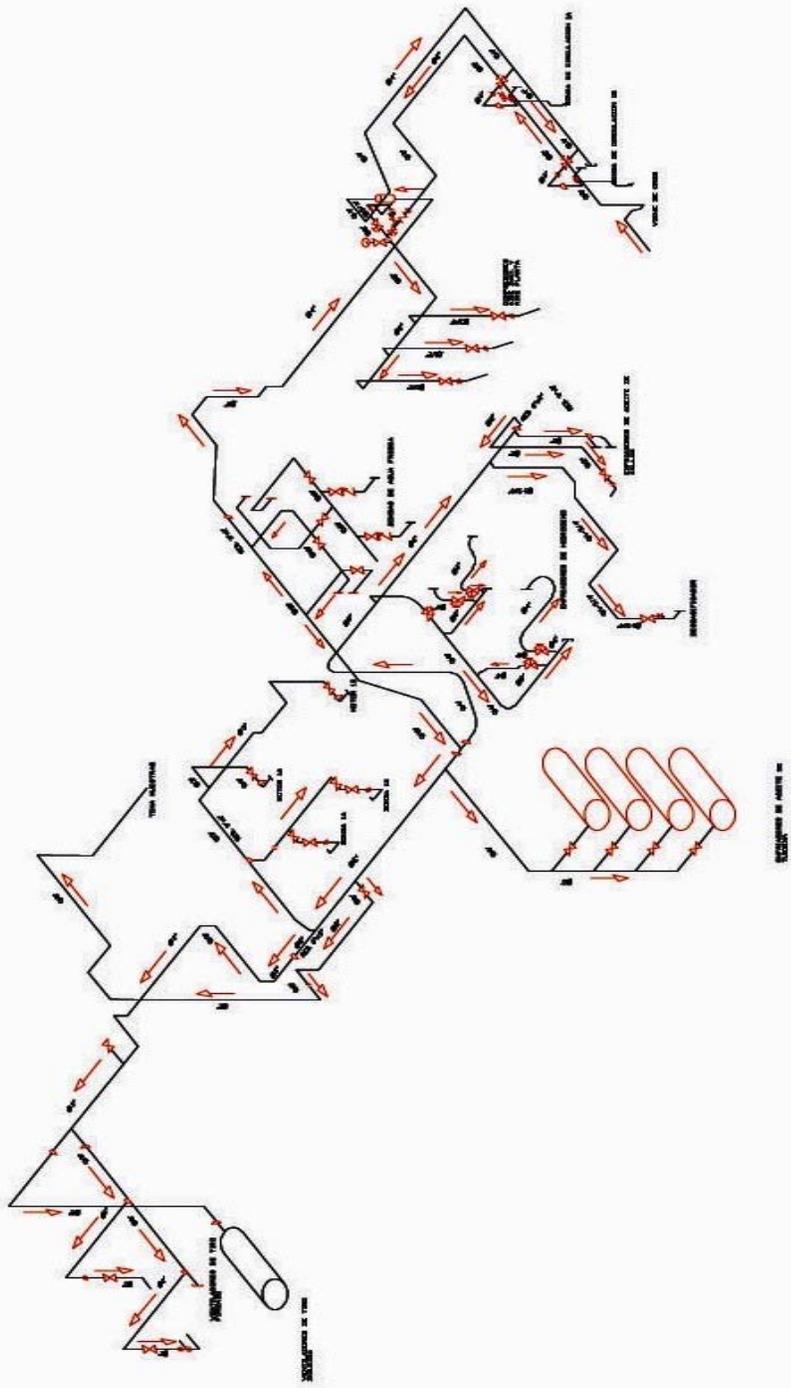
<b>CUSTOMER</b> The Kuljian Corp., Agents, Philadelphia, Pa.		<b>JOB N°</b> H-7602	
		<b>REF N°</b> K-1610-21B PO1617	
<b>ADDRESS</b> C. A. La Electricidad de Caracas		<b>INQUIRY N°</b> E-764-7	
<b>PLANT LOCATION</b> Tocoa Power Plant, Arrecife, Venezuela		<b>DATE</b> 1-18-55	
<b>SERVICE OF UNIT</b> Fresh Water Coolers		<b>ITEM N°</b> EA-1	
<b>SIZE</b> 28-174	<b>TYPE</b> Fixed Tube Sheet	<b>POSITION</b> HORIZONTAL	
<b>SURFACE PER UNIT</b> 1400	<b>SHELL PER UNIT</b> 1	<b>SUFARCE PER SHELL</b> 1400	
<b>N° OF UNITS</b> 2	<b>SHELL ARRANGEMENT</b>	<b>ENGRS</b> EF/ap /JUD/ah	
<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>			
		<b>SHELL SIDE</b>	<b>TUBE SIDE</b>
<b>FLUID CIRCULATED</b>		Fresh Water	Salt Water
<b>TOTAL FLUID ENTERING</b>	<b># /HR.</b>	750000	1150000
<b>VAPOR</b>	<b># /HR.</b>		
<b>LIQUID</b>	<b># /HR.</b>	750000	1150000
<b>STEAM</b>	<b># /HR.</b>		
<b>NON-CONDENSABLES</b>			
<b>FLUID VAPORIZED OR CONDENSED #/HR.</b>			
<b>STEAM CONDENSED</b>	<b>#/HR.</b>		
<b>GRAVITY -LIQUID</b>	<b>°API</b>		
<b>VISCOSITY-LIQUID</b>			
<b>MOLECULAR WEIGHT VAPORS</b>			
<b>SP HEAT-BTU/ # °F ENTHALPY -BTU/#</b>			
<b>TEMPERATURE IN</b>	<b>°F</b>	103,5	85
<b>TEMPERATURE OUT</b>	<b>°F</b>	95	90,5
<b>OPERATING PRESSURE P.S.I.A. P.S.I.G.</b>			
<b>NUMBER OF PASSES</b>	<b>PER SHELL</b>	1	2
<b>VELOCITY</b>	<b>FT/SEC</b>	3,7(Average)	7,2
<b>PRESSURE DROP</b>	<b>P.S.I.</b>	4,3 (10 Feet)	5,6(13 Feet)
<b>FOULING RESISTANCE</b>			
<b>HEAT EXCHANGE -B.T.U./HR.</b>	6370000	<b>M.T.D. (CORRECTLD)</b>	10,7
<b>TRANSFER RATE-SERVICE</b>	424 (85% Cleanliness Factor)		
<b>CONSTRUCTION -EACH SHELL</b>			
<b>DESIGN PRESSURE</b>	<b>P.S.I.</b>	125	125

<b>TEST PRESSURE</b>	<b>P.S.I.</b>	190	250
<b>DESIGN TEMPERATURE</b>	<b>°F</b>	150	125
<b>TUBES</b> Alum. Bronze	<b>N°</b> 430	<b>O.D.</b> 7/8	<b>B.W.G.</b> 18
		<b>LENGTH</b> 14' -9" <b>PITCH</b> 1-1/8"	
<b>SHELL</b> Rolled Steel		<b>I.D.</b> 27	<b>THICKNESS</b> 3/8"
Return Bonnet-Cast Iron*		<b>FLOATING HEAD COVER</b>	
<b>CHANNEL</b> Cast Iron		<b>CHANNEL COVER</b>	Cast
<b>TUBES SHEETS-STATIONARY</b> Alum. Bronze		<b>FLOATING</b>	
<b>BAFFLES SEGMENTAL</b> Rolled Steel	<b>PITCH</b> 26"	<b>% CUT</b> 33	<b>FLOW</b> S-S
<b>BAFFLES</b>	<b>TYPE</b>	<b>TUBE SUPPORTS</b>	
<b>TYPE JOINTS SHELL</b> Flat Face		<b>TUBE</b> Flat Face	
<b>GASKETS-SHELL</b> Comp. Abs. Sht	<b>FLTG HD.</b>	<b>CHANNEL</b> Comp. Asb. Sht.	
<b>CONNECTIONS SHELL-IN</b> 10"	<b>OUT</b> 10"	<b>SERIES</b> 150 # ASA FF	
<b>CHANNEL-IN</b> 12"	<b>OUT</b> 12"	<b>SERIES</b> 150 # ASA FF	
<b>CORROSION ALLOWANCE-SHELL SIDE</b>	<b>TUBE SIDE</b>		
<b>CODE REQUIREMENTS</b>	ASME -1952 . TEMA Class "R"		
<b>WEIGHTS-EACH SHELL BUNDLE</b> 8800	<b>BUNDLE ONLY</b>	<b>OF WATER</b>	12500
<b>(S.R.) INDICATES STRESS RELIEVING &amp; ( X. R. ) INDICATES RADIOGRAPHING</b>			
<b>REMARKS</b> :- *Provide supports for dactifical plates (Magnesium Anodes)			
Tube sheet Design Temp - 125° F			

TYPE C2-S1-H3(R)

**ANEXO 37**

**PLANO DE DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD CRZ1 CON LA INCORPORACIÓN DE LOS ENFRIADORES DEL GENERADOR TMAE**



## ANEXO 38

### TABLA DE RESULTADOS DE PROGRAMA DE PSICROMETRÍA

La temperatura de bulbo húmedo para el diseño de la torre de enfriamiento es de 28,96 °C representa un valor de aproximación de 1 °C dado que la salida de agua de la torre es de 30 °C

Para una temperatura de bulbo húmedo de 28,96 °C la temperatura de bulbo seco es 32 °C y 80 % de humedad relativa. A continuación se presenta la tabla de temperaturas de bulbo húmedo en un rango de 30 °C a 40 °C, para una humedad relativa de 80 %.

Tabla de Resultados de temperatura de bulbo húmedo

<b>Temperatura de bulbo seco (°C)</b>	<b>Temperatura de bulbo húmedo (°C)</b>
30	27,07
31	28,01
32	28,96
33	29,9
34	30,84
35	31,78
36	32,72
37	33,67
38	34,62
39	35,57
40	36,53

**ANEXO 39**  
**CALIDAD DEL AGUA PARA LOS ENFRIADORES DEL GENERADOR**  
**TMAE**

El manual [24], indica que la calidad del agua de enfriamiento es el factor primario que afecta la vida útil del aire de enfriamiento. Las tuberías del enfriador de aire están hechas con un material resistente al agua aplicable de enfriamiento, si un embargo, si la calidad del agua de enfriamiento es inadecuada, la corrosión en el enfriador de aire se acelera, por lo cual si hay un incremento anormal de la calidad del agua, una inyección de un inhibidor debería considerarse, de todos modos el control regular de la calidad del agua de enfriamiento es esencial. La calidad del agua de enfriamiento para este modelo de generador con referencia del fabricante se muestra en la siguiente tabla:

Ítem	Normal	Referencia	
		Norma de la explosión de aguas	Condición actual explosión de agua
PH a 25°C	6.0 a 8.0	5.8 aprox. 8.6	6.0 aprox. 8.0
Conductividad a 25°C (ms/cm)	500 máx.	-----	250 máx.
Ión Amonio NH <sub>4</sub> <sup>+</sup> (PPm)	No debe detectarse	No debe detectarse	No debe detectarse
Ión cloruro Cl <sup>-</sup> (PPm)	100 máx.	200 máx.	50 máx.
Dureza Total CaCO <sub>3</sub> (PPm)	150 máx.	300 máx.	75 máx.
Ión de Sulfuro S <sup>-2</sup> (PPm)	No debe detectarse	-----	No debe detectarse
Hierro Fe (PPm)	0.5 máx.	0.3 máx.	0.3 máx.
Sílice SiO <sub>2</sub>	30 máx.	-----	15 máx.
Ión Sulfato SO <sub>4</sub> <sup>-2</sup>	200 máx.	-----	100 máx.
M <sup>-</sup> alcalinidad CaCO <sub>3</sub> (PPm)	15 aprox. 60.	-----	20 aprox. 40

Tabla de Normas del Agua de Enfriamiento.

## **ANEXO 40**

### **PRECAUCIONES DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR TMAE**

La información recabada del manual del generador de marca TMAE ELECTRIC CORPORATION en su capítulo de inspección y mantenimiento del aire del sistema de en I.-SUMINISTRO DE AGUA: [24] menciona que un flujo excesivo de agua de enfriamiento puede dañar las tuberías de los enfriadores. Se deben verificar las tasas de flujo en las especificaciones. Precauciones obligatoria para el uso del sistema de enfriamiento del Generador TTMAE Corporation Electric de acuerdo a la referencia EMF00152-a y EMF000151-a: [24]

- Regular la cantidad de agua fría, tanto que la temperatura del aire se encuentra entre 30°C y la temperatura de diseño de la salida de cada uno de los enfriadores cuando el generador esta operando.
- Una temperatura por debajo del rango permitido, puede contribuir a un pobre o mal funcionamiento y desempeño del generador.
- Cuando el generador esta en operación, regular la cantidad de agua fría por aire enfriado tanto que la temperatura de aire más baja se encuentre entre 30°C y la temperatura de diseño de la salida del aire enfriado.
- Para que halla una alarma es suficiente que ocurra un aumento de la temperatura en el generador en operación o por otras razones, investigar las causas puntualmente y desconectar el generador o tomar las acciones necesarias.

- Después de desconectar el generador, cerrar las válvulas del enfriador de aire para prevenir la condensación en el generador. (Esta operación no es necesaria si la temperatura del aire es regulada por las válvulas que están disponibles en el generador).

