

Mon
621.31
R457
2006

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN TECNOLÓGICA DEL PROCESO DE
GENERACIÓN DE ENERGÍA EN LA PLANTA
GEOTÉRMICA MOMOTOMBO”**

TRABAJO DE DIPLOMA PRESENTADO POR:

Br. Claudia Cristina Reyes Linares
Br. Idalia María Díaz Saravia

Para optar al título de:
INGENIERO QUÍMICO

Tutor:
Ing. Javier Ramírez Meza

Asesores:
Ing. Benito Vásquez
Ing. José Guido Guzmán

Managua, Nicaragua 2006

TABLA DE CONTENIDO

Contenido	Nº de página
Agradecimiento	i
Dedicatoria	ii
Resumen	iv
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	3
III. MARCO TEÓRICO	
3.1 Descripción del proceso de generación de energía	4
3.2 Turbina de vapor	
3.2.1 Generalidades	5
3.2.2 Principio de funcionamiento	7
3.2.3 Proceso de expansión del vapor en la turbina	7
3.2.4 Estructura de la turbina de vapor	8
3.2.5 Balance de materia en la turbina	9
3.2.6 Balance de energía en la turbina	11
3.2.7 Rendimiento absoluto de la instalación de la turbina	11
3.2.8 Influencia de parámetros del vapor en el rendimiento de la turbina	11
3.2.9 Influencia del cambio de los parámetros del vapor sobre la potencia de la turbina	13
3.10 Pérdidas en la turbina	13
3.3 Condensador de mezcla	
3.3.1 Generalidades	14
3.3.2 Principio de funcionamiento	14
3.3.3 Influencia de los parámetros en la presión de condensación	14
3.3.4 Balance de materia en el condensador de mezcla	15
3.3.5 Balance de energía en el condensador de mezcla	16
3.4 Sistema de extracción de gases	
3.4.1 Eyectores de vapor	16
3.4.2 Condensadores barométricos	17
3.4.3 Sistema de extracción de gases	18
3.4.4 Principio de funcionamiento	19

3.4.5	Balance de materia sistema de extracción de gases	19
3.4.6	Balance de energía sistema de extracción de gases	20
3.5	Torres de enfriamiento	
3.5.1	Generalidades	20
3.5.2	Fundamentos	20
3.5.3	Clasificación de las torres de enfriamiento	21
3.5.4	Operación de una torre de enfriamiento	21
3.5.5	Balance de materia y energía en la torre de enfriamiento	23
3.5.6	Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento	24
3.5.7	Eficiencia de enfriamiento	25
3.5.8	Factores que influyen en el rendimiento de una torre de enfriamiento	26
3.5.9	Tratamiento químico del agua de la torre de enfriamiento	26
3.6	Gráficos de control	
3.6.1	Generalidades	28
IV.	METODOLOGIA	31
4.1	Cálculo del rendimiento en la turbina de vapor de condensación	35
4.2	Cálculo de rendimiento para la torre de enfriamiento	39
4.2.1	Cálculo de la eficiencia de enfriamiento	40
4.3	Determinación de la humedad del vapor agotado	40
4.4	Determinación del flujo másico para gases no condensables descargados a la atmósfera	40
4.5	Determinación del flujo de gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases	44
4.6	Determinación de la temperatura del aire a la salida de la torre de enfriamiento	44
4.7	Balance de energía en el condensador de mezcla	45
4.8	Análisis fisicoquímicos a efectuados en el agua de la torre de enfriamiento	45
V.	PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	
5.1	Evaluación diagnóstica de los equipos principales	48
5.1.1	Diagnóstico del estado físico de la turbina	48
5.1.2	Diagnóstico del estado físico del condensador de mezcla	48
5.1.3	Diagnóstico del estado físico del sistema de extracción de gases	49
5.1.4	Diagnóstico del estado físico de la torre de enfriamiento	50

5.2 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor, condensador de mezcla, sistema de extracción de gases y torre de enfriamiento	52
5.2.1 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor	52
5.2.2 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el condensador de mezcla	55
5.2.3 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el sistema de extracción de gases	57
5.2.4 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la torre de enfriamiento	60
5.2.5 Comportamiento y gráficos de control de parámetros fisicoquímicos realizados al agua de la torre enfriamiento	63
5.3 Influencia de distintos parámetros de operación	66
5.3.1 Influencia de distintos parámetros de operación de la turbina y condensador de mezcla en la potencia eléctrica	66
5.3.2 Influencia de los parámetros de operación del condensador de mezcla en la presión de condensación	68
5.4 Rendimiento en turbina de vapor y torre de enfriamiento	69
5.4.1 Rendimiento en turbina de vapor	69
5.4.2 Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento y eficiencia de enfriamiento de la torre de enfriamiento	74
5.4.2.1 Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento	74
5.4.2.2 Eficiencia de enfriamiento	76
5.5 Resultados de los balances másicos y energéticos	77
5.5.1 Resultado del balance aplicado para determinar la humedad del vapor agotado	77
5.5.2 Resultados del balance energético aplicado en el condensador de mezcla	80
5.5.3 Resultados del balance energético aplicado en la torre de enfriamiento	80
VI. CONCLUSIONES	81
VII. RECOMENDACIONES	82
VIII. NOMENCLATURA	83
IX. BIBLIOGRAFIA	86

X.	ANEXO	88
	ANEXO A. Diagramas	89
	ANEXO B. Procedimientos analíticos	93
	ANEXO C. Parámetros monitoreados	99
	ANEXO D. Tablas de resultados	104
	ANEXO E. Cálculos de eficiencia en la turbina de vapor y torre de enfriamiento	111
	ANEXO F. Programa de tratamiento químico dosificado al agua de la torre de enfriamiento	117

Listado de Figuras

N°	Designación	N° de Página
3-1	Diagrama de equipos del proceso de generación de energía	6
3-2	Proceso de expansión del vapor en la turbina en el Diagrama de Mollier	7
3-3	Representación de una turbina de expansión múltiple	9
3-4	Volumen de control para la turbina	10
3-5	Volumen de control para el condensador de mezcla	15
3-6	Volumen de control para un eyector	16
3-7	Volumen de control para el condensador barométrico	17
3-8	Tipos de condensadores barométricos	18
3-9	Volumen de control para el sistema de extracción de gases	19
3-10	Diagrama representativo del contacto aire-agua a contracorriente	23
3-11	Diagrama de operación de la torre de enfriamiento	24
3-12	Ejemplo de gráficos de control para el flujo de vapor vivo	30
4-1	Comportamiento de las pérdidas eléctricas vs. Potencia eléctrica	37
4-2	Algoritmo para el cálculo de rendimientos en la turbina de vapor	38
4-3	Algoritmo para la evaluación de la torre de enfriamiento	39
4-4	Volumen de control de la Planta Geotérmica Momotombo	41
4-5	Esquema representativo de una torre de enfriamiento	42
4-6	Algoritmo de cálculo para la temperatura del aire a la salida	47
5-1	Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor	54
5-2	Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el condensador de mezcla	56
5-3	Comportamiento y gráficos de control de los parámetros de operación monitoreados en el sistema de extracción de gases	58
5-4	Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados en la torre de enfriamiento	61
5-5	Comportamiento de los parámetros fisicoquímicos realizados al agua de la torre de enfriamiento	64
5-6	Influencia de distintos parámetros de operación de la turbina en la potencia eléctrica	67
5-7	Influencia de distintos parámetros de operación del condensador de mezcla en la presión de condensación	68
5-8	Comportamiento de los rendimientos obtenidos para la turbina de vapor	71
5-9	Influencia de la temperatura del vapor vivo, de la presión del vapor en la cámara de rueda y de la presión del vapor agotado en el η_{ri}	73
5-10	Verificación de los límites de aceptación marcados por el CTI	75
5-11	Influencias en la eficiencia de enfriamiento	77
5-12	Comportamiento de la humedad del vapor agotado	78
5-13	Comportamiento de los flujos calculados a partir del balance de materia aplicado en la Planta Geotérmica Momotombo	79

A-1	Diagrama de corrientes	89
A-2	Diagrama de instrumentación	90
A-3	Diagrama de Mollier	91
A-4	Curva característica general de la torre de enfriamiento	92
A-5	Carta Psicrométrica	92

Listado de Tablas

Nº	Designación	Nº de Página
3-1	Tipos de rendimientos	12
3-2	Tipos de índices específicos	12
3-3	Datos de desviación permitidos por el CTI	25
4-1	Parámetros monitoreados en el área de generación de energía	33
4-2	Datos de pérdidas mecánicas y eléctricas en la turbina	36
5-1	Parámetros de diseño del condensador de mezcla	49
5-2	Parámetros de diseño para las bombas pozo caliente	49
5-3	Parámetros de diseño del sistema de extracción de gases	50
5-4	Parámetros de diseño de la torre de enfriamiento	51
5-5	Corrientes calculadas a través de balances de materia	78
5-6	Calor removido en el condensador de mezcla	80
5-7	Temperatura del aire a la salida	80
C-1	Parámetros monitoreados para la turbina de vapor	99
C-2	Parámetros monitoreados para el condensador de mezcla	100
C-3	Parámetros monitoreados para el sistema de extracción de gases	101
C-4	Parámetros monitoreados para la torre de enfriamiento	102
C-5	Parámetros fisicoquímicos monitoreados en el agua de la torre de enfriamiento	103
D-1	Rendimiento eléctrico absoluto	104
D-2	Rendimiento mecánico	105
D-3	Rendimiento del generador eléctrico	106
D-4	Rendimiento teórico del ciclo térmico	107
D-5	Rendimiento relativo interno	108
D-6	Humedad del vapor agotado	109
D-7	Eficiencia de enfriamiento	110
E-1	Parámetros de diseño para la turbina de vapor	111
E-2	Parámetros de diseño y operación necesarios para llevar a cabo la prueba de comportamiento	113
E-3	Método de Tchebycheff	115
F-1	Programa de tratamiento químico dosificado al agua de la torre de enfriamiento	117

AGRADECIMIENTO

A *Dios*, por guiarnos en el buen sendero de la vida y permitir la finalización del presente trabajo.

Al *Ing. Róger Arcia Lacayo, Gerente General Planta Geotérmica Momotombo*, por facilitarnos la autorización del presente trabajo en la empresa a su cargo.

Al *Lic. Alan Quezada Toruño, Gerente de Planta Geotérmica Momotombo*, por su apoyo, colaboración y comprensión en la realización de este trabajo.

A *nuestro tutor, Msc. Ing. Javier Ramírez Meza*, porque con sus exigencias pedagógicas supo despertar el deseo de superación.

A *nuestros asesores, Ing. Benito Guillermo Vásquez e Ing. José Guido Guzmán*, por su dedicación, guía y conocimientos transmitidos los cuales han hecho posible la culminación de este trabajo.

Al *personal de la Planta Geotérmica Momotombo*, por el interés mostrado en la comprensión y conocimiento del proceso de generación de energía.

Al *Sr. Manuel Paiz Alfaro, Técnico del Laboratorio Químico*, por su valiosa cooperación y por el tiempo que dispuso para el aprendizaje en el área del laboratorio y del proceso en general.

Al *Laboratorio UNI-KTH*, por su colaboración en la impresión del trabajo final.

A *la Sociedad Nicaragüense*, la cual contribuyó a la formación de dos profesionales.

DEDICATORIA

A Dios Todopoderoso por iluminarme y guiarme en la vida.

A mi amado padre, Roberto Reyes Rojas (D.E.P.), que ya está junto al Señor y a quien debo muchos de mis logros.

A mi amada madre, María Cristina Linares Robles, pues su dedicación y amor fueron fundamentales en la culminación de mis estudios.

A la Señora Socorro Guevara, por su invaluable cariño y apoyo.

A Léster Javier Espinoza Pérez por su cariño y comprensión

Br. Claudia Cristina Reyes Linares

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a:

A Jehová Dios, por permanecer siempre a mi lado y permitir la culminación de mi tesis y carrera profesional.

A mis padres, porque su amor, comprensión y sacrificio me han motivado a vencer obstáculos del diario vivir y permitieron la realización de este sueño.

A toda mi familia y amistades, por el valioso apoyo y la fortaleza moral que me han brindado siempre.

Br. Idalia María Díaz Saravia

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo fue realizar una evaluación tecnológica de los equipos principales que conforman el área de generación de energía, específicamente: turbina de vapor, condensador de mezcla, sistema de extracción de gases, torre de enfriamiento de la Planta Geotérmica Momotombo durante el período comprendido entre el 08 de agosto y el 15 de septiembre del año 2005.

Para la evaluación fue necesaria la revisión bibliográfica y el diagnóstico de la estructura física de los equipos. En todos los equipos se establecieron comparaciones de los parámetros de operación actuales con los de diseño, se aplicó la técnica de gráficos de control para determinar la estabilidad del proceso. Se realizó un análisis de los parámetros de operación que influyen de modo directo en el funcionamiento de los equipos involucrados en el proceso de generación de energía.

En la turbina de vapor se determinaron diversos tipos de rendimientos: eléctrico absoluto, mecánico, generador eléctrico, absoluto teórico del ciclo térmico y relativo interno. A partir del rendimiento relativo interno se determinaron la entalpía y humedad para la corriente de vapor agotado.

En el condensador de mezcla se efectuó un balance de energía para el cálculo del calor removido por el agua de enfriamiento. En la torre de enfriamiento se verificó el cumplimiento de los límites de aceptación marcados por el Cooling Technology Institute para la prueba de comportamiento y se realizó el cálculo para la eficiencia de enfriamiento y temperatura del aire a la salida mediante balance de materia y energía.

Para la implementación de los balances de materia se efectuaron análisis químicos de gases no condensables como: dióxido de carbono (CO_2) y sulfuro de hidrógeno para determinar flujos másicos desconocidos.

La mayoría de los parámetros de operación monitoreados para los equipos: turbina de vapor, condensador de mezcla, sistema de extracción de gases y torre de enfriamiento se encuentran por debajo de sus valores de diseño como consecuencia de una reducción en la producción y presión del vapor del campo geotérmico. El comportamiento de los parámetros monitoreados para estos equipos mostró que estos operan bajo condiciones de control y el proceso puede considerarse estable.

En la turbina de vapor los valores promedios obtenidos de rendimientos: eléctrico absoluto, mecánico, del generador eléctrico, absoluto teórico del ciclo térmico y relativo interno son: 0.17, 0.99, 0.98, 0.21 y 0.86 respectivamente. Estos valores con respecto a los teóricos se encontraron dentro de un rango aceptable.

En la torre de enfriamiento no se determinó la capacidad de enfriamiento por el criterio de Merkel, ya que los parámetros de salto térmico y caudal de agua a enfriar no cumplieron con los límites de aceptación para la prueba de comportamiento. Los resultados de la eficiencia de enfriamiento oscilaron entre el 60 y 72 %.

Al concluir el presente trabajo se recomienda la instalación de medidores de flujos y temperatura en el sistema de extracción de gases y la reparación de medidores descalibrados. Además se recomienda reemplazar las secciones dañadas del piso del ventilador en la torre de enfriamiento así como las secciones empacadas que se encuentran rotas o dobladas por otras del mismo tipo.

Se recomienda un estudio de factibilidad económico para la exploración y perforación de nuevos pozos productivos, así como valorar la recuperación mediante tratamiento mecánico y químico de los pozos que no están siendo explotados en el campo geotérmico Momotombo, ya que esto representaría un incremento en la producción de vapor y en la eficiencia de la planta.

Y finalmente realizar un estudio de factibilidad técnico económico para rediseñar el sistema de extracción de gases con la sustitución de eyectores de vapor por compresores y de esta manera utilizar el vapor para la producción de energía eléctrica.

I. INTRODUCCIÓN

Nicaragua es un país que cuenta con un apreciable potencial geotérmico asociado a la presencia en su territorio de la cordillera volcánica activa a lo largo de la costa del Pacífico. En Octubre del 2001 la Comisión Nacional de Energía del gobierno de la República de Nicaragua publicó el Plan Maestro Geotérmico de Nicaragua realizado por la firma consultora geotérmica GeothermEx Inc., de Richmond, California, USA. Los estudios geocientíficos del Plan Maestro Geotérmico abarcaron toda la cordillera volcánica de los Marrabios y se obtuvo como resultado la confirmación de la existencia de por lo menos 10 áreas de interés geotérmico en Nicaragua, incluidas las actuales áreas en explotación de Momotombo y San Jacinto-Tizate¹.

El reservorio geotérmico de Momotombo se encuentra ubicado en el extremo Sureste de la Cordillera de los Marrabios a unos 40 km al Noroeste de la ciudad de Managua, a orillas del Lago de Managua y en la ladera meridional del Volcán Momotombo.

En 1983 comienza a operar el campo geotérmico Momotombo con una planta instalada para generar 35 MW (Unidad I). En el período de 1983 a 1987 la producción del campo mantuvo la generación cercana a la capacidad nominal. Posteriormente, en 1989 se aumentó la capacidad instalada hasta 70 MW mediante el montaje de la Unidad II y se registró por un período muy corto de tiempo una generación máxima de casi 70 MW.

Durante la explotación del campo en varios de los pozos han cambiado sus condiciones reduciendo su productividad e inclusive tornándose improductivos debido a varias razones dentro de las cuales se encuentran: daños estructurales, incrustaciones, enfriamiento, bajos volúmenes de reinyección y otros procesos relacionados con la evolución de un reservorio en condiciones de intensa explotación. Hasta la fecha cuenta con 48 pozos perforados en total. Lo anterior ha provocado una reducción en la producción de vapor y pérdida de presión en el reservorio afectando la generación de energía hasta descender a fines de 1998 a valores inferiores a los 15 MW².

En 1999 el gobierno asignó la operación comercial del campo a la empresa ORMAT Momotombo, esta empresa a mediados del año 2000 efectuó las siguientes acciones:

- Recuperación de pozos obstruidos empleando métodos mecánicos y químicos
- Reparación, mantenimiento mayor y modificación de varios componentes principales de la planta principal.

Lográndose de esta manera incrementar la generación de energía eléctrica hasta aproximadamente 25 MW.

En la actualidad en el campo geotérmico Momotombo sólo nueve pozos productivos y cinco pozos de reinyección son utilizados para la generación bruta de aproximadamente 209.36 GW anuales de energía eléctrica³.

¹ www.ine.gob.ni

² Plan Maestro Geotérmico de Nicaragua

³ Informe diario de datos de generación de la Planta Geotérmica Momotombo de Enero, 2005. Unidad II

Con el objetivo de lograr un mejor aprovechamiento del fluido geotérmico (mezcla vapor-salmuera) se cuenta con dos plantas:

1. La planta principal, que opera con vapor geotérmico cuya capacidad de diseño corresponde a 70 MW
2. La planta binaria, la cual aprovecha el calor de la salmuera geotérmica y posee una capacidad de diseño de 7.5 MW

Durante el período de prácticas profesionalizantes realizadas en esta empresa de Enero a Marzo del año 2005 se identificó la necesidad de implementar una evaluación del proceso productivo de la planta, cuyo propósito es conocer el funcionamiento y desempeño actual de los equipos de la planta principal mediante el cálculo de la eficiencia de los mismos por lo que se presentó como objetivo de estudio a la gerencia, contribuyendo de esta forma a sistematizar información sobre el aprovechamiento de la capacidad instalada en esta planta productora de energía.

En este trabajo se presentan los resultados obtenidos al efectuar la evaluación siendo estos: el estado físico de los equipos, las condiciones de operación y la eficiencia actual de la turbina de vapor y la torre de enfriamiento en el período comprendido entre Agosto y Septiembre del 2005. Las principales limitaciones encontradas durante la realización del presente trabajo consistieron en obtener datos para efectuar balances de energía en los equipos que conforman el sistema de extracción de gases.

II. OBJETIVOS

2.1 Objetivo General:

- Realizar una evaluación tecnológica en el área de generación de energía eléctrica (Turbina de vapor-condensador de mezcla-torre de enfriamiento-sistema de extracción de gases) en la Planta Geotérmica Momotombo

2.2 Objetivos Específicos:

- Realizar un diagnóstico general del estado físico de los equipos principales del proceso de generación de energía.
- Comparar los parámetros de operación existentes con los parámetros de diseño en los equipos principales de generación de energía.
- Identificar los factores que influyen en el funcionamiento adecuado de los equipos principales del proceso de generación de energía.
- Estimar el rendimiento de turbina y torre de enfriamiento.
- Realizar balances de materia y energía en los equipos principales (Turbina de vapor, condensador de mezcla, torre de enfriamiento, sistema de extracción de gases).

III. MARCO TEORICO

3.1 Descripción del proceso de generación de energía

En la figura 3-1 se representa el diagrama del proceso de generación de energía eléctrica en la planta geotérmica Momotombo⁴, que para efectos de explicación se detalla mediante la estructuración de las áreas existentes, siendo estas:

Área de producción de vapor

El proceso inicia con la extracción del fluido geotérmico (de los pozos productivos) el cual consiste en una mezcla bifásica de vapor y de agua caliente (salmuera). Estos fluidos van acompañados de gases no condensables (CO_2 , H_2S , NH_3) y de sustancias soluble en la fase líquida que por lo general son: cloruros (Cl^-), sílice (SiO_2), calcitas, carbonatos (CO_3)⁻², entre otros. Seguidamente, la mezcla pasa por un separador ciclónico (H-110) el cual aprovecha la diferencia de densidad para lograr la separación de la corriente de vapor con la corriente de salmuera. El separador se encuentra acoplado por un tubo de compensación a un tanque denominado tanque calma-nivel (H-120).

Área de generación de energía eléctrica

La corriente de vapor de los pozos productivos se envía hacia los colectores de vapor (F-210 (1) y F-210 (2)) donde se mantiene a una presión de 4.15 bar y una temperatura de 154 °C. El vapor que procede de los colectores es deshumidificado en el separador de humedad (H-220) y alimentado a la turbina por medio de dos tuberías de entrada. En cada tubería se localiza una válvula de toma (K-231 (1) y K-231(2)) y una válvula de regulación (K-232(1) y K-232 (2)) con el objetivo de regular el flujo de vapor de ingreso a la turbina.

En la turbina (N-230) la energía térmica contenida en el vapor (energía calorífica) es transformada en energía mecánica. La conversión de energía mecánica en energía eléctrica se realiza en el generador, constituyendo la turbina el primer motor del generador eléctrico (X-240) al cual se encuentra acoplada mecánicamente.

El vapor agotado sale de la turbina a una presión de 0.11 bar absoluto y a una temperatura de 50 °C, este se suministra en la parte superior del condensador de mezcla del tipo bajo nivel (E-260). De esta manera, en el proceso de intercambio de calor el vapor transmite al agua de enfriamiento su calor de vaporización y se condensa.

En conjunto con el condensador de la turbina trabaja un sistema de eyectores de dos etapas con condensadores barométricos. El vapor introducido en el eyector primario (G-261) arrastra los gases y vahos (*vapor arrastrado por los gases no condensables*) del condensador principal, comprime la mezcla y la descarga al intercondensador (E-262) de contacto directo donde los vahos condensables son extraídos del flujo.

⁴ Idem

Los gases residuales son extraídos en forma similar por un eyector secundario (G-263), son comprimidos, finalmente se descargan al poscondensador (E-264) y los gases no condensables se descargan a la atmósfera por medio de una chimenea.

Ambos condensadores barométricos, tanto el intercondensador como el poscondensador, utilizan para la condensación agua proveniente de la torre de enfriamiento a una temperatura de 30 °C aproximadamente y descargan al condensador principal.

La mezcla de vapor condensado y agua de enfriamiento caliente cae en la parte inferior del condensador y es enviada a través de dos bombas (L-266(1) y L-266 (2)) hacia la torre de enfriamiento (P-270). La temperatura de salida del condensador es de 42 °C.

La torre de enfriamiento empleada es de tiro inducido y funciona a contracorriente: El aire es succionado de la parte superior usando ventiladores, pasando a través del agua la cual entra por la parte superior y se suministra utilizando toberas pulverizadoras para distribuirla uniformemente sobre el relleno de madera en forma de gotas.

Finalmente el agua es enfriada hasta una temperatura de 30 °C, de esta forma se logra un salto térmico de 12 °C y se emplea en los siguientes sistemas:

- Sistemas turbogenerador
- Sistema de condensación
- Sistema de enfriamiento de equipos auxiliares

3.2 Turbina de vapor

3.2.1 Generalidades

La turbina de vapor es un dispositivo en el que tiene lugar la transformación de la energía calorífica del vapor en energía mecánica del rotor. Se encuentra formada por un conjunto de álabes fijos y álabes móviles a través de los cuales fluye el vapor en un proceso de expansión de estado estable, cuyo efecto global es la conversión de la energía interna de una corriente de alta presión en trabajo de eje [Smith et al, 1998].

En las centrales eléctricas, con el objetivo de aumentar la economía del ciclo de una instalación de vapor, se dispone de turbinas de vapor de expansión múltiple en las cuales el vapor se expande en etapas situadas consecutivamente [Ojotin, et al 1988]. La división del salto térmico total entre las diferentes etapas efectuada en las turbinas múltiples proporciona ventajas que permiten lograr un alto rendimiento de toda la turbina.

En una turbina múltiple, el salto térmico disponible completo, desde el estado inicial del vapor hasta la presión en la tubuladura de escape, se distribuye entre los sucesivos escalones de la turbina, de modo que cada uno de estos transforma sólo una parte del salto térmico total que le corresponde a toda la turbina [Schegliáiev, 1985].

Según el carácter del proceso térmico las turbinas de expansión múltiple se pueden clasificar en:

1. Turbinas de condensación: Destinadas principalmente para la generación eléctrica, el vapor agotado se descarga directamente al condensador a una presión considerablemente inferior a la presión atmosférica.
2. Turbinas de contrapresión: Se emplean para la producción combinada de calor y energía eléctrica. El vapor de salida posee presiones superiores a la atmosférica y se utiliza para procesos de calentamiento y para calefacción. Esto permite un incremento en la eficiencia total de la planta eléctrica.

3.2.2 Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de la turbina se fundamenta en dos procesos que transcurren consecutivamente: *Primero*, la energía calorífica del vapor es transformada a energía cinética mediante la expansión del vapor tanto en los álabes fijos y móviles, obteniéndose un incremento en el volumen específico del vapor y una disminución de su presión y entalpía. *Posteriormente*, la energía cinética del flujo de vapor se usa como transmisión del elemento giratorio (transformación a energía mecánica) y finalmente es convertida a energía eléctrica por medio del generador eléctrico acoplado mecánicamente a la turbina.

3.2.3 Proceso de expansión del vapor en la turbina

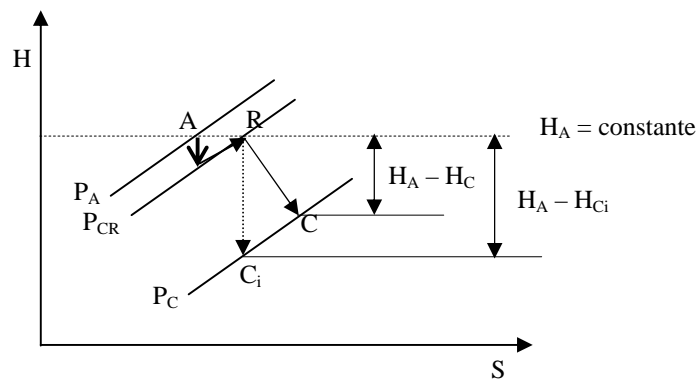


Figura 3-2 Proceso de expansión del vapor en la turbina en el diagrama de Mollier

El proceso de expansión del vapor en la turbina se representa en la figura 3-2. Los parámetros de presión y temperatura del vapor vivo antes de las válvulas de toma están representados por el punto A. En la cámara de rueda luego de estrangular el vapor se obtiene la presión P_{CR} . El vapor agotado se descarga de la turbina e ingresa al condensador principal a una presión P_C .

Considerando que el vapor en la turbina experimenta un proceso de expansión reversible y adiabático (Proceso Isentrópico) dicho comportamiento se ve reflejado en la figura 3-2 mediante la línea RC_i . La diferencia establecida entre la entalpía de ingreso a la turbina y la salida a condiciones isentrópicas se conoce como: “salto térmico disponible”.

Sin embargo, durante el proceso de expansión del vapor tienen lugar pérdidas internas de energía, por lo cual el trabajo producido por una masa determinada de vapor dentro de la turbina conocido como: *salto térmico utilizado* ($H_A - H_C$) resulta menor que el *salto térmico disponible* ($H_A - H_{Ci}$).

Por otro lado, el método de distribución del vapor en la turbina es por estrangulación y en la misma figura puede observarse un comportamiento constante de la entalpía ($H_A = H_R$) representada mediante la línea AR. Este comportamiento obedece al proceso de estrangulación y se rige por el efecto Joule-Thomson, el cual considera que a pesar que tiene lugar una caída significativa de la presión no hay interacción de trabajo ($W = 0$), la entalpía permanece constante ($\Delta H = 0$) al igual que la energía cinética ($\Delta E_k = 0$) y energía potencial ($\Delta E_p = 0$) [Kirillin V.A. et al, 1986].

3.2.4 Estructura de la turbina de vapor

En la figura 3-3 se representa una turbina, los componentes principales de una turbina de expansión múltiple y de reacción son los siguientes:

Envoltura o carcasa: Es una cavidad cilíndrica en cuyo interior se mueve el rotor. La parte inferior de la carcasa consta de los soportes necesarios para colocar los cojinetes donde descansa el rotor y la parte superior está constituida por la tapa de la turbina. Dentro de las funciones que desempeña, pueden citarse las siguientes:

- Dar soporte a los cojinetes
- Servir de soporte al sistema de sellos y válvulas de admisión
- Soportar los álabes fijos de todas las etapas comprendidas entre los álabes y la cubierta

Rotor: Es el elemento rotatorio de la turbina que se fabrica de una pieza forjada, sobre el cual los álabes móviles se disponen formando filas en un tambor y sus elementos esenciales son: el eje y los álabes móviles que van colocados en su superficie. Se encuentra sostenido por dos cojinetes de apoyo, los cuales reciben la carga del rotor y los esfuerzos complementarios debidos al suministro parcial del vapor, desequilibrio del rotor, entre otros.

Paletas o álabes: Son piezas combadas y perfiladas que reciben la fuerza viva del fluido lo que provoca la rotación del eje de la turbina. Se fabrican a partir de materiales resistentes a la corrosión y a temperaturas elevadas.

Tipos de álabes:

- a) Álabes fijos: Se encuentran montados en la carcasa de la turbina, en estos tiene lugar la expansión parcial del vapor. Al salir el vapor choca con la rueda de los álabes móviles y permite la rotación del eje.
- b) Álabes móviles: Su forma especial confiere cierta aceleración al vapor, se disponen formando filas en un tambor y canales para el paso del vapor.

Sistema de control: Se encuentra formado por las válvulas y reguladores necesarios del flujo de vapor que ingresa a la turbina, dentro de los cuales pueden mencionarse:

Válvulas de toma: Destinadas para la interrupción instantánea del vapor que ingresa a la turbina en presencia de averías. Se encuentran en una de las dos posiciones: abierta o cerrada por completo.

Válvulas de regulación: Regulan la cantidad de vapor suministrado a la turbina.

Sistema de lubricación: Es el sistema encargado de suministrar el aceite a los cojinetes y a los reguladores del sistema de control. Sus componentes varían en función del tamaño y servicio de la turbina. El sistema de lubricación está formado por los siguientes componentes:

- a) La bomba principal
- b) El tanque de aceite
- c) Los filtros
- d) El enfriador de aceite o refrigerante
- e) La bomba auxiliar
- f) La bomba del virador
- g) La bomba de emergencia

Por otro lado, el equipo auxiliar de la turbina está formado por:

- a) **Virador:** Es un dispositivo mediante el cual se mantiene en rotación lenta el árbol de la turbina durante detenciones con el fin de evitar una flexión térmica inadmisibles como consecuencia de un proceso de calentamiento y/o enfriamiento no uniforme. El virador consta de un motor eléctrico con una transmisión por tornillo sin fin. En algunas plantas, la operación del virador puede ser local y manual.
- b) **Sellos de laberintos:** Se encuentran instalados cerca de los cojinetes y en los extremos de la turbina. Su objetivo es evitar las fugas de vapor del cuerpo de la turbina, así como también evitar la succión de aire en la zona de descarga del vapor agotado y en el condensador de la turbina. A fin de impedir la penetración de aire se inyecta vapor a presión superior a la atmosférica.

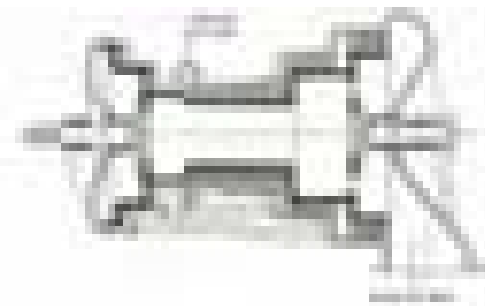


Figura 3-3 Representación de una turbina de expansión múltiple

3.2.5 Balance de materia en la turbina

La turbina empleada en el proceso de la Geotérmica Momotombo, consta de dos tuberías de ingreso de vapor saturado y descarga por sus extremos el vapor agotado al condensador

principal. A continuación se presenta el balance global y por componentes para este equipo (Véase Anexo A.1).

Puesto que el flujo de vapor vivo (F_A) en la turbina sólo experimenta una disminución en su energía calorífica, este flujo ingresa en su totalidad al condensador principal como vapor agotado por tanto, la ecuación que expresa el balance de global para el sistema mostrado en la figura 3-4 puede escribirse como :

$$F_A = F_C = F_{C1} + F_{C2} \quad (3.1)$$

Donde F se refiere a flujo másico, los subíndices A y C representan al vapor vivo y vapor agotado, respectivamente.

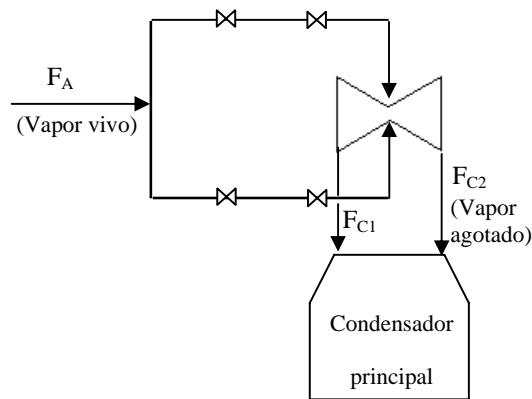


Figura 3-4 Volumen de control para la turbina

A partir de la fracción de humedad que trae el vapor, es posible calcular el flujo de humedad contenido en el vapor vivo y agotado mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_y^A = F_A y_A \quad (3.2.a)$$

$$F_y^C = F_C y_C \quad (3.2.b)$$

Donde, y representa la humedad en cada corriente.

Por otro lado, el vapor geotérmico contiene una porción de gases no condensables de los cuales el dióxido de carbono (CO_2) es el más abundante y le sigue el sulfuro de hidrógeno (H_2S) como siguiente compuesto importante [Christopher, 1989].

El flujo másico de gases no condensables en el vapor vivo puede determinarse si se conoce la fracción en peso de gases no condensables, mediante la siguiente ecuación:

$$F_{gi}^A = F_A x_A \quad (3.3)$$

A partir de la ecuación 3.3, se deduce que:

$$x_A = x_C \quad (3.4)$$

Por lo tanto,

$$F_{gi}^A = F_{gi}^C \quad (3.5)$$

Donde, x representa la fracción en peso de gases no condensables, el subíndice gi se refiere a gases no condensables.

3.2.6 Balance de energía en la turbina

Para sistemas cerrados el proceso que tiene lugar en la turbina, la ecuación general de balance de energía (primera ley de la termodinámica) puede escribirse como:

$$F_A (\Delta H) + \Delta E_k + \Delta E_p = Q + W \quad (3.6)$$

Donde E se refiere a energía, H es entalpía, Q es calor transferido hacia o desde el sistema, W es trabajo efectuado por el eje de la turbina y Δ es variación; los subíndices k y p se refieren a cinética y potencial respectivamente.

Para sistemas cerrados la ecuación 3.6 puede simplificarse aplicando las siguientes consideraciones: el proceso de expansión en la turbina se considera adiabático por lo que las pérdidas de calor de la turbina hacia los alrededores se pueden desprestigiar, por tanto el término ($Q = 0$); los términos de energía cinética y de energía potencial suelen desprestigiar, por tanto $\Delta E_k = 0$ y $\Delta E_p = 0$.

Finalmente la ecuación de balance de energía a aplicar en la turbina se reduce a la siguiente ecuación:

$$W = F_A \Delta H \quad (3.7)$$

3.2.7 Rendimiento absoluto de la instalación de la turbina

Para evaluar la eficiencia de funcionamiento de turbinas de expansión múltiple [Ojotin, V. et al, 1988] se determinan los rendimientos: eléctrico absoluto ($\eta_{el.a}$), mecánico (η_m), generador eléctrico ($\eta_{g.el}$), absoluto del ciclo térmico teórico (η_t), relativo interno (η_{ri}); así como también los índices específicos: consumo específico de vapor (d_A) y consumo específico de calor (q_{el}). En las tablas 3-1 y 3-2 se representan las ecuaciones para su respectiva determinación, así como la relación entre estas.

3.2.8 Influencia de parámetros del vapor en el rendimiento de la turbina

La variación en parámetros del vapor, como: la temperatura del vapor vivo (T_A), presión del vapor vivo (P_A) y presión al final del proceso de expansión (P_C) influyen notablemente en el rendimiento de la turbina y además en el rendimiento económico del ciclo. A continuación se muestra el efecto de la variación de cada uno de estos.

a) Temperatura del vapor vivo (T_A): El incremento de la temperatura del vapor vivo manteniendo constante otros parámetros del vapor, tales como: presión del vapor vivo (P_A) y del vapor agotado (P_C) logra disminuir el contenido de la humedad del vapor en los últimos escalones. Lo anterior, da lugar a incrementos en el rendimiento absoluto del ciclo térmico teórico (η_t) y en el rendimiento relativo interno (η_{ri}). La humedad máxima admisible en el vapor agotado se encuentra en el intervalo de 0.10-0.18 [Schegliaiév, 1985].

Tabla 3-1 Tipos de rendimientos

Tipo de rendimiento	Ecuación	Observaciones	Número de ecuación
Eléctrico absoluto	$\eta_{el.a} = \eta_{ri} \eta_t \eta_m \eta_{g.el}$	Donde, η se refiere a rendimiento, los subíndices: <i>el.a</i> , <i>g.el</i> , <i>m</i> , <i>ri</i> , <i>t</i> se refieren a eléctrico absoluto, generador eléctrico, mecánico, relativo interno, absoluto del ciclo térmico teórico, respectivamente.	3.8
	$\eta_{el.a} = \frac{3600}{q_{el}}$	Relación entre el rendimiento absoluto y el consumo específico de calor.	3.9
Mecánico	$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$	Donde, P es potencia, β se refiere a pérdidas, los subíndices <i>i</i> y <i>e</i> se refieren a interna y efectiva respectivamente. Para el sistema turbogenerador η_m oscila entre 0.97 y 0.995 [Kirillin V.A. et al, 1986].	3.10
	$P_e = P_i - \beta_m$		3.11
Generador eléctrico	$\eta_{g.el} = \frac{P_{el}}{P_e}$	En las centrales eléctricas $\eta_{g.el}$ oscila entre 0.97 y 0.99 [Kirillin V.A. et al, 1986].	3.12
	$P_{el} = P_e - \beta_{g.el}$		3.13
Absoluto del ciclo térmico teórico	$\eta_t = \frac{H_A - H_{Ci}}{H_A - H_{Ct}}$	Donde los subíndices <i>Ci</i> y <i>Ct</i> se refieren a vapor agotado a condiciones isentrópicas y vapor condensado, respectivamente.	3.14
Relativo interno	$\eta_{ri} = \frac{\eta_{el.a}}{\eta_m \times \eta_{g.el} \times \eta_t}$	Los valores de rendimiento relativo interno para turbinas convencionales se encuentran entre 0.7 y 0.8 [Smith et al, 1998]. Mientras que Schegliáiev, 1984 encontró que para turbinas de baja presión se pueden obtener valores mayores al 84%.	3.15
	$\eta_{ri} = \frac{H_A - H_C}{H_A - H_{Ci}}$		3.16

Tabla 3-2 Tipos índices específicos

Índices específicos	Ecuación	Número de ecuación
Consumo específico de calor	$q_{el} = d_A (H_A - H_{Ct})$	3.17
Consumo específico de vapor	$d_A = \frac{F_A \times 1000}{P_{el}}$	3.18

b) Presión del vapor vivo (P_A): Cuando la presión del vapor vivo (P_A) incrementa se reduce el consumo de vapor, pero el incremento debe realizarse en paralelo con la temperatura inicial del vapor (T_A) ya que el rendimiento relativo interno (η_{ri}) tiende a disminuir y además tiene lugar un incremento de humedad en los últimos escalones o álabes de la turbina.

c) Presión al final del proceso de expansión (P_C): La disminución de la presión del vapor agotado permite incrementar el salto térmico disponible lo que a su vez permite incrementar el rendimiento relativo interno de la turbina (η_{ri}) y el rendimiento eléctrico de todo el ciclo ($\eta_{el,a}$).

3.2.9 Influencia del cambio de los parámetros del vapor sobre la potencia de la turbina

a) Cambio de la presión inicial del vapor (P_A): Cuando la turbina tiene la distribución de vapor por estrangulación y opera a cargas no completas, además la válvula de estrangulación se encuentra abierta parcialmente y el consumo de vapor es constante, la variación de la presión del vapor vivo no se reflejará en la potencia de la misma.

b) Cambio de la temperatura del vapor vivo (T_A): La influencia de la temperatura del vapor vivo sobre el rendimiento de la turbina, principalmente para las turbinas de condensación, no debe despreciarse puesto que el incremento de la temperatura inicial del vapor reduce la humedad en los últimos escalones de la turbina y a la vez reduce el número de álabes que operan con vapor húmedo.

c) Cambio de la presión del vapor agotado (P_C): La influencia que el cambio de la presión del vapor agotado ejerce sobre la potencia de la turbina, manteniendo constante el consumo de vapor es equivalente al cambio de su rendimiento a potencia constante.

3.10 Pérdidas en la turbina

Las pérdidas en la turbina de interés termodinámico son las pérdidas internas en las que incurre el fluido al pasar por los álabes, principalmente las que se provocan por fricción del vapor contra las paredes de las toberas y las paletas receptoras lo que causa que la entalpía del vapor a la salida de la turbina sea mayor de lo que sería en el caso ideal, esta situación se presenta en la figura 3-2, ocasionando que el trabajo generado por la turbina sea menor [Eastop, 1993].

Lo anterior se puede apreciar cuando se define el rendimiento relativo interno, como la relación entre el salto térmico utilizado (caída real de la entalpía) y el salto térmico disponible (caída de entalpía isentrópica) cuando el vapor se expande desde una misma condición inicial hasta el mismo valor de presión de salida hacia el condensador dada por la ecuación 3.16:

$$\eta_{ri} = \frac{H_A - H_C}{H_A - H_{Ci}} \quad (3.16)$$

De esta manera, las pérdidas internas en la turbina se caracterizan por el η_{ri} , el cual toma en consideración además de las pérdidas de energía en las toberas, los canales de las paletas receptoras y con la velocidad de salida, las pérdidas en los escapes interiores, los gastos de energía para el empuje del vapor [Ojotin et al, 1988]. Otra parte de energía se pierde a causa del carácter irreversible de la corriente de vapor en la pared de la turbina, a las pérdidas mecánicas que hay en los diversos elementos de la turbina (rozamiento en los cojinetes de apoyo y de empuje) y las pérdidas mecánicas y eléctricas del generador eléctrico [Kirillin V.A. et al, 1986].

3.3 Condensador de mezcla

3.3.1 Generalidades

Los condensadores son equipos de transmisión de calor empleados para condensar vapores eliminando su calor latente de vaporización. El calor latente se retira absorbiéndolo por un líquido más frío, denominado: *refrigerante o líquido de enfriamiento*. En otras palabras, los condensadores son dispositivos en los que el calor es removido en el proceso de cambio de fase de vapor a líquido y transferido al líquido de enfriamiento [McCabe, 1991].

Los condensadores de contacto directo consisten en una cámara cerrada en cuyo interior se encuentran las toberas mediante las cuales se pulveriza el agua de enfriamiento en la corriente de vapor. Las corrientes de vapor y de agua de enfriamiento se mezclan físicamente y abandonan el condensador formando una sola corriente.

En la industria de generación de energía, a fin de obtener el rendimiento térmico máximo es necesario que al final del proceso de expansión del vapor en la turbina, la presión sea mínima. Con este propósito a la salida de la turbina se ubica un condensador.

En las centrales eléctricas de condensación se pierde entre un 60 y un 65 % del calor con el agua de enfriamiento de los condensadores [Schegliáiev, 1985].

3.3.2 Principio de funcionamiento

Por efectos del vacío existente dentro del condensador el vapor proveniente de la turbina se pone en contacto con el agua de enfriamiento pulverizada por las toberas. El vapor transmite su calor de vaporización al agua de enfriamiento y se condensa. El vapor condensado y el agua de enfriamiento abandonan el condensador formando una sola corriente que cae y se acumula en la parte inferior, posteriormente se extrae mediante bombas centrífugas lo cual implica un elevado consumo de energía. El agua de enfriamiento (ó agua de circulación) calentada se retira del condensador cediendo el lugar al agua fría.

3.3.3 Influencia de los parámetros en la presión de condensación

a) Carga limitada de vapor: Con una carga limitada de vapor, la presión puede variar por un cambio en el área efectiva de condensación, en el flujo del líquido de enfriamiento y en

la temperatura. Si el cambio en la presión es demasiado brusco, se elige variar el flujo del líquido de enfriamiento hasta mantener la presión dentro del rango deseado.

b) Descarga de gases no condensables: Para mantener la presión de condensación dentro de los rangos de operación los gases no condensables deben extraerse continuamente. La acumulación de gases no condensables puede reducir significativamente las buenas condiciones de transferencia calórica en el condensador.

c) Temperatura de enfriamiento del refrigerante: Si el estado técnico del condensador es satisfactorio, los cambios en la presión pueden ser causa de la alta temperatura del líquido de enfriamiento.

3.3.4 Balance de materia en el condensador de mezcla

El condensador de mezcla instalado en la Planta Geotérmica Momotombo corresponde a un condensador de contacto directo. La mezcla de vapor condensado y agua de enfriamiento cae en la parte inferior del condensador y se descarga hacia la torre de enfriamiento mediante dos bombas de extracción (Véase Anexo A.1.). En la figura 3-5 se muestra las corrientes que ingresan y salen del condensador de mezcla.

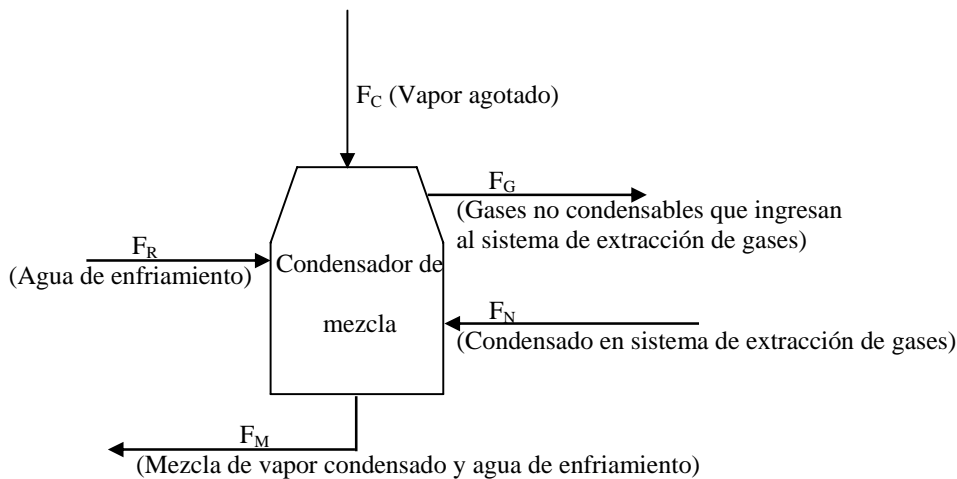


Figura 3-5 Volumen de control para el condensador de mezcla

El balance de materia global para el equipo señalado se establece como:

$$F_R + F_C + F_N = F_G + F_M \quad (3.19)$$

Donde, los subíndices G , M , N y R se refieren a las corrientes de gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases, mezcla de vapor condensado y agua de caliente, condensado en el sistema de extracción de gases y agua de circulación que ingresa al condensador de mezcla y respectivamente.

3.3.5 Balance de energía en el condensador de mezcla

Partiendo de la ecuación general de balance de energía, planteada en la ecuación 3.6 y tomando en cuenta que en los condensadores:

- i) No se realiza trabajo de eje, $W = 0$
- ii) El cambio de energía cinética y energía potencial es pequeño con respecto a los demás términos de la ecuación 3.6, $\Delta E_k = 0$ y $\Delta E_p = 0$

Por tanto la ecuación 3.20 se aplica para el cálculo del balance energético

$$Q = F_c (H_c - H_{c_t}) \quad (3.20)$$

3.4 Sistema de extracción de gases

El sistema de extracción de gases (en adelante s.e.g.) se encuentra conformado por una batería de eyectores de vapor y de condensadores barométricos.

3.4.1 Eyectores de vapor

Los eyectores son dispositivos que utilizan fluidos en movimiento (agua, gas, vapor de agua) como agente motriz o fluido de arrastre bajo condiciones controladas con el objetivo de extraer aire, gases no condensables y vapores de condensadores o equipos de vacío [Perry, 1989]. El sistema de eyectores de chorro de vapor es el procedimiento más empleado para provocar alto vacío. Son relativamente sencillos en su construcción, consisten de tres componentes básicos: una boquilla, una cámara de mezcla y un difusor. Además ofrecen una forma confiable y con pocos medios para generar vacío con un mínimo mantenimiento.

Generalmente, los eyectores de múltiples etapas (de dos o más etapas) se utilizan donde la relación de compresión requerida no se logra con sólo una etapa, es decir que se manipulan cantidades mayores de gases o vapores y de esta manera se logra reducir la carga de la etapa siguiente [Barrantes, 1987]. En los eyectores tiene lugar el proceso de mezcla en un flujo, representado a través de la figura 3-6.

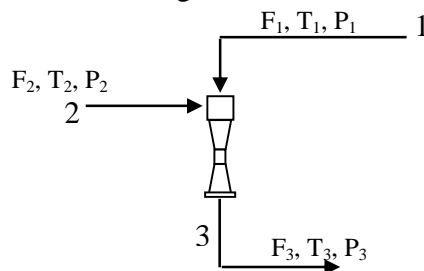


Figura 3-6 Volumen de control para un eyector

La línea 1 representa el flujo F_1 con parámetros de estado P_1, T_1 y la línea 2 el flujo F_2 de parámetros P_2, T_2 . A la entrada de la cámara de mezcla ambos flujos se estrangulan, de

manera que la presión en este punto será menor que la presión inicial de cada flujo. A la salida de la cámara de mezcla, se obtiene el flujo F_3 cuyos parámetros corresponden a P_3, T_3 , el cual se calcula como:

$$F_3 = F_1 + F_2 \quad (3.21)$$

Para determinar el gasto o consumo de vapor motriz (F_1) en cada eyector se aplica la siguiente ecuación:

$$F_1 = 898.6 * d^2 * \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (3.22)$$

Donde, d : Diámetro de la tobera, P : presión del vapor motriz, v : volumen específico del vapor motriz.

3.4.2 Condensadores barométricos

En la industria se emplean condensadores de contacto directo, en el cual los vapores se condensan al mezclarse con el líquido de enfriamiento. Denominados, *condensadores barométricos o condensadores de alto nivel*, se encuentran provistos de una tubería de caída al final del condensador, lo que permite que la mezcla de vapor condensado y agua fluyan por gravedad contra la presión atmosférica hasta un sello de agua.

Para remover el agua y el condensado de este arreglo mecánico sin perder el vacío, es necesario mantener una pierna del líquido con una carga hidrostática $z\rho$ igual a la diferencia entre el vacío y la presión atmosférica, donde z es la altura y ρ es la densidad. De esta manera, la superficie superior del líquido en la pierna barométrica presenta una presión que corresponde al vacío y el líquido en la parte inferior de la pierna barométrica se encuentra a presión atmosférica debido al peso de la carga hidrostática. Por lo tanto, a la pierna barométrica le entra continuamente líquido sometido al vacío, y descarga líquido a presión atmosférica al fondo de la pierna barométrica [Kern, 1965].

El consumo de agua se estima por medio de un balance de calor del condensador barométrico a través de la siguiente ecuación:

$$F_o(H_o - H_2) = F_w c (T_1 - T_2) \quad (3.23)$$

Donde los subíndices G , O y W se refieren a gases no condensables, a la mezcla de vapor con gases no condensables y al líquido de enfriamiento respectivamente; c es la capacidad calorífica del líquido de enfriamiento (generalmente agua). En la figura 3-7 se muestran los flujos entrante y saliente del condensador barométrico.

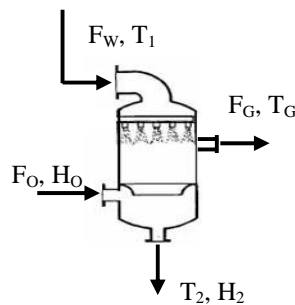


Figura 3-7 Volumen de control para el condensador barométrico

Los condensadores barométricos se caracterizan porque su construcción, mantenimiento y supervisión son sencillos. Debido al contacto directo de los vapores y el agua hacen un uso adecuado y económico de los suministros disponibles de agua. En la figura 3-8 se representan esquemáticamente los tipos de condensadores barométricos.

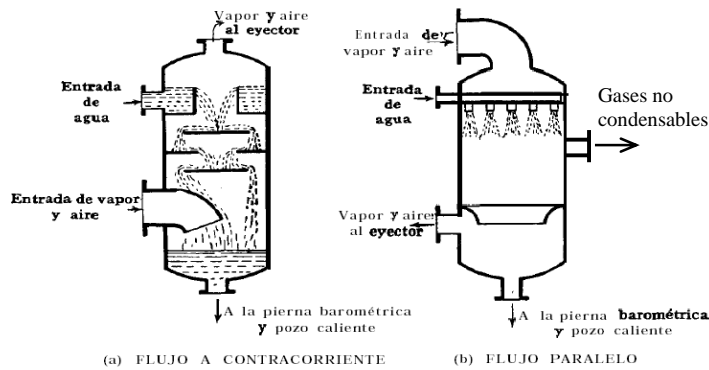


Figura 3-8 Tipos de condensadores barométricos

Tipos de condensadores barométricos:

- A contracorriente: Se prefieren si el suministro disponible de agua es escaso o presenta mucha dificultad el ingreso del vapor por la parte superior del condensador. La entrada del flujo de agua se ubica en el nivel superior del condensador y la abertura por donde entra el vapor está ubicada a un nivel más bajo. Algunos tipos de arreglos a contracorriente se encuentran provistos con platos para formar cascadas con el agua que cae lo cual permite un mayor contacto con el vapor ascendente, como se puede observar en la figura 3-8 (a).
- En paralelo: En estos, el agua al nivel del líquido se aproxima menos a la temperatura del vapor que en los tipos a contracorriente. Según la figura 3-8 (b) el agua se introduce a través de toberas pulverizadoras o charolas distribuidoras de manera que el agua que entra se distribuye en forma de cortina o de chorro sobre el vapor y sobre los gases no condensables, eliminándose gran parte del vapor del proceso como condensado.

3.4.3 Sistema de extracción de gases

Durante la condensación del vapor se desprenden los gases no condensables que lo acompañan, la presencia de estos afecta considerablemente las condiciones de intercambio de calor e incrementa la presión en el condensador. Para garantizar la presión de vacío en el condensador se requiere la implementación de un sistema de extracción de gases con extractores mecánicos o eyectores activados por vapor o agua a alta presión, y asegurar de esta manera la evacuación permanente del aire y gases no condensables.

Si se cuenta con un suministro disponible de agua para condensar y además presenta temperaturas razonablemente bajas, generalmente se condensa el vapor de cada etapa de un sistema de eyectores con intercondensadores; lo anterior se lleva a cabo con el fin de reducir la carga en las etapas sucesivas, reduciendo de esta manera el consumo de vapor y el tamaño del eyector.

3.4.4 Principio de funcionamiento

El eyector primario aspira del condensador principal los gases no condensables, comprime la mezcla (gases no condensables y vapor motriz) y la descarga al intercondensador donde el vapor contenido en la mezcla se condensa. El condensado cae al fondo del condensador, de donde, a través de un cierre hidráulico en U pasa al condensador principal. Los gases residuales se extraen en forma similar por un eyector secundario, se mezclan con el vapor se conducen al poscondensador, en este, el vapor se condensa y se envía hacia el condensador principal y los gases no condensables se descargan a la atmósfera.

3.4.5 Balance de materia en el sistema de extracción de gases

En la corriente de vapor vivo que ingresa a la turbina se encuentran incorporados gases no condensables, en su mayoría CO_2 y H_2S , los cuales durante el proceso de condensación se separan del vapor e ingresan al sistema de extracción de gases.

El sistema de extracción de gases empleado en la Planta Geotérmica Momotombo se encuentra conformado por una batería de eyectores de vapor de dos etapas y por condensadores barométricos y se muestra en la figura 3-9 (Véase Anexo A.1).

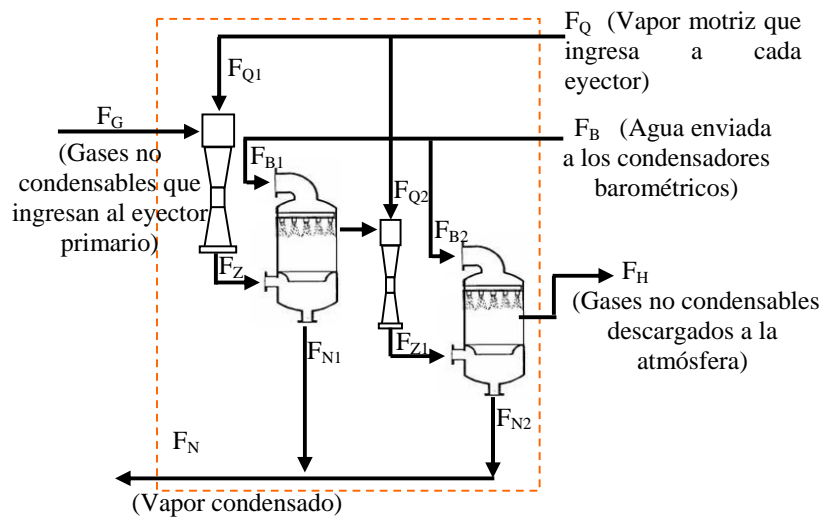


Figura 3-9 Volumen de control para el sistema de extracción de gases

La ecuación de balance de materia global para el sistema de extracción de gases se expresa como:

$$F_G + F_Q + F_B = F_H + F_N \quad (3.24)$$

Donde, los subíndices B , H y Q se refieren al agua de enfriamiento enviada a los condensadores barométricos, gases no condensables descargados a la atmósfera y al vapor motriz que ingresa a cada eyector respectivamente.

3.4.6 Balance de energía en el sistema de extracción de gases

Retomando las consideraciones propuestas para el condensador de mezcla, la ecuación que expresa el balance de energía global del sistema de extracción de gases corresponde a:

$$Q_{agua} = -Q_{vapor}$$
$$F_B (H_N - H_B) = F_Q (H_Q - H_N) \quad (3.25)$$

3.5 Torres de enfriamiento

3.5.1 Generalidades

En las torre de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de enfriamiento mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior. La aplicación más notable de un equipo que opera con contacto directo entre un gas y un líquido, es la torre de enfriamiento. Estas permiten la reutilización del agua evitando de esta manera una tasa elevada de retiro de agua, y así una reducción en más del 90% de las tasas de toma de la corriente⁵.

En plantas geotérmicas, tratándose de las turbinas de condensación puede mantenerse el vacío por enfriamiento en circuito cerrado mediante una torre de enfriamiento. En este tipo de plantas, las torres de enfriamiento tienen la ventaja de no requerir agua de reposición, más que para iniciar la operación. La razón de esto se encuentra en la descarga húmeda en un condensador de mezcla que resulta de usar vapor a presiones y temperaturas bajas [Christopher, 1989].

3.5.2 Fundamentos

En general, el proceso de transferencia de calor comprende:

- Transferencia de calor latente debido a la evaporación de una porción pequeña de agua.
- Transferencia de calor sensible debido a la diferencia de temperatura entre el agua y el aire.

Aproximadamente el 80% de la transferencia de calor se debe al latente y el 20% al sensible [Perry, 1989].

La eliminación teórica de calor posible por kilogramo de aire circulado en una torre de enfriamiento depende de la temperatura y del contenido de humedad del aire. La temperatura de bulbo húmedo es un indicador del contenido de humedad del aire. Por tanto, desde un punto de vista ideal, ésta es la temperatura teórica más baja a la que se puede enfriar el agua.

⁵ Documento de estudio sobre: Técnicas Operativas Planta Momotombo, 1997

Prácticamente, la temperatura del agua se acerca pero no llega a ser equivalente a la de bulbo húmedo del aire en la torre de enfriamiento, y esto se debe a que es imposible establecer un contacto directo de toda el agua con el aire fresco conforme ésta desciende por la superficie mojada del llenado hasta el estanque [Perry, 1989].

3.5.3 Clasificación de las torres de enfriamiento

Todas emplean hileras horizontales de empaque para suministrar gran superficie de contacto entre el aire y el agua. La forma más simple y usual de clasificar las torres de enfriamiento modernas es según la forma en que suministra aire a través de éstas. La torre utilizada en la Planta Geotérmica Momotombo es de tiro inducido, por lo cual se hace énfasis en la clasificación de torres de tiro mecánico:

- Torres de tiro inducido: Si el aire se succiona a través de un ventilador situado en la parte superior de la torre.
- Torres de tiro forzado: Si el aire se fuerza por un ventilador en el fondo de la torre y se descarga por la parte superior.

En la torre de tiro inducido el aire puede entrar a lo largo de una o más paredes de la torre y como resultado la altura requerida de la torre para la entrada de aire es muy pequeña. En este tipo de torres el aire se descarga a través del ventilador a alta velocidad, de manera que se proyecta hacia arriba las corrientes naturales de aire que evitan su asentamiento posterior. Sin embargo, las torres de tiro inducido presentan caída de presión en la toma del ventilador, lo que aumenta los requerimientos totales de energía. La alta velocidad de descarga de las torres de tiro inducido causa también algo más de arrastre o de pérdidas de agua arrastrada en la corriente de aire [Kern, 1965].

3.5.4 Operación de una torre de enfriamiento

El agua caliente que ha pasado a través del condensador principal es enviada hacia la torre de enfriamiento a través de dos bombas, las tuberías de las bombas se reúnen en un sólo colector ubicado horizontalmente con respecto al frente de la torre de enfriamiento. De este colector se bifurcan cuatro tuberías verticales que llevan agua hacia el sistema de distribución de la torre, en cada bifurcación se halla instalada una válvula con accionador manual para la interrupción de cada celda. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado relleno. El agua entra en la torre por la parte superior y se suministra a las toberas pulverizadoras para distribuirla uniformemente sobre el relleno de madera en forma de gotas. El aire que se mueve en sentido contrario, es succionado de la parte superior usando ventiladores y enfría el agua llevando consigo cierta cantidad de esta, por lo tanto el aire se estará calentando y humidificando hasta la saturación. El agua fría se acumula en un estanque situado en la base de la torre de enfriamiento, y de allí por medio del vacío existente en el condensador principal es enviada nuevamente al proceso.

Las siguientes definiciones serán útiles para explicar de manera general la operación de una torre de enfriamiento:

- *Flujo de agua de circulación*: Representa el flujo de agua que se bombea a través de todo el circuito de enfriamiento de la planta, por lo general puede estimarse a partir de los datos de la placa de identificación de la bomba de circulación, sin embargo las mediciones reales son más exactas. Rara vez la circulación real es mayor que la de los datos de la placa de identificación y con frecuencia puede ser 10-20% menor⁶.
- *Salto Térmico (ΔT)*: Este término se refiere a la diferencia de temperatura promedio del agua que regresa a la torre desde el condensador principal (T_U) y la temperatura promedio del agua después de la evaporación (T_R).

$$\Delta T = T_U - T_R \quad (3.26)$$

Donde los subíndices R y U se refieren al agua de enfriamiento y de circulación respectivamente.

- *Flujo de agua evaporada*: Se refiere al flujo de agua perdido a la atmósfera en el proceso de enfriamiento. La cantidad de agua evaporada se conoce como pérdida por evaporación y depende del agua que se este enfriando y de la diferencia de temperatura. En primera aproximación, por cada 5.6 °C (10 °F) de disminución de temperatura a través del proceso de evaporación, se evapora 1% de la tasa de recirculación⁷. Por lo tanto, una diferencia de temperatura de 11.2 °C (20 °F) a través de una torre de enfriamiento, produce una pérdida por evaporación de 2% del flujo de agua de circulación.
- *Purga*: Puesto que el valor de agua pura se descarga por evaporación, los sólidos disueltos y suspendidos que quedan atrás se concentran. Si no hubiera otra pérdida de agua que la de la evaporación, estos sólidos se concentrarían hasta formar una salmuera que causaría incrustación masiva y corrosión. Para compensar esto se sangra un flujo regulado del sistema de circulación. Esta purga se calcula y se controla para remover sólidos. Existen otras pérdidas no reguladas del sistema. Una es el arrastre, otras son las filtraciones a veces deliberadas pero accidentales por lo general.

Arrastre: Además del agua que se evapora, pequeñas gotas escapan como niebla a través del equipo de evaporación. Una pérdida por arrastre más común en las torres convencionales de enfriamiento está en el intervalo de 0.02 - 0.05% de pérdida basada en el flujo de agua de circulación. Puesto que el arrastre contiene sólidos disueltos es realmente una porción de la purga. En ausencia de una purga controlada, como cuando la válvula de purga se cierra deliberadamente, el arrastre establece la máxima relación de concentración en ausencia de otras pérdidas en el sistema.

- *Pérdidas en el sistema*: Se puede perder agua de circulación en la planta a través de:
 - 1) Las filtraciones en la bomba o en las válvulas.
 - 2) La derivación para enfriar con un solo paso los collarines de la bomba.

⁶ Idem

⁷ Idem

- 3) El enfriamiento de equipos auxiliares.
- 4) La extracción para usos como lavado de equipo cuando la línea de agua de enfriamiento está cerca de los lugares donde se necesita agua.

3.5.5 Balance de materia y energía en la torre de enfriamiento

La figura 3-10 muestra una sección transversal de una torre unitaria, en la cual el aire de enfriamiento se pone en contacto a contracorriente con el agua caliente del proceso.

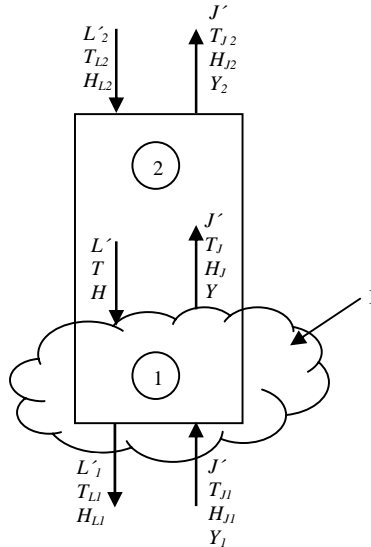


Figura 3-10 Diagrama representativo del contacto aire-agua a contracorriente

Un balance de materia para la interfase I es [Treybal, 1988]:

$$\dot{L} - \dot{L}_1 = \dot{J} (Y - Y_1) \quad (3.27)$$

Donde \dot{J} y \dot{L} se refieren a las velocidades másicas por unidad de área de la sección transversal y por hora para el aire exento de vapor y para el agua respectivamente, Y es la humedad absoluta del aire. El subíndice J se refiere al aire exento de vapor y el subíndice 1 indica la posición 1 en la torre.

Aplicando balance energético entre el líquido y el aire se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{L} c dT_L = \dot{J} C_p dT_J + \dot{J} \lambda dY \approx \dot{J} dH_J \quad (3.28)$$

Donde, C es el calor húmedo, λ es el calor latente de evaporación y el subíndices L se refiere al líquido.

Integrando con la suposición adicional de que \dot{L} es básicamente constante (poca evaporación), se tiene el balance energético en función de las entalpías del aire.

$$\dot{L} c (T_{L2} - T_{L1}) = \dot{J} (H_{J2} - H_{J1}) \quad (3.29)$$

Donde los subíndices $L1$ y $L2$ indican las condiciones para el agua a la salida y a la entrada respectivamente y los subíndices $J1$ y $J2$ se refieren a las condiciones de entrada y salida del aire respectivamente.

Este balance de entalpía puede representarse graficando la entalpía del aire contra la temperatura del agua, como en la figura. 3-11. La línea CD sobre la gráfica representa la ecuación 3.29 y pasa a través de los puntos que representan las condiciones finales de los dos fluidos. La línea de operación del agua esta representada por la línea AB y se especifica por medio de las temperaturas del agua de la torre en la entrada y salida. La línea de operación del aire inicia en C, verticalmente por debajo de B, y en un punto que tiene una entalpía correspondiente a la temperatura de entrada de bulbo húmedo. La línea BC, representa la fuerza impulsora inicial. El aire que sale de la torre se representa por medio del punto D y la gama de enfriamiento es la longitud proyectada de la línea CD sobre la escala de temperaturas. Las coordenadas se refieren directamente a la temperatura y la entalpía de cualquier punto en la línea de operación del agua, pero en la línea de operación del aire, la referencia se hace tan solo a la entalpía de un punto. La temperatura de bulbo húmedo correspondiente a cualquier punto de CD se encuentra proyectando dicho punto en sentido horizontal a la curva de saturación y luego en sentido vertical a las coordenadas de temperaturas. El área ABCD de este diagrama se conoce como la característica de torre que varía con la razón L/G [Perry, 1989]

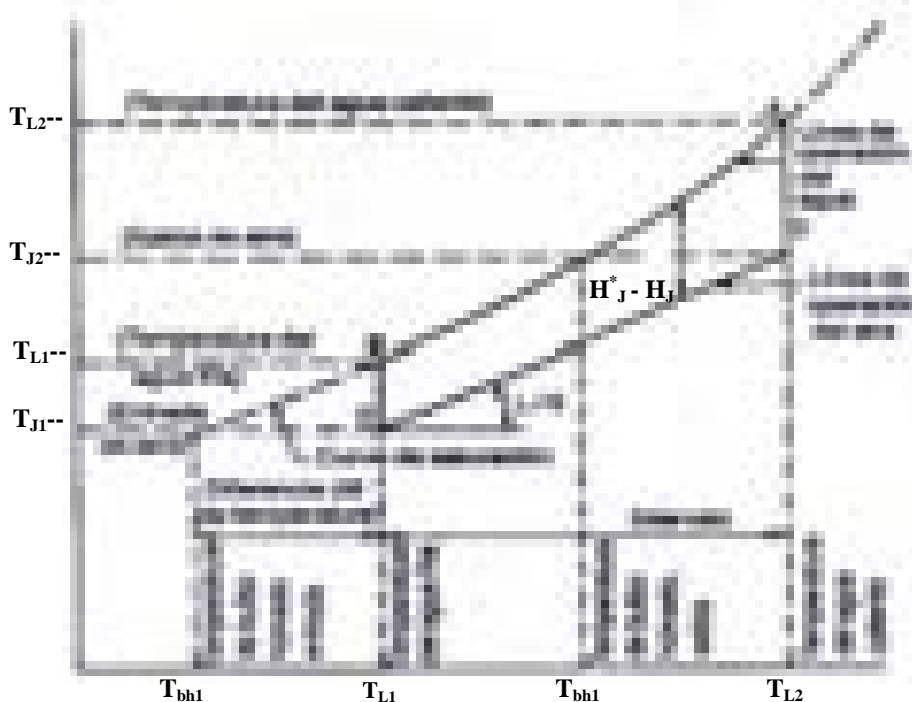


Figura 3-11 Diagrama de operación de la torre de enfriamiento

3.5.6 Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento

Para conocer la capacidad de enfriamiento de la torre se pueden emplear dos métodos de cálculo aprobados por el código CTI ATC-105 del Cooling Technology Institute (en adelante CTI)⁸:

- Método de curvas de comportamiento (método de curvas).
- Método de curva característica por el criterio de Merkel (método de Merkel).

⁸ www.conae.gob.mx

En caso que no se cuente con las curvas de comportamiento, ni con la curva característica de la torre, se desarrolla un balance térmico, este método proporciona en forma preliminar las condiciones de operación de la torre, tanto este método como los dos antes mencionados requieren de los datos de diseño y de la prueba de comportamiento dentro de los límites de aceptación marcados por el CTI. En la tabla 3-3 se muestra la desviación permitida por el CTI⁹:

Tabla 3-3 Datos de desviación permitidos por el CTI

Variable	Desviación permitida por el CTI
Temperatura de bulbo húmedo	+/- 5 °C
Salto térmico	+/- 20%
Flujo	+/- 10%

Si se cumplen los límites de aceptación marcados por el CTI se acepta la prueba de comportamiento y se puede seguir con los cálculos para determinar la capacidad de enfriamiento actual de la torre. Si se toman valores de las variables en la prueba de comportamiento que están fuera de los límites de aceptación, los resultados obtenidos de la capacidad de enfriamiento con estos valores, no serán representativos del comportamiento de la torre a condiciones de diseño.

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 de potencial de entalpía como fuerza impulsora. Se supone que cada partícula de agua está rodeada por una película de aire y que la diferencia de entalpía entre la misma y el aire circundante provee la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento [Perry, 1989]. La ecuación de Merkel se expresa en forma integrada de la manera siguiente:

$$\frac{K a z}{\dot{L}} = \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{c dT_L}{H_J^* - H_J} \quad (3.30)$$

Donde a es la superficie interfacial específica basada en el volumen de la sección empacada, K es el coeficiente de transferencia de masa, z es la longitud o altura de la parte activa de la torre y el superíndice * se refiere a condiciones de saturación. En la ecuación 3.30, H_J^* es la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua y H_J se refiere a la entalpía de la corriente de aire a la temperatura de bulbo húmedo.

3.5.7 Eficiencia de enfriamiento

El efecto de enfriamiento por evaporación depende completamente de la disponibilidad del aire para absorber humedad esto esta relacionado directamente con la temperatura de bulbo húmedo. Ningún método de transferencia de calor es 100% eficiente de tal manera que el agua nunca se enfriará hasta su potencial mas bajo, la temperatura de bulbo húmedo. La eficiencia de enfriamiento se mide según la siguiente expresión:

⁹ British Standard Institution. Water Cooling Towers. Part 2. Methods for performance testing. 1988

$$\varphi = \frac{T_U - T_R}{T_U - T_{bh}} \quad (3.31)$$

Donde φ representa la eficiencia de enfriamiento y el subíndice bh se refiere al bulbo húmedo del aire que ingresa a la torre de enfriamiento.

3.5.8 Factores que influyen en el rendimiento de una torre de enfriamiento

En general, los factores que influyen en el funcionamiento de una torre de enfriamiento¹⁰ se pueden resumir de la siguiente forma:

- a) *Salto térmico*: Es la diferencia entre la temperatura del agua a la entrada y la temperatura del agua a la salida.
- b) *El acercamiento*: Es la diferencia entre la temperatura del agua a la salida y la temperatura de bulbo húmedo.
- c) *La temperatura de bulbo húmedo*: Es un indicador del contenido de humedad del aire; desde el punto de vista ideal, esta es la temperatura teórica más baja a la que se puede enfriar el agua.
- d) *El flujo de agua de enfriamiento*.
- e) *La cantidad de aire que ingresa*: A mayor cantidad de aire corresponde un mayor enfriamiento.
- f) *El nivel de temperatura*.
- g) *El tipo de relleno utilizado*: El relleno contribuye a mantener el agua continuamente pulverizada en pequeñas gotas para lograr una mayor superficie de intercambio térmico con el aire de enfriamiento.
- h) *El volumen del relleno*.
- i) *El tipo de distribución del agua*.

3.5.9 Tratamiento químico del agua de la torre de enfriamiento

En plantas geotérmicas, el agua que ingresa a la torre de enfriamiento es resultado de la condensación del vapor geotérmico, por lo tanto se caracteriza por su acidez ($\text{pH} = 4 - 5$) debido a la presencia de sulfuro de hidrógeno (H_2S) y dióxido de carbono (CO_2) principalmente. Así mismo posee muchos nutrientes como sulfato, favorable para el desarrollo de algas las cuales son del tipo verde – azul. El tipo de bacteria que se desarrolla es la tiobacillus sulfatooxidante, la cual acelera la destrucción del equipo orgánico (madera).

En el ciclo operativo de una torre de enfriamiento el movimiento de la masa de agua, crea los inconvenientes de producción como son: formación de colonias microbiológicas, material suspendido y formación de corrosión. Para cada inconveniente se prepara un contrarresto¹¹.

- Formación de colonias microbiológicas-----Dosis de microbiocidas
- Material suspendido -----Dispersante de lodos
- Formación de corrosión-----Inhibidor de corrosión

¹⁰ Manual de instrucción. Planta Geotérmica Momotombo. Sección V

¹¹ Documento de estudio sobre: Técnicas Operativas Planta Momotombo, 1997

El control satisfactorio de la calidad de agua de una planta de vapor depende de numerosos factores, entre los cuales las pruebas frecuentes de control y su interpretación son de importancia fundamental. La magnitud del trabajo analítico variará con el diseño de la planta, las facilidades suministradas para el tratamiento de agua y los controles químicos requeridos. A continuación se mencionan los diferentes parámetros fisicoquímicos analizados en el agua de la torre de enfriamiento:

1. pH
2. Conductividad
3. Turbidez
4. Alcalinidad
5. Cloruros

1) pH: El valor de pH del agua se define como el logaritmo recíproco de equivalentes gramos por litro de ion hidrógeno. Esto puede ser expresado por la ecuación:

$$pH = \log \frac{1}{H^+} \quad (3.32)$$

Donde H^+ es la concentración de iones de hidrógeno en moles por litro. Explicado más sencillamente, el pH del agua es una medida de la actividad de sus iones hidrógeno. Se usa para indicar la acidez o basicidad del agua de enfriamiento [Powell, 1986].

2) Conductividad: La conductividad de una determinada muestra de agua, es una medida de la capacidad para conducir corriente eléctrica, y consecuentemente, es también un indicador de la totalidad de sólidos disueltos en esa agua. La prueba o determinación de conductividad no mide la presencia de ningún ion en particular sino más bien una medida de la concentración total de iones. La unidad para medir la conductancia se ha denominado MHO. Cuando medimos la conductancia de una muestra de agua los resultados se expresan en microohms (MMHOS) que es una millonésima parte de un MHO.

3) Turbidez: La turbidez del agua se debe a la presencia de sólidos suspendidos que están dispersos en ella, provocando una reducción en su transferencia.

4) Alcalinidad: La alcalinidad es una medida de la capacidad de un agua para absorber o neutralizar un ácido. Entre mayor sea la alcalinidad, mayor es la capacidad para neutralizar ácido. Un agua con muy baja alcalinidad tiene muy poca capacidad para neutralizar ácido. Por lo general se acepta considerar la alcalinidad como efecto de la presencia de iones bicarbonato, carbonato e hidrófilo [Powell, 1986].

5) Cloruros: Aunque los cloruros rara vez son una causa directa de la corrosión, el ion cloruro es pequeño, sumamente móvil y acelera las reacciones de corrosión en proporción a su concentración debido a su capacidad para penetrar e incrementar la velocidad de disolución de hierro y a su contribución al contenido de electrólitos. Es por esta razón que las salmueras pueden corroer un sistema a gran velocidad y sumamente grande.

Cuando las torres de enfriamiento tienen un sistema abierto de recirculación hay riesgos de contaminación de los microorganismos que existen en el aire al agua. Los microorganismos pueden reproducirse rápidamente cuando existe un sustrato y una serie de condiciones que

favorecen su crecimiento. Por ejemplo, factores determinantes son los valores de pH, temperatura, concentración de oxígeno y nutrientes. Este último aumenta con la evaporación del agua, por lo que resulta importante contar con un control microbiano.

El crecimiento microbiano es uno de los problemas más frecuentes. En torres de enfriamiento por tratarse de agua saturada en oxígeno, expuesta a luz solar y relativamente caliente, constituyen un microclima adecuado para el crecimiento de microorganismos (algas, bacterias, hongos), lo que provoca que se depositen en los rellenos de estas torres, disminuyendo notoriamente su capacidad y rendimiento. Para reducir la población microbiana, en el tratamiento se requieren a menudo de biocidas; productos químicos que son tóxicos para los microorganismos. Los biocidas son generalmente dosificados a un sistema para reducir eficaz y rápidamente la población de los microorganismos, los cuales no pueden recuperarse fácilmente del descenso de población. Existen distintos tipos de biocidas algunos de los cuales tienen una amplia gama de efectos sobre muchas y diversas clases de bacterias. Pueden ser divididos en biocidas oxidantes y biocidas no oxidantes¹².

- Biocidas oxidantes: Oxidan irreversiblemente proteínas provocando pérdida de la actividad enzimática, hidrólisis de los constituyentes orgánicos y consecuentemente la rápida muerte de la célula.
- Biocidas no oxidantes: En este caso la muerte de los microorganismos se consigue incidiendo en su metabolismo.

El biocida que se emplea más comúnmente en todos los sistemas es el cloro, aunque es un excelente agente exterminador. Existen algunas limitaciones notables para el cloro que hacen necesario el uso de biocidas no oxidantes en buena parte de los sistemas. El cloro no es penetrante, así que puede lograr el exterminio superficial de un depósito microbiano, pero no penetra la capa de lama para remover y matar a los organismos que están bajo ella. Esto representa un contraste con los biocidas no oxidantes y con los biodispersantes selectivos, que si tienen capacidad de penetración.

3.6 GRAFICOS DE CONTROL

3.6.1 Generalidades:

Los gráficos de control son una importante herramienta utilizada en control de calidad de procesos. Son gráficos donde se representan los valores de mediciones obtenidos durante el funcionamiento de un proceso continuo y que a su vez sirven para monitorear el proceso, estudiar su variación y determinar a que obedece esta última.

Los gráficos de control reflejan de forma visual y cronológica el comportamiento de los datos a lo largo del tiempo y además, estudian el efecto que tienen sobre el proceso los diversos factores que con el tiempo suelen modificarse [Juran et al, 1995]. El análisis de los datos de desempeño de un proceso se logra mediante la construcción de los límites de control, los cuales se determinan estadísticamente y se representan gráficamente como rectas limitantes.

¹² www.lenntech.com

Las herramientas estadísticas a utilizar son: el promedio (μ) y la desviación estándar (σ), sus expresiones matemáticas se presentan a continuación:

Promedio muestral, μ :

$$\mu = \frac{d_1 + d_2 + \dots + d_n}{n} \quad (3.33)$$

Desviación estándar, σ :

$$\sigma = \frac{\sqrt{(d - \mu)^2}}{n - 1} \quad (3.34)$$

Donde, d representa el promedio diario de los parámetros monitoreados y n es el número de días de monitoreo.

El cálculo de estos parámetros permite establecer los límites de control de la forma siguiente:

a) Límite o Línea Central (LC): Representa el promedio de todas las observaciones individuales, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$LC = \mu \quad (3.35)$$

b) Límite de Control Superior (LCS): Representa los valores permitidos por encima de la línea central, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$LCS = \mu + 3\sigma \quad (3.36)$$

c) Límite de Control Inferior (LCI): Son los valores permitidos por debajo de la línea central, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$LCI = \mu - 3\sigma \quad (3.37)$$

A partir de la figura 3-12 pueden realizarse las siguientes observaciones:

- 1) Un proceso se encuentra en “estado de control estadístico” cuando todos los puntos se encuentran dentro de los límites de control [Ishikawa, 1976].
- 2) Los puntos no se agrupan de una forma en particular, esto significa que existe una causa especial que influye apreciablemente en el comportamiento del proceso si:
 - a) Existen puntos que exceden los límites de control, como se observa en la figura 3-12.
 - b) Los puntos asumen una forma particular aunque se encuentren dentro de los límites de control.

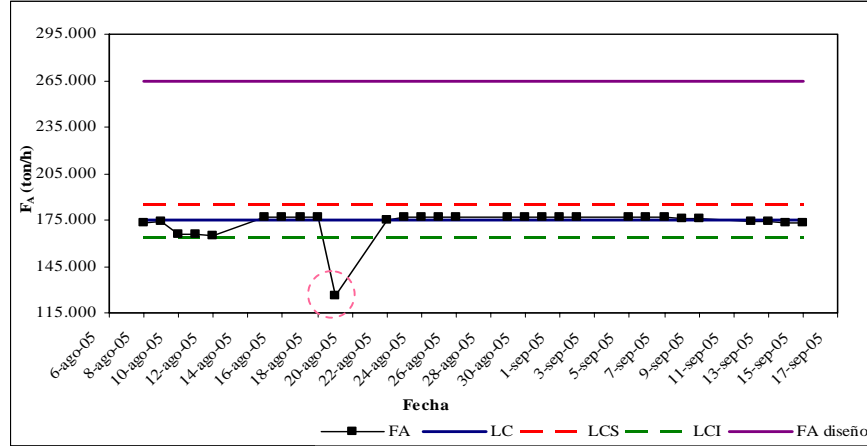
Un análisis profundo del inciso anterior implica la existencia de los siguientes comportamientos:

- *Ciclos*: Cuando los puntos se alinean sólo a un lado de la línea central forman lo que se denomina un “ciclo”. La cantidad de puntos que lo constituyen se denomina: longitud del ciclo. Al evaluar los ciclos, si existe un ciclo de 7 puntos se concluye que existe una anomalía en el proceso.
- *Tendencias*: Si se verifica un ascenso o descenso continuo en una serie de puntos, se deduce que hay una “tendencia”. Al evaluar las tendencias, existe una anomalía si 7 puntos consecutivos ascienden o descienden consecutivamente. Sin embargo, a menudo ocurre que los puntos sobrepasan los límites de control antes de llegar a 7.
- *Periodicidad*: Si los puntos presentan el mismo comportamiento de variación (ya sea ascenso o descenso) a lo largo de intervalos iguales, se concluye que existe

periodicidad. El procedimiento válido para evaluar la periodicidad consiste en seguir con atención el movimiento de los puntos y adoptar una decisión técnica.

- *Adherencia a la línea central:* Cuando los puntos del gráfico de control rodean de cerca la línea central existe una adherencia a la línea central.

Figura 3-12 Ejemplo de gráfico de control para el flujo de vapor vivo



IV. METODOLOGÍA

La evaluación tecnológica de los equipos que componen el área de generación de energía se llevó a cabo en el período comprendido entre el 08 de agosto y el 15 de septiembre del 2005, de lunes a viernes iniciando a las 12:45 h. y finalizando a las 15:00 h. Para efectuar la evaluación se realizaron las siguientes actividades:

- 1) Revisión bibliográfica de la información necesaria para iniciar la evaluación y de las fichas técnicas, planos e información de los parámetros de diseño y de operación relevantes.
- 2) Diagnóstico de la estructura física mediante recorridos y verificación visual con el objetivo de conocer el funcionamiento y estado físico de los equipos y tuberías, instrumentación requerida así como la localización y ubicación de puntos de lectura.
- 3) Con la información anterior se realizaron procedimientos específicos para cada equipo:

En la *turbina de vapor* se monitorearon parámetros, los cuales se muestran en la tabla 4-1, a partir de estos se realizó lo siguiente:

- Comparación del comportamiento de los parámetros actuales con los de diseño.
- Elaboración de gráficos de control a fin de determinar la estabilidad del proceso.
- Cálculo de los siguientes rendimientos: eléctrico absoluto ($\eta_{el.a}$), mecánico (η_m), generador eléctrico ($\eta_{g.el}$), absoluto del ciclo térmico teórico (η_t), relativo interno (η_{ri}), así como también el cálculo de índices específicos, los cuales son: consumo específico de vapor (d_A) y consumo específico de calor (q_{el}) (Véase ejemplo de cálculo a condiciones de diseño en el *Anexo E.1*)
- Elaboración de gráficos donde se agrupaban dos parámetros a fin de determinar la influencia de estos en la potencia eléctrica generada y en el rendimiento relativo interno de la turbina.
- Cálculo de la entalpía y humedad del vapor agotado a partir del rendimiento relativo interno.

La evaluación realizada al *condensador de mezcla* contempló las siguientes actividades:

- Comparación de los parámetros de operación actuales (presentados en la tabla 4-1) con los parámetros de diseño.
- Elaboración de gráficos de control a fin de determinar la estabilidad del proceso.
- Elaboración de gráficos donde se agrupaban dos parámetros a fin de determinar la influencia de estos en la presión de condensación.
- Cálculo del calor removido en el condensador mediante la ejecución del balance energético.

En el *sistema de extracción de gases* a partir de los parámetros monitoreados se llevó a cabo lo siguiente:

- Comportamiento de los parámetros actuales con los de diseño.
- Elaboración de gráficos de control para determinar estabilidad del proceso.

Con los datos monitoreados para la *torre de enfriamiento* mostrados en la tabla 4-1 se procedió a lo siguiente:

- Comparación de los parámetros de operación con los de diseño.
- Elaboración de gráficos de control para los parámetros de operación y los resultados de los análisis efectuados en el agua de la torre de enfriamiento¹³ tales como: pH, conductividad, alcalinidad, cloruros y sílice, con el fin de conocer la estabilidad y comportamiento del proceso.
- Verificación del cumplimiento de los límites de aceptación marcados por el CTI (ver tabla 3-2) para llevar a cabo la prueba de comportamiento por el criterio de Merkel (Véase ejemplo de cálculo en el *Anexo E.2*).
- Cálculo de la eficiencia de enfriamiento para la torre de enfriamiento.
- Cálculo de la temperatura del aire a la salida mediante balance de materia y energía.
- Se realizó la caracterización del agua de la torre de enfriamiento mediante el cálculo de los índices de Langelier y Ryznar (*Véase Anexo B.5*).

Además se efectuaron análisis químicos para determinar la concentración de gases no condensables tales como: CO₂ y H₂S en distintas corrientes, tales como: vapor vivo (F_A), agua que ingresa a la torre de enfriamiento (F_U) y en la pila o estanque de la torre de enfriamiento. Lo anterior facilitó la determinación de los siguientes flujos desconocidos:

- a) Flujo de gases no condensables descargados a la atmósfera (F_H).
- b) Flujo de gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases (F_G).
- c) Flujo de agua de enfriamiento (F_R).

¹³ Anotados en bitácora del Departamento Químico de Planta Geotérmica Momotombo

Tabla 4-1 Parámetros monitoreados en el área de generación de energía

Parámetros Medidos	Simbología	Unidad de Medición	Fuente del dato	Frecuencia de Muestreo
Turbina de vapor				
Flujo másico de vapor vivo	F_A	Ton/h	Sala de control	Cada hora
Temperatura del vapor vivo antes de las válvulas de toma	T_A	°C	Medidor físico	Cada 15 min.
Presión del vapor vivo antes de las válvulas de toma	P_A	Bar	Medidor físico	Cada 15 min.
Presión del vapor vivo antes de las válvulas de regulación	$P_{A'}$	Bar	Sala de control	Cada hora
Apertura en las válvulas de regulación	---	mm	Sala de control	Cada hora
Presión del vapor en la cámara de rueda	P_{CR}	Bar	Medidor físico	Cada 15 min.
Concentración de gases no condensables	C_{gi}	ppm	Medido por tesisistas	---
Fracción de gases no condensables	x_{gi}	%	Dpto. de Medición	---
Presión del vapor agotado	P_C	Bara	Sala de control	Cada hora
Condensador de mezcla				
Temperatura del vapor agotado	T_C	°C	Medidor físico	Cada 15 min.
Temperatura del vapor condensado	T_M	°C	Medidor físico	Cada 15 min.
Temperatura del agua de circulación	T_R	°C	Medidor físico	Cada 15 min.
Concentración de gases no condensables	C_{gi}^M	ppm	Medido por tesisistas	---
Generador eléctrico				
Potencia eléctrica	P_{el}	MW	Sala de control	Cada hora

Continuación de tabla 4-1

Parámetros Medidos	Simbología	Unidad de Medición	Fuente del dato	Frecuencia de Muestreo
Sistema de extracción de gases				
Flujo total de vapor motriz	F_Q	Ton/h	Dpto. de Medición	Una vez por día
Temperatura del vapor motriz	T_Q	°C	Medidor físico	Cada dos horas
Temperatura de los gases no condensables	T_G	°C	Medidor físico	Cada dos horas
Presión del vapor motriz	P_{Q1}	Bar	Medidor físico	Cada dos horas
Presión de los gases no condensables	P_G	Bar	Medidor físico	Cada dos horas
Presión del vapor motriz	P_{Q2}	Bar	Medidor físico	Cada dos horas
Temperatura de los gases no condensables	T_{G1}	°C	Medidor físico	Cada dos horas
Presión de los gases no condensables	P_{G1}	Bar	Medidor físico	Cada dos horas
Torre de enfriamiento				
Flujo de agua de circulación	F_U	ton / h	Sala de control	Cada hora
Caudal de agua enviado al sistema barométrico	Q_B	m ³ /h	Medidor físico	Una vez por día
Caudal de agua enviado al sistema turbogenerador	Q_S	m ³ /h	Medidor físico	Una vez por día
Temperatura del agua de circulación	T_U	° C	Medidor de campo	Cada 10 minutos
Temperatura del agua en el estanque de la pila	T_R	° C	Medidor de campo	Cada 10 minutos
Temperatura de bulbo seco	T_{bs}	° C	Medidor de campo	Cada 10 minutos
Humedad relativa	ϕ	%	Medidor de campo	Cada 10 minutos

Continuación de tabla 4-1

Parámetros Medidos	Simbología	Unidad de Medición	Fuente del dato	Frecuencia de Muestreo
Torre de enfriamiento				
Voltaje de línea de los ventiladores	$V_{vent.}$	voltios	Sala de control	Cada hora
Amperaje de los ventiladores	$A_{vent.}$	amperios	Sala de control	Cada hora
Concentración de g.n.c. en el agua de circulación	C_{gi}	ppm	Medido por tesistas	---
Concentración de g.n.c. en el agua de enfriamiento que ingresa al condensador principal	C_{gi}	ppm	Medido por tesistas	---

4.1 Cálculo del rendimiento en la turbina de vapor de condensación

El procedimiento que se siguió para la determinación del rendimiento en la turbina de vapor de la Planta Geotérmica Momotombo se resume en los siguientes incisos y en la figura 4-2 se muestra el algoritmo empleado:

- a) La lectura de los parámetros monitoreados se obtuvo a través de medidores físicos (ver tabla 4-1). Se eligió efectuar los cálculos con los promedios diarios de cada uno de los parámetros.
- b) La metodología empleada para la evaluación de la turbina fue tomada del libro Turbinas de Vapor: La teoría del proceso térmico y las construcciones de las turbinas por Schegliaiév A.V., 1985.
- c) Considerando la humedad contenida en el vapor vivo (y_A), dato obtenido de los fabricantes, la presión del vapor en la válvula de toma derecha (P_A) y en conjunto con las tablas termodinámicas de vapor de agua se determinó la entalpía del vapor vivo según la ecuación 4.1:

$$H_A = H_L^A y_A + H_V^A (1 - y_A) \quad (4.1)$$

En las válvulas de toma, derecha e izquierda, la presión del vapor presenta distintos valores debido a la diferencia en la apertura en las válvulas de regulación correspondientes. Sin embargo, para los cálculos de entalpía del vapor vivo se tomó como referencia la presión del vapor vivo medida en la válvula de toma derecha ya que el sensor se encuentra conectado al cuarto/sistema de control, lo que brinda confiabilidad a la lectura registrada por el equipo.

d) A partir de los valores de entalpía del vapor vivo (H_A) y con los datos de presión en la cámara de rueda (P_{CR}) y del proceso de condensación (P_C) se procedió a determinar la entalpía del vapor agotado a condiciones isentrópicas (H_{Ct}) utilizando el diagrama de Mollier (Véase Anexo A.3).

e) Para la determinación de la entalpía del vapor condensado (H_{Ct}) se utilizaron las tablas termodinámicas de vapor saturado de Keenan J.H. et al, 1969.

f) Con los valores de entalpía del vapor vivo (H_A), entalpía del vapor condensado (H_{Ct}), potencia eléctrica (P_{el}) y flujo de vapor vivo (F_A) se procedió al cálculo del rendimiento eléctrico absoluto ($\eta_{el.a}$).

g) Para el cálculo del rendimiento mecánico (η_m) fue necesario determinar la potencia efectiva (P_e) y posteriormente la potencia interna (P_i) utilizando las ecuaciones 3.11 y 3.13 obteniéndose:

$$P_e = P_{el} + \beta_{g.el} \quad (4.2)$$

$$P_i = P_e + \beta_m \quad (4.3)$$

h) Los valores correspondientes a pérdidas eléctricas en el generador eléctrico ($\beta_{g.el}$) y pérdidas mecánicas en la turbina (β_m) corresponden a datos suministrados por el fabricante y se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4-2 Datos de pérdidas mecánicas y eléctricas en la turbina

Potencia eléctrica, P_{el} (kW)	Pérdidas mecánicas, β_m (kW)	Pérdidas eléctricas, $\beta_{g.el}$ (kW)
40,370	200	1,035
35,005	200	897
26,273	200	762
17,153	200	383

Para la determinación de las pérdidas eléctricas en el generador eléctrico ($\Delta P_{g.el}$) fue necesario construir la figura 4-1 a fin de determinar una función lineal obteniéndose:

$$\Delta P_{g.el} = 0.0269 P_{el} - 31.032 \quad (4.4)$$

i) El rendimiento del generador eléctrico ($\eta_{g.el}$) se calculó mediante la ecuación 3.12 y considerando la ecuación 4.2.

j) Con los valores de entalpía del vapor vivo (H_A), del vapor agotado a condiciones isentrópicas (H_{Ci}) y del vapor condensado (H_{Ct}) se procedió al cálculo del rendimiento absoluto del ciclo térmico teórico (η_t) por medio de la ecuación 3.14.

k) Una vez conocidos los rendimientos se obtiene el valor correspondiente al rendimiento relativo interno (η_{ri}) aplicando la ecuación 3.15.

Figura 4-1 Comportamiento de las Pérdidas eléctricas vs. Potencia eléctrica

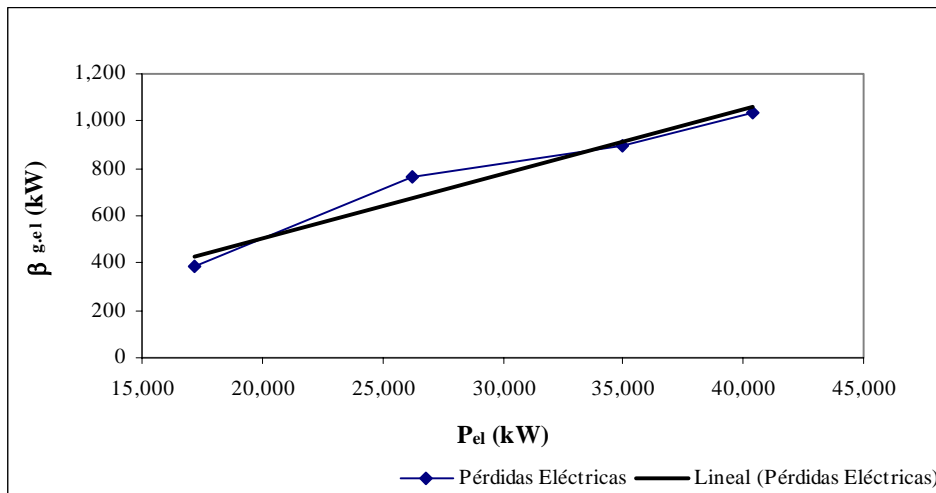
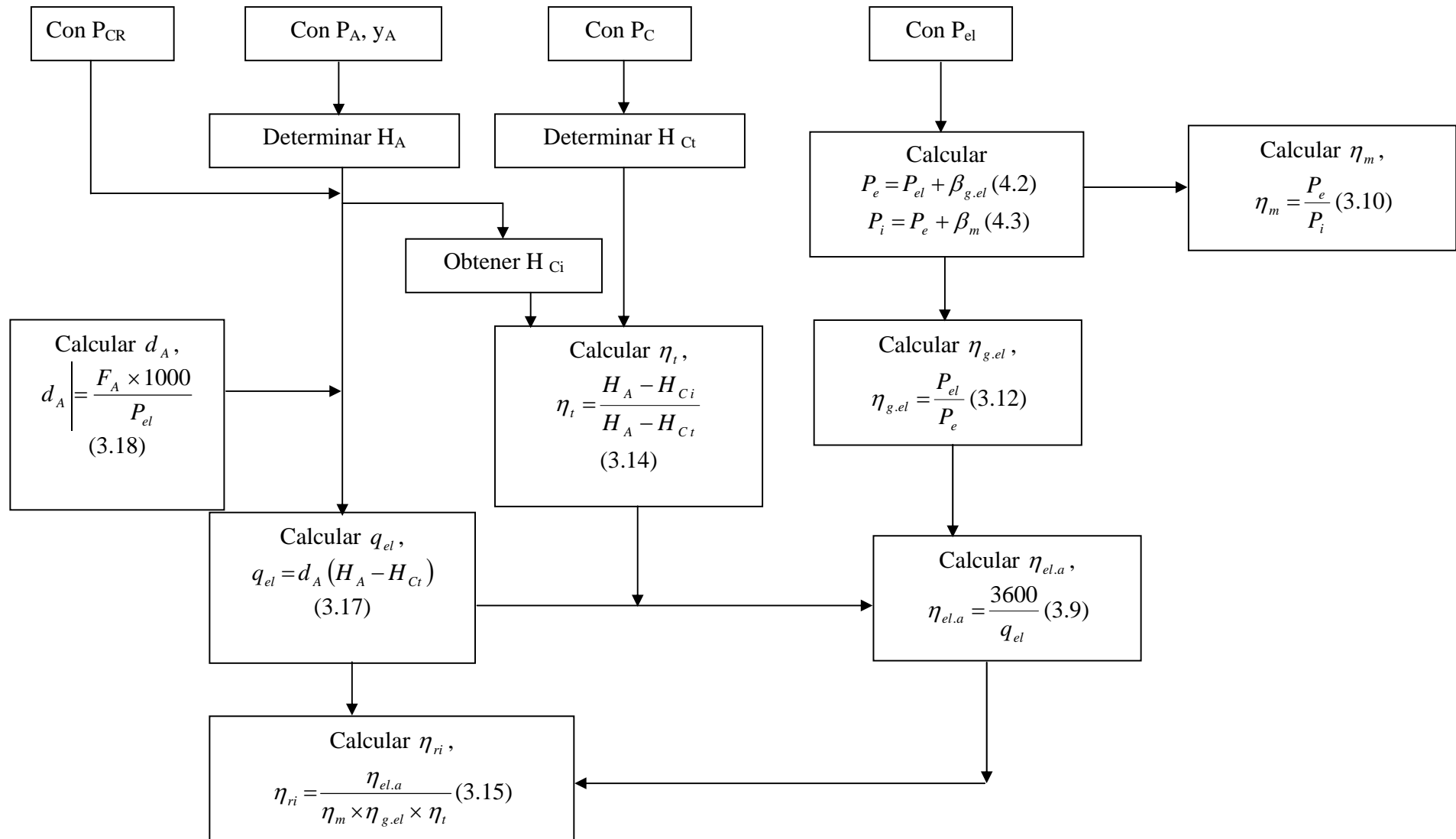


Figura 4-2 Algoritmo para el cálculo de rendimientos en la turbina de vapor



4.2 Cálculo de rendimiento para la torre de enfriamiento

En la figura 4-3 se presenta la secuencia de pasos a seguir para realizar la evaluación de la torre de enfriamiento.

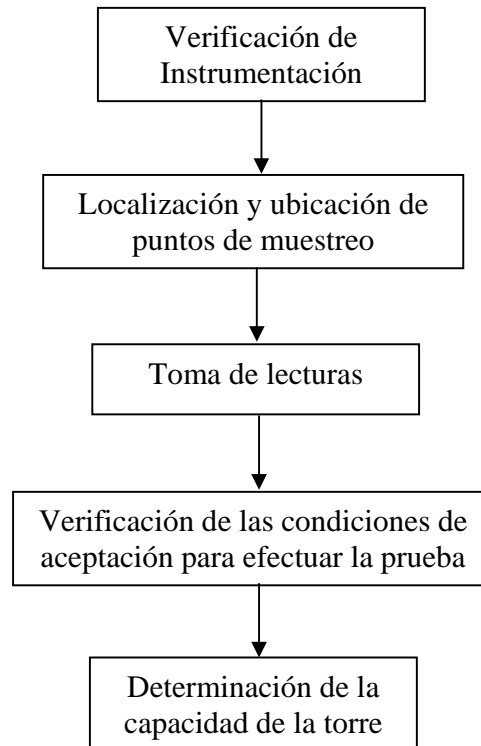


Figura 4-3 Algoritmo para la evaluación de la torre de enfriamiento

Para llevar a cabo la evaluación en la torre de enfriamiento, se utilizaron las lecturas para este equipo mostradas en la tabla 4-1, así como la determinación y mediciones de parámetros y variables como se detalla a continuación:

- Para el flujo de agua de circulación (F_U), voltaje ($V_{vent.}$) y amperaje ($A_{vent.}$) de los ventiladores se tomaron lecturas de las 13:00 h y 14:00 h respectivamente.
- La medición de la temperatura del agua caliente (T_U) se realizó para una celda al ingreso de la torre y la medición de la temperatura del agua fría (T_R) se realizó en el depósito de agua fría (estanque de la torre de enfriamiento). Ambas mediciones se registraron en las proximidades de la torre de enfriamiento, haciendo uso de un termómetro de contacto marca Cole Parmer Instruments.
- La medición de la temperatura de bulbo seco (T_{bs}) y humedad relativa (ϕ) se registraron en las proximidades de la torre de enfriamiento, utilizando un minimedidor de humedad del aire, temperatura y punto de rocío, modelo 605-H1.
- Otro parámetro importante para calcular el rendimiento, es la temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}), que se tomó de la carta psicrométrica (Véase Anexo A.4).

4.2.1 Cálculo de la eficiencia de enfriamiento

Con los datos obtenidos anteriormente del monitoreo en la torre de enfriamiento se procedió a realizar la determinación de la eficiencia de enfriamiento haciendo uso de la ecuación 3.31:

$$\varphi = \frac{T_U - T_R}{T_U - T_{bh}} \quad (3.31)$$

Donde φ representa la eficiencia de enfriamiento y el subíndice bh se refiere al bulbo húmedo del aire que ingresa a la torre de enfriamiento.

4.3 Cálculo de la humedad del vapor agotado

Para obtener la humedad del vapor agotado, se aplicó el siguiente procedimiento:

- a) Determinar la entalpía del vapor agotado (H_C) a partir de la ecuación 3.16 obteniéndose la siguiente ecuación:

$$H_C = H_A - \eta_{ri} (H_A - H_{Ci}) \quad (4.5)$$

- b) Los valores de entalpía correspondientes al vapor saturado (H_V^C) y líquido saturado (H_L^C) para el vapor agotado se obtuvieron de las tablas termodinámicas de vapor saturado de Keenan J.H. et al, 1969.

- c) Con los datos de los incisos anteriores y a partir de la ecuación 4.6 fue posible calcular la humedad del vapor agotado, y_c :

$$y_c = \frac{H_C - H_V^C}{H_L^C - H_V^C} \quad (4.6)$$

4.4 Determinación del flujo másico para gases no condensables descargados a la atmósfera

Para la determinación del flujo másico de gases no condensables descargados a la atmósfera (F_H) se estableció un balance másico para gases no condensables (dado por la ecuación 4.7) en toda la planta representada en la figura 4-4.

$$F_{gi}^A + F_{gi}^Q = F_{gi}^H + F_{gi}^P + F_{gi}^V \quad (4.7)$$

Los flujos másicos F_{gi}^A , F_{gi}^Q , F_{gi}^P y F_{gi}^V se determinaron empleando los siguientes pasos:

- a) El flujo másico de gases no condensables en el vapor vivo (F_{gi}^A) se determinó a partir de la ecuación 3.3, la fracción en peso de los gases no condensables presentes en el vapor vivo (x_A) y en el vapor motriz (x_Q) se obtuvieron del Departamento de mediciones.

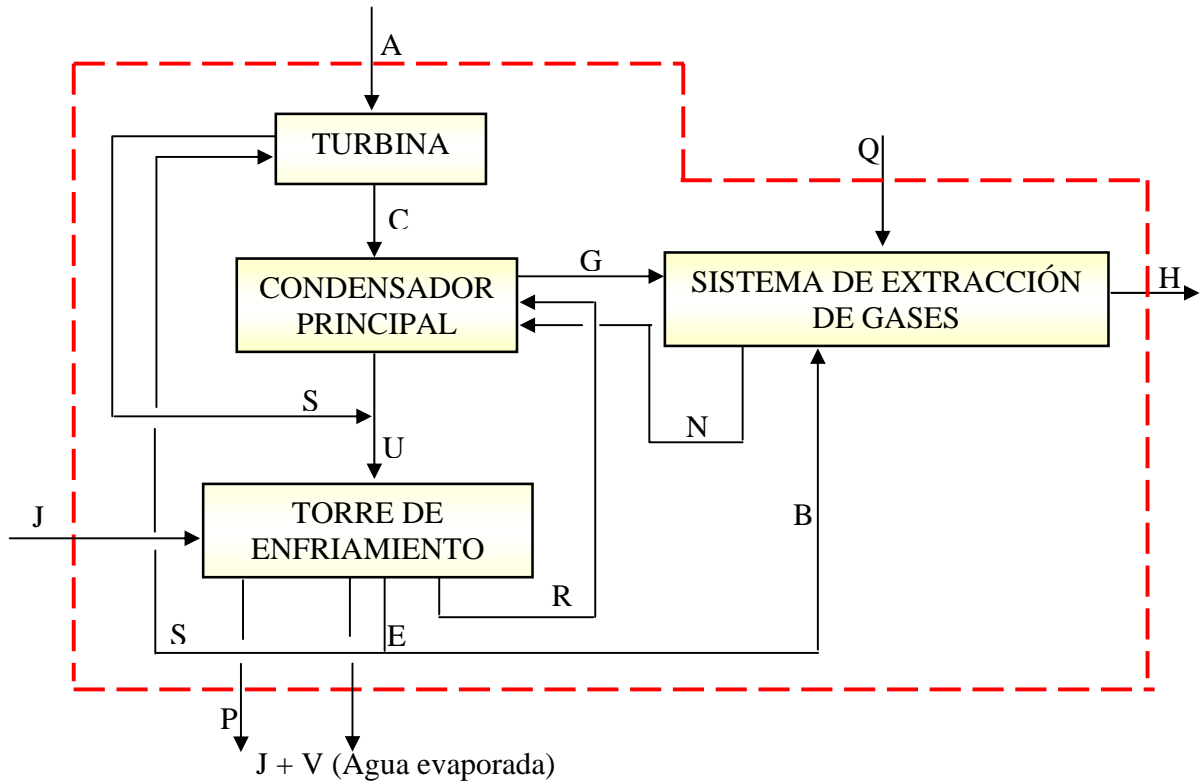


Figura 4-4 Volumen de control de la Planta Geotérmica Momotombo

b) El flujo de gases no condensables en el vapor motriz (F_{gi}^Q), se calcula con la siguiente ecuación:

$$F_{gi}^Q = x_Q F_Q \quad (4.8)$$

c) Para conocer el flujo de gases no condensables en la purga (F_{gi}^P) fue necesario determinar la concentración de estos mediante análisis químicos (Véase Anexo B.4), obteniéndose la siguiente ecuación:

$$F_{gi}^P = Q_P \times C_{gi}^P \quad (4.9)$$

La concentración total de gases no condensables total se calculó aplicando la siguiente ecuación:

$$C_{gi} = C_{CO_2} + C_{H_2S} \quad (4.10)$$

El caudal de purga (Q_p) se determinó experimentalmente midiendo el tiempo (t) y la altura de llenado (h) de un área definida de la purga (A_p), y se calculó por medio de la ecuación 4.11:

$$Q_p = \frac{3600 \times A_p \times h}{t} \quad (4.11)$$

d) Para determinar el flujo de gases no condensables en el agua evaporada (F_{gi}^V) se estableció un balance por componentes en la torre de enfriamiento dado por la ecuación 4.12, el cual se representa mediante la figura 4-5:

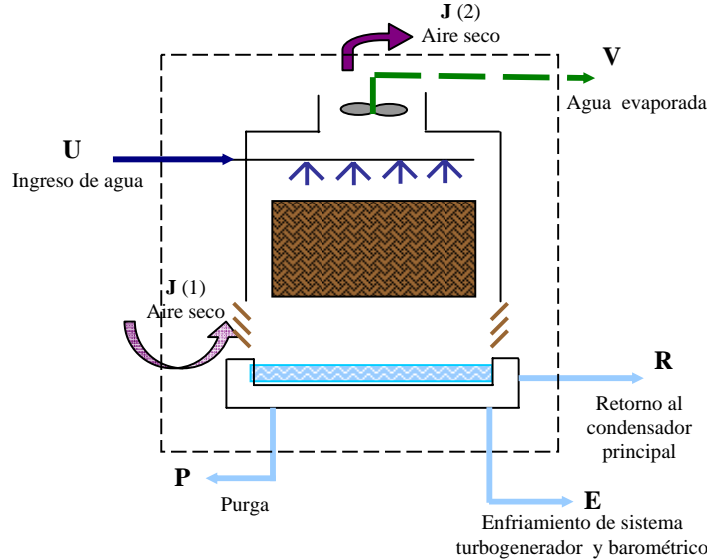


Figura 4-5 Esquema representativo de una torre de enfriamiento

$$F_{gi}^V = F_{gi}^U - (F_{gi}^E + F_{gi}^P + F_{gi}^R) \quad (4.12)$$

Sin embargo para obtener F_{gi}^V es necesario determinar los flujos másicos de las corrientes U, E y R, siendo todas corrientes líquidas permitiendo así obtener cada uno de estos flujos multiplicando el caudal por su respectiva concentración de gases no condensables. Las ecuaciones 4.13, 4.16 y 4.19 se usaran para calcular cada uno de estos flujos másicos.

Por analogía con la ecuación 4.9, el flujo másico de gases no condensables que ingresa a la torre de enfriamiento, F_{gi}^U se calculó mediante la ecuación 4.13:

$$F_{gi}^U = Q_U \times C_{gi}^U \quad (4.13)$$

Donde Q_U es la suma de agua descargada por el condensador principal (Q_M) y agua que proviene del sistema turbogenerador (Q_S), por lo tanto:

$$Q_U = Q_M + Q_S \quad (4.14)$$

Por otro lado se puede determinar Q_M multiplicando el flujo de agua descargado por el condensador principal (F_M) con el volumen específico v_M , haciendo uso de la ecuación 4.15:

$$Q_M = F_M \times v_M \quad (4.15)$$

El flujo másico de gases no condensables de la corriente E, se determinó haciendo uso de la ecuación 4.16, obtenida del balance en el punto de bifurcación de la corriente E (Ver figura 4-4).

$$F_{gi}^E = F_{gi}^B + F_{gi}^S \quad (4.16)$$

Por último los flujos de gases no condensables para las corrientes S y B se determinaron relacionando el caudal de agua de cada corriente con su respectiva concentración, lo cual se presenta en las siguientes ecuaciones:

$$F_{gi}^B = Q_B \times C_{gi}^B \quad (4.17)$$

$$F_{gi}^S = Q_S \times C_{gi}^S \quad (4.18)$$

Los caudales de agua para el enfriamiento del sistema turbogenerador (Q_S) y del sistema barométrico (Q_B) se obtuvieron de los parámetros de diseño de las bombas turbogeneradora y barométrica respectivamente, las cuales operaron a su máxima capacidad durante el período de evaluación.

El flujo másico de gases no condensables de la corriente R, F_{gi}^R se calculó mediante la ecuación 4.19:

$$F_{gi}^R = Q_R \times C_{gi}^R \quad (4.19)$$

Debido a que se desconoce el caudal de agua de enfriamiento que ingresa al condensador principal (Q_R), se estableció un balance global en la torre de enfriamiento dado por la ecuación 4.20:

$$Q_R = Q_U - (Q_E + Q_P + Q_V) \quad (4.20)$$

El caudal de agua evaporada (Q_V) se estimó a partir de la siguiente ecuación¹⁴:

$$Q_V = Q_U \frac{(T_U - T_R)}{560} \quad (4.21)$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.9, 4.13, 4.16 y 4.19 en la ecuación 4.12 se calculó F_{gi}^V .

Finalmente para obtener el flujo másico de gases no condensables se despejó F_{gi}^H de la ecuación 4.7 obteniéndose la ecuación 4.22:

$$F_{gi}^H = F_{gi}^A + F_{gi}^Q - F_{gi}^P - F_{gi}^V \quad (4.22)$$

Considerando que el flujo descargado por la chimenea consiste principalmente de gases no condensables ($x_H = 1$), entonces F^H se determina por la ecuación 4.23:

$$F_H = \frac{F_{gi}^H}{x_H} \quad (4.23)$$

¹⁴ Documento de estudio sobre: Técnicas Operativas Planta Momotombo, 1997

4.5 Determinación del flujo de gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases

Partiendo de la ecuación 3.19 y de la figura 3-5, se despejó F_G :

$$F_G = F_M - (F_C + F_N + F_R) \quad (4.24)$$

La ecuación anterior escrita en función de los gases no condensables se escribe como:

$$F_{gi}^G = F_{gi}^M - (F_{gi}^C + F_{gi}^N + F_{gi}^R) \quad (4.25)$$

El valor de F_{gi}^C se determinó a partir de la ecuación 3.5. Así mismo,

$$F_{gi}^M = Q_M \times C_{gi}^M \quad (4.26)$$

Se consideró que el flujo de gases no condensables descargados a la atmósfera (F_H) no transporta vapor, por lo tanto el flujo de vapor condensado en el sistema de extracción de gases (F_N) puede determinarse a partir de la siguiente ecuación:

$$F_N = F_Q + F_B \quad (4.27)$$

Estableciendo un balance por componentes para gases no condensables en la ecuación 4.27 y haciendo uso de las ecuaciones 4.8 y 4.17 se obtiene la ecuación 4.28:

$$F_{gi}^N = F_{gi}^Q + F_{gi}^B \quad (4.28)$$

Finalmente sustituyendo las ecuaciones 3.5, 4.19, 4.26 y 4.28 en la ecuación 4.25 se determinó F_{gi}^G , considerando $x_G = 1$ se tiene que:

$$F_G = \frac{F_{gi}^G}{x_G} \quad (4.29)$$

4.6 Determinación de la temperatura del aire a la salida de la torre de enfriamiento

Haciendo uso nuevamente de la figura 4-4 se determina el flujo de aire seco que ingresa a la torre de enfriamiento mediante el planteamiento de la siguiente ecuación:

$$F_A + F_Q + F_{J1} Y_{J1} = F_H + F_P + F_{J2} Y_{J2} \quad (4.30)$$

En la ecuación 4.30 se tiene que $F_{J2} = F_{J1} = F_J$ ya que el flujo de aire seco que sale de la torre de enfriamiento es el mismo que ingresa, teniendo en cuenta lo anterior y planteando un balance por componentes para el agua, se obtiene la ecuación 4.31:

$$F_J = \frac{F_A + F_Q - F_P}{Y_{J2} - Y_{J1}} \quad (4.31)$$

Donde, Y es la humedad absoluta del aire. El valor de Y_{J1} se obtuvo mediante un software, por otro lado Y_{J2} se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{J2} = \frac{0.622 \times P_{VH_2O}}{101.325 - P_{VH_2O}} \quad (4.32)$$

Donde el subíndice VH_2O se refiere a vapor de agua, en la ecuación 4.32 el cálculo de Y_{J2} está a condiciones de saturación.

El balance energético en función de las entalpías del aire para la torre de enfriamiento se presenta a continuación:

$$F_U c_U (T_U - T_R) = F_J (H_{J2} - H_{J1}) \quad (4.33)$$

Haciendo uso del balance másico global en la planta, así como del balance de energía en la torre de enfriamiento, fue posible determinar las condiciones de salida para el flujo de aire, en la figura 4-6 se presenta el algoritmo de cálculo.

4.7 Balance de energía en el condensador de mezcla

Haciendo uso del volumen de control mostrado en la figura 3-5 se realizó el balance de energía, en función de entalpías, dado por la ecuación 4.34 con el propósito de determinar el calor removido por el agua de enfriamiento. Para efectuar el balance de energía, en función de entalpías se hizo necesario aplicar el siguiente procedimiento:

- a) En el cálculo del flujo que ingresa al condensador de mezcla, F_C , se consideró el porcentaje de agua retenida por las trampas de agua internas de la turbina, a través de la siguiente ecuación:

$$F_C = 0.0039 F_A \quad (4.34)$$

- b) La entalpía del vapor agotado, H_C , se obtuvo a partir de la ecuación 4.5.
 c) Los valores de entalpía correspondientes al vapor saturado (H_V^C), líquido saturado (H_M) y mezcla vapor-líquido (H_{VL}^C) se obtuvieron de las tablas termodinámicas de vapor saturado de Keenan J.H. et al, 1969.
 d) Con los valores conocidos de flujo de vapor agotado y las entalpías se procede a aplicar la siguiente ecuación:

$$q = F_C \left[(H_C - H_V^C) + H_{VL}^C + H_M \right] \quad (4.35)$$

4.8 Análisis fisicoquímicos efectuados en el agua de la torre de enfriamiento

Las muestras de agua fueron tomadas del estanque de la torre de enfriamiento, para realizar los siguientes análisis:

- **Medición de pH:** Dadas las características del agua de enfriamiento (aguas con un elevado contenido de acidez por la presencia de H_2S y CO_2 principalmente), se toman medidas preventivas para mantener los índices aceptables de corrosión. Frecuentemente el pH del agua se mide también con objeto de ayudar en la interpretación de los resultados de alcalinidad y para determinar si el agua es ácida o alcalina a un valor especificado de pH. Se utilizó un pH-metro de tipo digital, modelo 559-3800 de Barnant-Company.
- **Medición de conductividad:** Este análisis se emplea frecuentemente en el análisis de las aguas para obtener un estimado rápido del contenido de sólidos disueltos. Se empleó un

conductivímetro tipo digital, modelo 1481-60 de Cole Parmer Instruments. Siendo la unidad de medida para la conductividad de microohms.

- **Medición de la turbidez:** La medición de la turbidez indica el grado de opacidad o dispersión de la luz a causa de los sólidos suspendidos, y se reporta en unidades arbitrarias. Se utilizó un turbidímetro modelo 8000 de Orbeco-Hellige (*Véase Anexo B.3*).
- **Análisis de alcalinidad:** Los resultados de alcalinidad se usan para regular el tratamiento químico, para el mantenimiento de los valores de pH deseados en el agua y para el examen de las muestras de agua en general. La alcalinidad del agua se determina en el laboratorio titulando una muestra de agua con ácido valorado y utilizando como indicador anaranjado de metilo (*Véase Anexo B.1*).
- **Análisis de cloruros:** Los resultados de las pruebas de cloruros se usan frecuentemente para control químico y en la estimación de los sólidos totales en muestras de agua cuando el contenido en cloruros aumenta y disminuye con los otros materiales contenidos en el agua. La determinación de cloruros se lleva a cabo valorando la muestra con solución estándar de nitrato de plata en presencia del indicador de cromato de potasio. Se desarrolla un color rojo cuando todos los cloruros han sido precipitados por el nitrato de plata (*Véase Anexo B.2*).

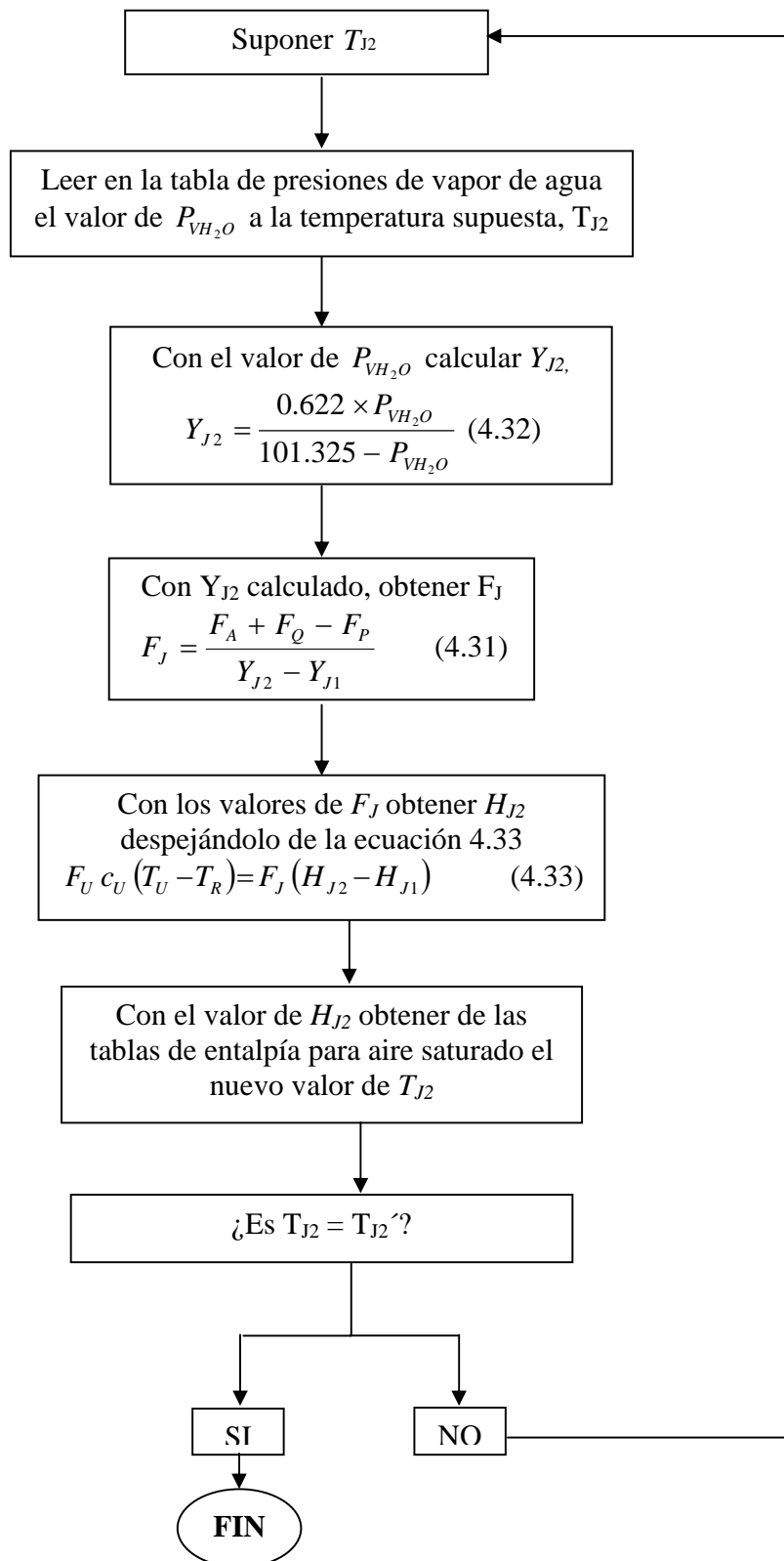


Figura 4-6 Algoritmo de cálculo para la temperatura del aire a la salida

V. PRESENTACION Y DISCUSION DE RESULTADOS

5.1 Evaluación diagnóstica de los equipos principales

5.1.1 Diagnóstico del estado físico de la turbina

La Planta Geotérmica Momotombo dispone de una turbina de vapor de condensación, de expansión múltiple, de doble flujo y cuenta con 16 etapas de reacción. La turbina ha sido diseñada para operar con una presión en la admisión correspondiente a 6.864 bar y una temperatura equivalente a 164 °C y accionar un generador eléctrico de 3600 rpm con una frecuencia de 60 Hz para generar 35 MW¹⁵.

Durante el período de evaluación no se observaron fugas de vapor en las uniones, bridas o vástagos de las válvulas de admisión (válvulas de toma) y válvulas de regulación. Además, los sellos de laberintos colocados en la junta trasera del árbol de la turbina operan satisfactoriamente ya que la presión de vacío registrada presenta poca variabilidad y esta última obedece a otros factores. Tampoco se observaron fugas de aceites por los cojinetes. Por otro lado, el material aislante que cubre el tramo de la tubería de vapor que va desde los colectores de vapor hasta el ingreso de la turbina se encontró en buen estado.

El sensor local colocado en el cuello de la turbina se encuentra descalibrado, por tanto la lectura de la presión del vapor agotado se obtuvo de un sensor que se encuentra conectado al sistema de control.

Anualmente se realizan análisis químicos al aceite empleado para la lubricación de los cojinetes para determinar sus condiciones químicas.

La turbina cuenta con trampas de humedad internas para evitar la posibilidad de erosión en las dos últimas filas de los álabes rotatorios por la humedad contenida en el vapor. La humedad retenida en las trampas se drena automáticamente al condensador de mezcla.

Los operadores efectúan pruebas semanales con el objetivo de probar periódicamente el estado de los dispositivos de seguridad o de disparo estando la unidad en servicio en caso de tener lugar un bajo vacío, baja presión del aceite de lubricación, disparo por sobrevelocidad y la protección contra el desplazamiento axial del rotor.

Durante el período de registro de información se observó una alarma continua: “Alta temperatura del aire”, según información brindada por los operadores esto se debía a que se había detectado una fuga de agua en uno de los 4 radiadores ubicados en el generador y se tomó la decisión de aislar el radiador deteriorado.

5.1.2 Diagnóstico del estado físico del condensador de mezcla

Para la condensación del vapor agotado que sale de la turbina, la Planta Geotérmica Momotombo cuenta con un condensador de mezcla de bajo nivel, de forma rectangular y

¹⁵ Manual de instrucción. Planta Geotérmica Momotombo. Sección I

situado debajo de la descarga de la turbina. Este equipo tiene 472 toberas pulverizadoras de agua de enfriamiento, a lo interno presenta dos zonas para la condensación y posterior enfriamiento del vapor: equicorriente y contracorriente. En la tabla 5-1¹⁶ se presentan los datos de diseño para el equipo mencionado:

Tabla 5-1 Parámetros de diseño del condensador de mezcla

Parámetro de Operación	Valor	Unidad
Presión de condensación	0.1283	Atmósfera absoluta
	0.1299	Bar absoluta
Temperatura del agua de enfriamiento	31.55	°C
Temperatura de los gases no condensables a la salida del condensador de mezcla	33	°C

La estructura exterior del equipo se encuentra en buen estado al igual que las juntas de expansión en el condensador. El condensador de mezcla cuenta con medidores de nivel del agua y de la temperatura del agua de enfriamiento.

Para la extracción de la mezcla de condensado y agua de enfriamiento se encuentran instaladas dos bombas pozo caliente con sus respectivos medidores de presión y de temperatura. En la zona de extracción del condensado no se observaron fugas de agua. Los datos técnicos de las bombas de extracción de condensado se muestran en la siguiente tabla¹⁷:

Tabla 5-2 Parámetros de diseño para las bombas pozo caliente

Parámetro de Operación	Valor	Unidad
Capacidad	5250	m ³ /h
Velocidad de rotación	710	rpm
Potencia de consumo	544.5	kW
Presión dinámica total	31.8	metro

5.1.3 Diagnóstico del estado físico del sistema de extracción de gases

Para lograr extraer los gases no condensables que acompañan al vapor en la Planta Geotérmica Momotombo se cuenta con un sistema de extracción de gases. En la tabla 5-3¹⁸ se presentan los datos de diseño.

No se encuentran instalados medidores de flujo a la entrada y salida de los condensadores barométricos. Se carece de medidores de temperatura a la salida de los condensadores barométricos, por tanto se desconoce con que temperatura ingresan los flujos provenientes de ambos condensadores al condensador principal.

¹⁶ Manual de instrucción. Planta Geotérmica Momotombo. Sección II

¹⁷ Idem

¹⁸ Idem

Los condensadores barométricos, su estructura exterior no presenta roturas ni fugas de vapor y de agua de enfriamiento; se suministra el flujo de agua necesario.

Tabla 5-3 Parámetros de diseño del sistema de extracción de gases

Parámetro de Operación	Valor	Unidad
Presión de aspiración	0.10	Atmósfera absoluta
Presión de vapor motriz	7.00	Atmósfera absoluta
Temperatura de aspiración	165.00	°C
Consumo de vapor en eyectores	15.968	Ton/ h

En lo referido a las toberas de los eyectores se puede mencionar que cuando se realizan cambios de toberas se observa que se encuentran en buen estado, no presentan desgaste y conservan sus diámetros.

5.1.4 Diagnóstico del estado físico de la torre de enfriamiento

La torre de enfriamiento utilizada en el área de generación de energía en la Planta Geotérmica Momotombo, es de tiro inducido y funciona a contracorriente. Consta de 4 celdas y con un número total de 4 ventiladores. La estructura y el relleno son de madera tratada químicamente y este último presenta un arreglo rectangular y es de tipo salpiqueo. Inicia operación en el año 1989 con los siguientes datos de diseño presentados en la tabla 5-4¹⁹.

La estructura exterior de la torre de enfriamiento está formada por láminas de fibra de vidrio, las cuales están completas no obstante algunas presentan pequeñas fisuras que si bien no son de tamaño considerable constituyen pérdidas de agua por arrastre y a futuro pueden afectar la eficiencia de enfriamiento del equipo.

Por otro lado, los escalones de la escalera de acceso al piso del ventilador están completos, pero el estado del piso del ventilador de la torre es regular, ya que con el paso del tiempo se ha ido reemplazando con láminas de plywood marino en lugar de utilizar un plywood tratado químicamente, pues el ataque químico en este lugar es considerable. También se evidencia un desgaste en la película protectora que posee el depósito de agua fría o estanque y existen algunos paneles del relleno de madera que están rotos o doblados por la acción de los fuertes flujos de agua, lo cual ocasiona que el agua caiga en forma de cascada y no en forma de brisa como corresponde lo cual trae como resultado que el agua no se enfríe correctamente.

¹⁹ Manual de instrucción. Planta Geotérmica Momotombo. Sección V

Tabla 5-4 Parámetros de diseño de la torre de enfriamiento

Parámetro de Operación	Valor	Unidad
Caudal de agua a enfriar	11,500.00	m ³ /h
	50,630.00	GPM
Temperatura del agua caliente	48.00	°C
	118.40	°F
Temperatura del agua fría	32.00	°C
	89.60	°F
Temperatura de bulbo húmedo	24.50	°C
	76.10	°F
Salto térmico	16.00	°C
	28.80	°F
Acercamiento	7.50	°C
	13.50	°F
Relación Líquido/ Gas	1.2	---
Característica de la torre	1.12	---

Existe poco desarrollo de algas verdes en toda la estructura interna del estanque y sobre el relleno, puesto que de lunes a viernes se realiza limpieza a las rejillas de la torre. Así mismo se cuenta con un sistema de tratamiento químico intermitente al agua de la torre (*Véase Anexo F Tabla F-1*), mediante el empleo de biocidas oxidantes y no oxidantes, los cuales se dosifican los días lunes, miércoles y viernes, logrando disminuir significativamente la proliferación de algas y elevar el rendimiento en la torre de enfriamiento. De igual forma, para brindar protección a las tuberías en la que circula el agua de la torre de enfriamiento se agrega de lunes a domingo un producto anticorrosivo y estabilizador de pH.

Durante la evaluación, el ventilador de la celda 2D presentó altas vibraciones (fallas mecánicas) por lo que se decidió sacarlo de operación durante el período comprendido del 10 al 23 de agosto del 2005, por consiguiente disminuyó el flujo de agua que ingresaba diariamente a la torre de enfriamiento, ya que esta opero sólo con 3 celdas.

Es importante señalar que existe un error en la lectura que indica el medidor de flujo de agua que va hacia la torre de enfriamiento el cual no considera los 320 m³/h de agua proveniente del sistema turbogenerador, ya que de acuerdo con el Departamento de Mantenimiento, el día 11 de enero del año 2005 se instaló un manómetro diferencial y éste registro un valor de flujo de agua de 9,904.62 ton/h y para esa misma fecha en sala de control se reportó un valor de flujo de agua de 10,200.00 ton/h.

5.2 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor, condensador de mezcla, sistema de extracción de gases y torre de enfriamiento.

5.2.1 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor

Durante el período de evaluación la producción promedio del vapor en el campo geotérmico fue de 188.32 ton/h, del cual el 91.97% es usado como vapor vivo que ingresa a la turbina y el restante se utiliza como vapor motriz en los eyectores de vapor que conforman el sistema de extracción de gases.

En la figura 5-1(a) se observa el comportamiento del flujo de vapor vivo alimentado a la turbina el cual es menor al flujo de vapor requerido para operar la turbina a condiciones nominales, puesto que el promedio obtenido representa el 66% del flujo a condiciones de diseño, esto es $F_A = 0.66 F_{A \text{ diseño}}$.

El comportamiento de los datos determina que el proceso es estable ya que la mayoría de los puntos se localizan dentro de los límites de control y además presentan adherencia a la línea central. Durante el período de evaluación se presentaron anomalías, las cuales se mencionan a continuación:

- 1) Disminución en el flujo de vapor vivo en el período del 08 a 12 de agosto por encontrarse fuera de línea un pozo productivo.
- 2) Situación similar se presentó el día 19 de agosto debido a que dos pozos productivos no se encontraban conectados al proceso.
- 3) Disminución en el flujo de vapor vivo en el período entre el 13 y 15 de septiembre, probablemente como consecuencia de las fluctuaciones propias del proceso geotérmico según información suministrada por operadores de la planta.

Para el resto de los días se observó un comportamiento constante de la producción de flujo de vapor obteniéndose un flujo promedio de vapor correspondiente a 174.92 ton/h, el máximo valor registrado corresponde a 177.009 ton/h y el mínimo fue de 126.435 ton/h.

En la figura 5-1(b) se observa el comportamiento de la presión del vapor vivo medida en la entrada de la válvula de toma derecha de la turbina de vapor. Se puede apreciar que los valores obtenidos de este parámetro durante el período de evaluación ($P_{A \text{ promedio}} = 3.83 \text{ bar}$) se encuentran por debajo de la presión de diseño ($P_{A \text{ diseño}} = 6.864 \text{ bar}$), como consecuencia del comportamiento actual del reservorio geotérmico. Por otro lado, los puntos monitoreados se encuentran dentro de los límites de control, hay poca fluctuación y en general estos muestran un comportamiento de adherencia a la línea central. El máximo valor registrado corresponde a 4.00 bar y el mínimo valor a 3.73 bar.

En la figura 5-1(c), puede apreciarse el comportamiento de la temperatura del vapor vivo medida en la válvula de toma derecha de la turbina de vapor, ninguno de los puntos graficados ($T_{A \text{ promedio}} = 157.35^\circ \text{ C}$) alcanza el valor requerido para operar a máxima

capacidad ($T_{A\text{ diseño}} = 164.00^\circ C$). Al igual que la presión, la temperatura del vapor vivo representa un parámetro termodinámico influido directamente por las características del vapor producido por el campo geotérmico por lo que no se puede manipular para ajustarse a las condiciones de diseño. Los puntos en el gráfico se localizan dentro de los límites de control, hay poca fluctuación en los datos, existe una tendencia de los puntos a rodear la línea central. El máximo valor registrado corresponde a $158.33^\circ C$ y el mínimo a $156.67^\circ C$.

En la figura 5-1(d) se muestra el comportamiento de la presión en la cámara de rueda, la mayoría de los puntos se sitúan dentro de los límites de control y se encuentran bordeando el límite central. No se presenta una fluctuación considerable en los puntos graficados. Se mencionan a continuación situaciones anormales registradas durante el período de evaluación:

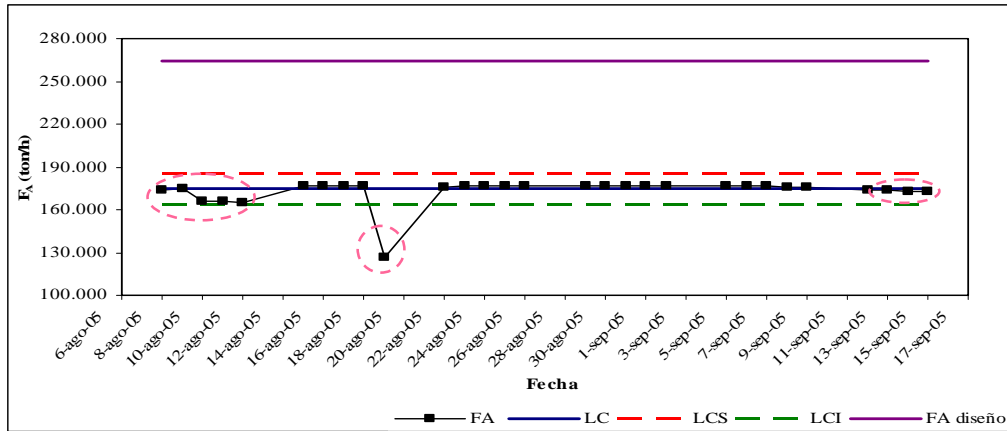
- 1) Dada por un ligero descenso el cual se ve influenciado por el flujo de vapor vivo que ingresó a la turbina para el período del 08 al 12 de agosto y de igual manera para los días 13, 14 y 15 de septiembre del 2005. Este comportamiento puede observarse en la figura 5-1 (a).
- 2) Para el día 19 de agosto se registró la menor presión en la cámara de rueda correspondiente a 1.41 bar a causa de la reducción en el flujo de vapor vivo que ingresó a la turbina lo que conllevó a estrangular el vapor mediante el cierre parcial de las válvulas de regulación. Se contabilizó el valor máximo correspondiente a 2.87 bar y un mínimo de 2.61 bar así mismo el promedio obtenido corresponde a 2.82 bar.
- 3) Disminución en la presión en la cámara de rueda el flujo de vapor vivo para el período entre el 13 y 15 de septiembre como consecuencia de una disminución en el flujo de vapor vivo.

En la figura 5-1(e) se aprecia el comportamiento de la potencia eléctrica durante el período de registro de datos, la generación promedio ($P_{el\text{ promedio}} = 21.58 MW$) fue menor a la generación máxima a condiciones de diseño ($P_{el\text{ diseño}} = 35.005 MW$). En la figura puede observarse que la mayoría de los puntos permanecen dentro de los límites de control y además se localizan muy cercanos al límite central, este parámetro no presenta mucha variabilidad. Durante el período de evaluación tuvieron lugar los siguientes acontecimientos:

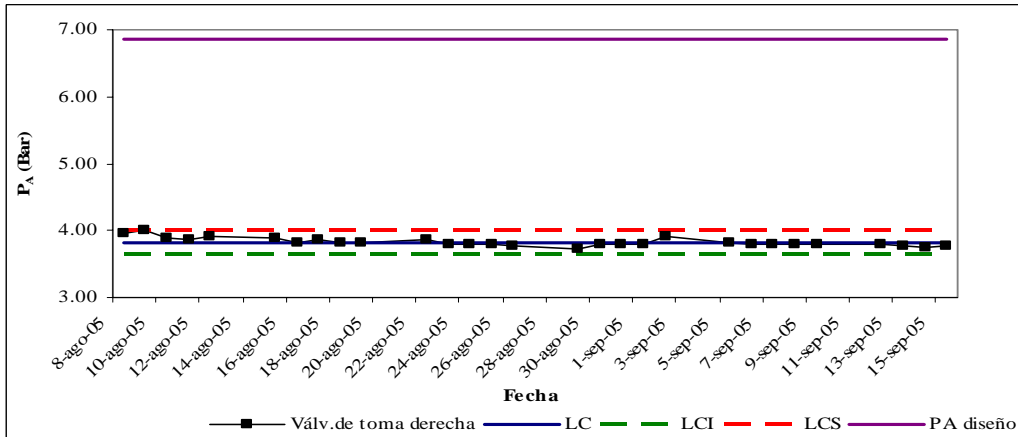
- 1) Se presenta una disminución en la potencia eléctrica generada a causa del flujo de vapor vivo que ingresó a la turbina durante el período del 08 al 12 de agosto. Este comportamiento puede observarse de igual manera en la figura 5-1 (a).
- 2) El día 19 de agosto ingresó un flujo reducido de vapor a la turbina comparado al resto del período de evaluación, generándose la menor potencia eléctrica, gráficamente es el único punto fuera de los límites de control.
- 3) Para el período del 13 al 15 de septiembre se registró una disminución en el flujo de vapor que ingresó a la turbina pero para la misma fecha se contabilizó mayor generación de energía eléctrica esto se debe probablemente a un error de medición por encontrarse descalibrado el equipo.

Se contabilizó que la mayor potencia eléctrica corresponde a 22.00 MW y la mínima a 13.0 MW. (Véase el anexo C, tabla C-1).

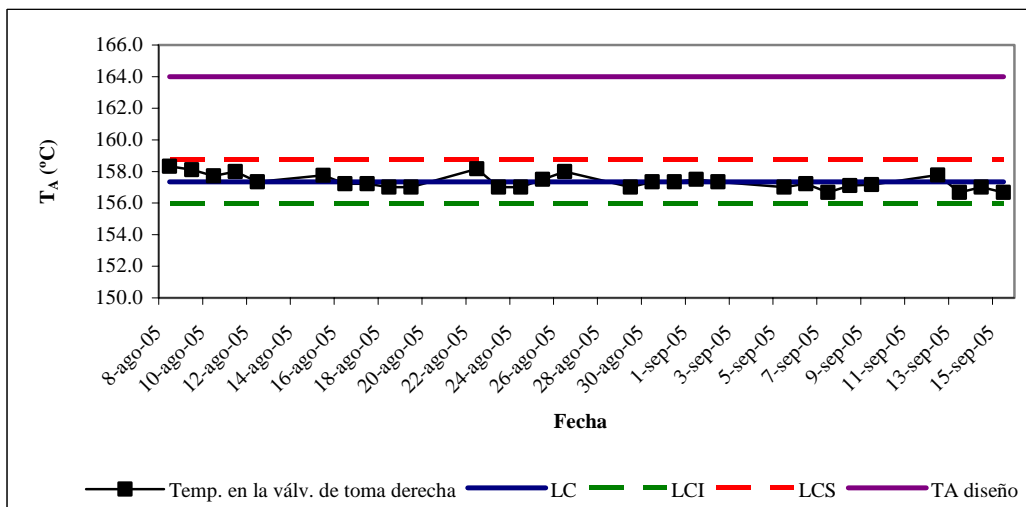
Figura 5-1 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la turbina de vapor



(a) Comportamiento del flujo de vapor vivo

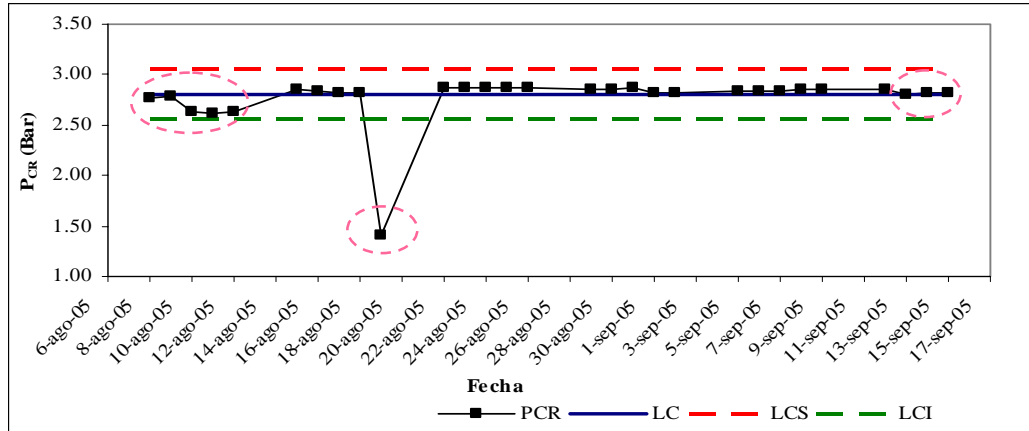


(b) Presión del vapor vivo medida en la válvula de toma derecha

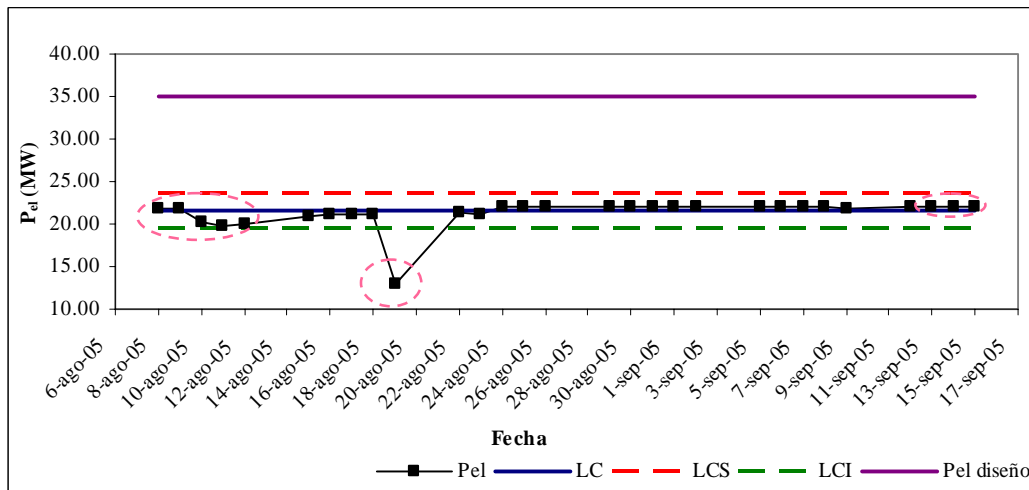


(c) Temperatura del vapor medida en la válvula de toma derecha

Continuación de la figura 5-1



(d) Presión del vapor en la cámara de rueda



(e) Potencia eléctrica

5.2.2 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el condensador de mezcla

En la figura 5-2 (a) se muestra el comportamiento de la presión del vapor agotado, el valor promedio obtenido ($P_{C\text{ promedio}} = 0.114 \text{ bar absoluto}$) se encuentra por debajo del valor de diseño ($P_{C\text{ diseño}} = 0.1299 \text{ bar absoluto}$), no así el límite de control superior. Los puntos no asumen un comportamiento de adherencia a la línea central, para algunos días se observa que este parámetro alcanzó valores más altos con respecto al resto, la mayoría se localiza dentro de los límites de control, gráficamente se observa fluctuación pero la desviación estándar es mínima, $\sigma = 0.0066$. Durante el período de evaluación se presentaron las siguientes situaciones:

1) Debido a que se encontraba fuera de servicio un ventilador de la torre de enfriamiento, durante el período comprendido entre el 10 y 23 de agosto, la temperatura del agua de enfriamiento registrada para este período fue alta e influyó apreciablemente en la presión

del vapor agotado, como se observa en la figura 5-2 (a) y (c). Los puntos graficados durante este período se encuentran alejados de la línea central.

2) A consecuencia del flujo de vapor reducido que ingresó a la turbina para el día 19 de agosto la presión de condensación registrada fue de 0.09 bara.

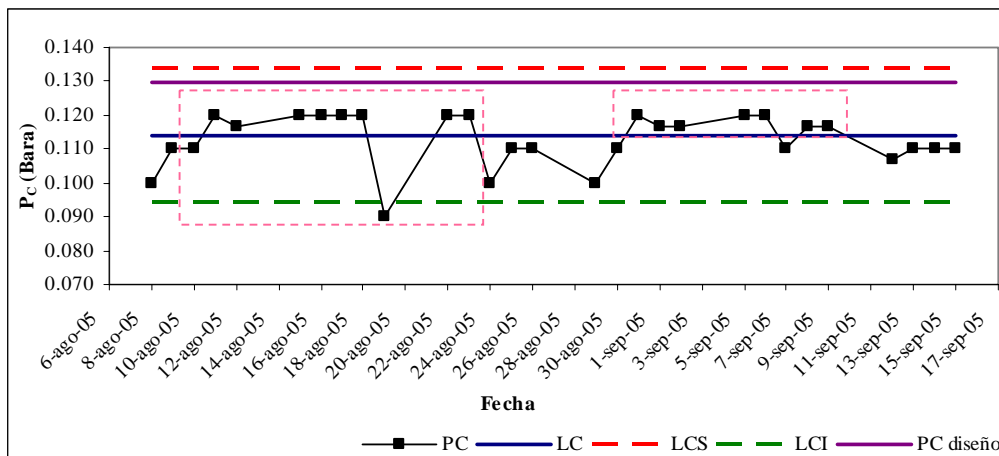
3) Durante el período del 31 de agosto al 09 de septiembre (a excepción del día 07 de septiembre) la presión de condensación presentó valores altos, tal comportamiento probablemente sea consecuencia del flujo de agua de enfriamiento que ingresó al condensador para estos días.

En la figura 5-2(b) se muestra el comportamiento de la temperatura del vapor agotado, la mayoría de los puntos se ubican dentro de los límites de control, es apreciable la fluctuación de los puntos. Durante el período comprendido entre el 10 y el 23 de agosto se observa que la temperatura del vapor agotado fue más elevada con respecto al resto del período de monitoreo, lo que provocó esta situación fue la puesta fuera de servicio del ventilador 2D de la torre de enfriamiento. Comportamiento similar puede observarse en la figura 5-2 (a).

Se puede observar en la figura 5-2(c) el comportamiento de la temperatura del agua de enfriamiento durante el período de registro de datos, la mayoría de los datos actuales ($T_{R\text{ promedio}} = 32.37^\circ\text{C}$) se encuentran por encima del valor de diseño ($T_{R\text{ diseño}} = 31.55^\circ\text{C}$).

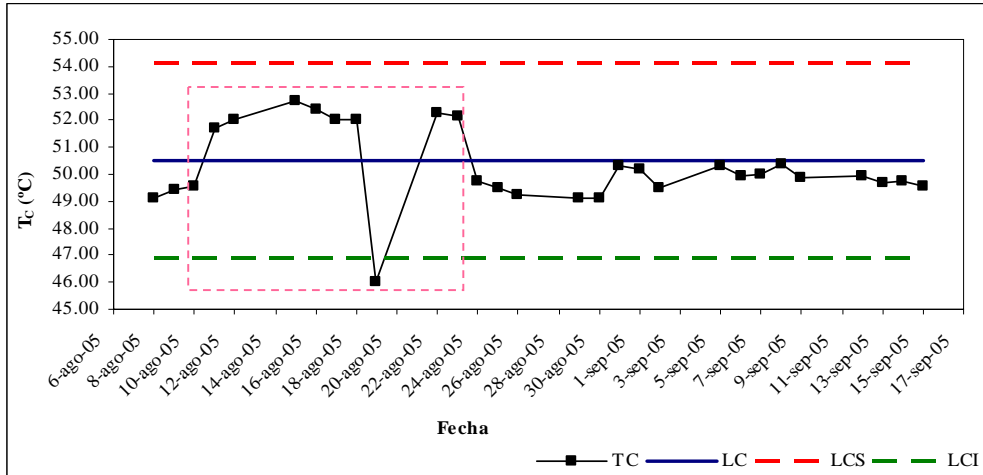
Los puntos se localizan dentro de los límites de control, algunos puntos se sitúan cerca de la línea central, sin embargo otros se mantienen bastantes alejados de esta. Se observa mucha fluctuación en los puntos. Se presentó una situación anormal en el proceso durante el período comprendido entre el 10 y el 23 de agosto explicada anteriormente, la cual se aprecia en las figuras 5-2(a) y (b), en este período se alcanzaron valores altos de temperatura comparados al resto. El máximo valor registrado para la temperatura del agua de enfriamiento corresponde a 33.82°C y el mínimo valor fue de 31.46°C . (Véase Anexo C, tabla C-2).

Figura 5-2 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el condensador de mezcla

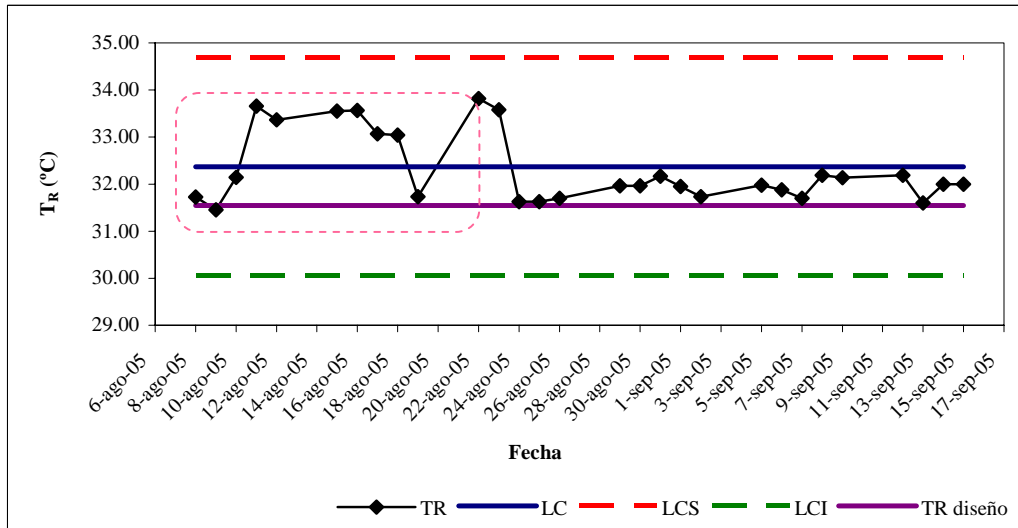


(a) Comportamiento de la presión del vapor agotado

Continuación de la figura 5-2



(b) Comportamiento de la temperatura del vapor agotado



(c) Comportamiento de la temperatura del agua de enfriamiento

5.2.3 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para el sistema de extracción de gases

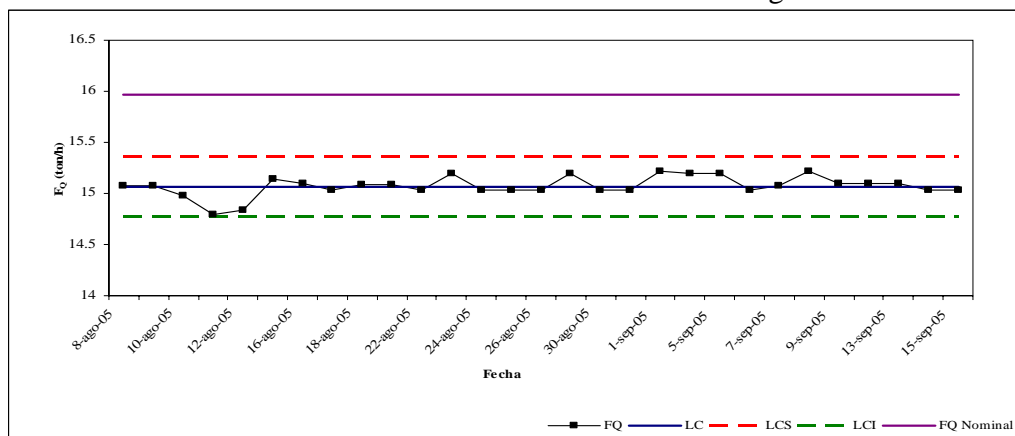
El comportamiento del flujo de vapor motriz alimentado a las toberas de los eyectores del sistema de extracción de gases se presenta en la figura 5-3(a), se observa que el promedio de los datos actuales el cual fue de 15.07 ton/h está por debajo del valor de diseño el cual es 15.968 ton/h es decir que el promedio obtenido representa el 94.4 % del flujo a condiciones de diseño, esto es $F_Q = 0.944 F_{Q \text{ diseño}}$. Así mismo los datos no asumen un comportamiento en particular ni sobrepasan los límites de control. El valor máximo registrado durante el período de evaluación fue de 15.21 ton/h y el mínimo de 14.79 ton/h.

La figura 5-3(b) muestra el comportamiento de la temperatura del vapor motriz para los días monitoreados. Durante el período de evaluación se reportó un valor promedio de 161.27 °C el cual está por debajo del valor de diseño correspondiente a 165 °C. Se puede observar que los datos no tienden a asumir un comportamiento en específico y no exceden los límites de control. Los datos de temperatura para el vapor motriz oscilaron entre un valor máximo de 164 °C y un mínimo de 159 °C, dicha variación es propia del comportamiento dinámico que presenta el pozo MT-31 de donde se toma la línea de vapor motriz que alimenta a ambos eyectores.

El comportamiento en la presión del vapor motriz que ingresa a las toberas de los eyectores del sistema de extracción de gases se muestra en las figuras 5-3(c) y 5-3(d). Es notable la disminución en el valor de la presión del vapor motriz que ingresa al eyector 1, el cual pasó de una presión de diseño de 7.091 bar absoluto a un valor promedio de los datos monitoreados de 6.16 bar absoluto, lo cual se logra observar en la figura 5-3(c). Ninguno de los datos sobrepasa los límites de control y presentan un comportamiento fluctuante, siendo esto una evidencia que estos datos no tienden a asumir un comportamiento en particular. El máximo valor registrado fue de 6.21 bar absoluto y el mínimo de 6.11 bar absoluto.

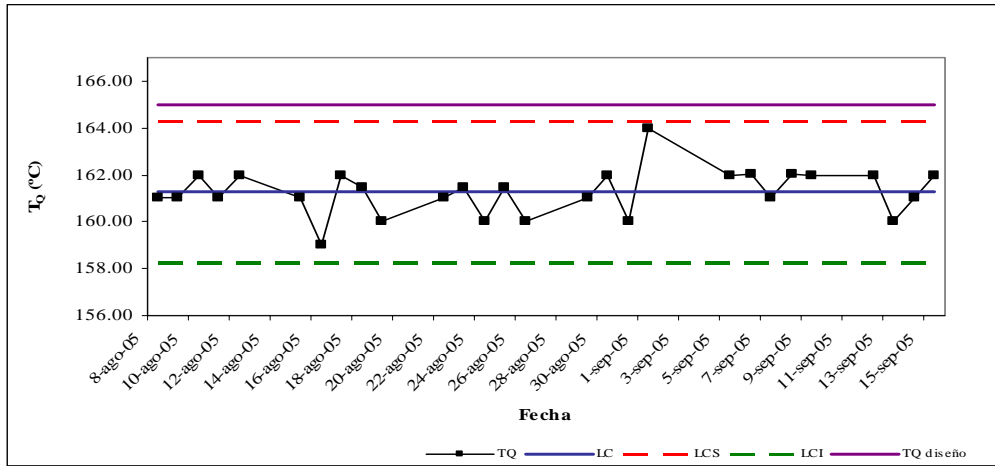
De igual forma, existe una disminución en el valor de la presión del vapor motriz que ingresa al eyector 2 pasando de un valor de diseño de 7.091 bar absoluto un valor promedio de los datos monitoreados de 6.17 bar absoluto, lo cual se presenta en la figura 5-3(d). Los datos no exceden los límites de control, ni tienden a presentar un comportamiento en particular. El máximo valor registrado fue de 6.21 bar absoluto y el mínimo de 6.11 bar absoluto. Sin embargo, dado que la presión del vapor motriz actual es menor que la presión de operación requerida por las toberas el sistema de extracción de gases es menos eficiente pero dadas las condiciones actuales de operación el sistema opera de manera satisfactoria. Las variaciones de los datos mostrados en las figuras 5-3(c) y 5-3(d) se deben al comportamiento dinámico en la presión que presenta el pozo MT-31. Los datos monitoreados para el sistema de extracción de gases se presentan en el anexo C, Tabla C-3.

Figura 5-3 Comportamiento y gráficos de control de los parámetros de operación monitoreados en el sistema de extracción de gases

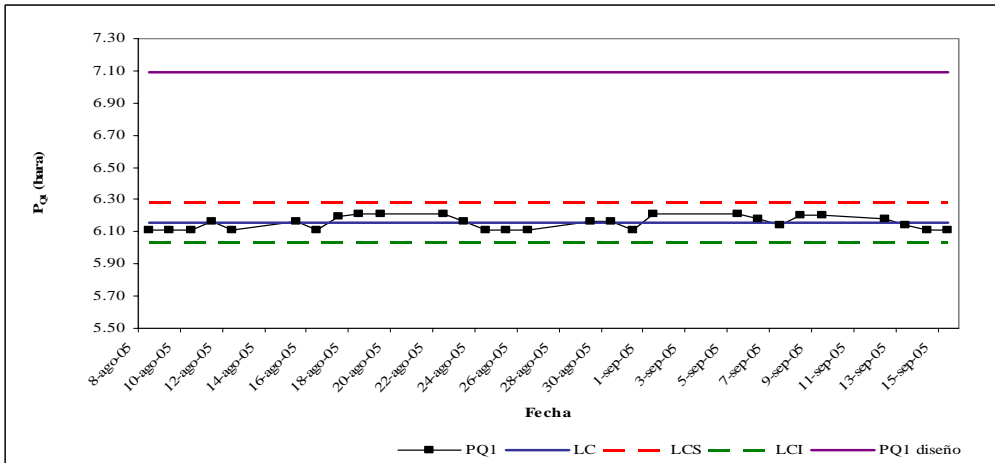


(a) Comportamiento del flujo de vapor motriz

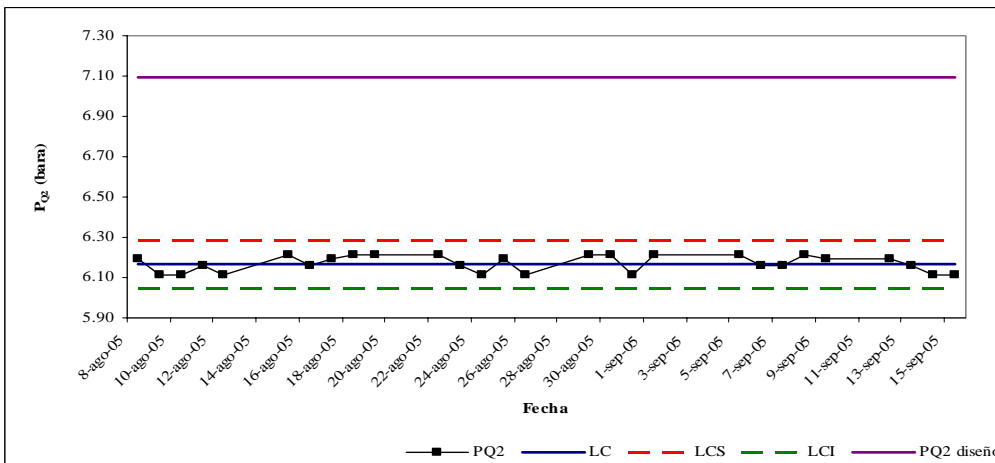
Continuación de la figura 5-3



(b) Temperatura del vapor motriz



(c) Presión del vapor motriz que ingresa al eyector 1



(d) Presión del vapor motriz que ingresa al eyector 2

5.2.4 Comportamiento y gráficos de control de parámetros monitoreados para la torre de enfriamiento

La figura 5-4(a) muestra los valores del caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento para los días monitoreados, se logra observar que todos los datos están por debajo del valor de diseño el cual corresponde a 11,500.00 m³/h, esto se debe a la disminución que ha presentado el caudal de agua impulsado por las bombas de pozo caliente. Sin embargo, de acuerdo con las curvas las dos bombas impulsan 10,500.00 m³/h, al caudal leído se le tiene que sumar los 320 m³/h de agua de las bombas turbogeneradoras que se inyectan después del Venturi, de acuerdo a esto la torre siempre ha operado con valores de caudales por debajo del valor de diseño. Así mismo hay cuatro válvulas mariposas de $\phi = 28''$ a la entrada de cada una de las celdas las cuales no están abiertas al 100%, esto también limita el caudal de agua enviado a la torre de enfriamiento.

Los datos no sobrepasan los límites de control, ni fluctúan de forma considerable, también existe una adherencia de los datos a la línea central. El valor máximo para el caudal de agua a enfriar reportado fue de 10,587.66 m³/h y el mínimo de 9,382.90 m³/h. Para el período señalado por el círculo se presentó una disminución en el caudal de agua a enfriar debido a fallas mecánicas en el ventilador de la celda 2D el cual estuvo fuera de servicio durante este período.

En la figura 5-4(b) se presenta el comportamiento en la temperatura del agua caliente para los días monitoreados. Existe una disminución en la temperatura del agua caliente con respecto al valor de diseño el cual equivale a 48°C ya que de los datos monitoreados se reportó un valor promedio de 42.3 °C, este valor es resultado en la disminución de la carga térmica del flujo de agua que ingresa a la torre de enfriamiento. En general se observa que los datos presentan un comportamiento estable, no sobrepasan los límites de control ni presentan mucha variación. El valor máximo para la temperatura del agua caliente fue de 44.1 °C y el mínimo de 40.2 °C.

La figura 5-4(c) muestra los valores correspondientes a la temperatura de agua fría²⁰ para los días monitoreados, se observa que la mayor parte de los datos presentan valores por debajo o igual al valor de la temperatura de diseño del agua fría, la cual es de 32 °C. Los datos no tienden a agruparse en forma particular, ni sobrepasan los límites de control, no obstante la fluctuación que presentan los datos esta relacionada con el comportamiento de la temperatura de bulbo húmedo, la cual es una función del grado de saturación del aire. El máximo valor reportado para la temperatura del agua fría corresponde a 33.01 °C y el mínimo a 30.0 °C. En general se observa que la temperatura del agua fría está cumpliendo con los requerimientos del proceso.

El comportamiento en la temperatura de bulbo húmedo para los días monitoreados se presenta en la figura 5-4(d) durante la evaluación se reportó un promedio de 26.15°C para la temperatura de bulbo húmedo, el cual es un resultado que está por encima del valor de diseño el cual es de 24.5 °C, tal comportamiento se justifica ya que la evaluación se realizó en período de invierno, cuando lo recomendable es efectuarla en período de verano y

²⁰ Temperatura medida directamente en el estanque de la torre de enfriamiento

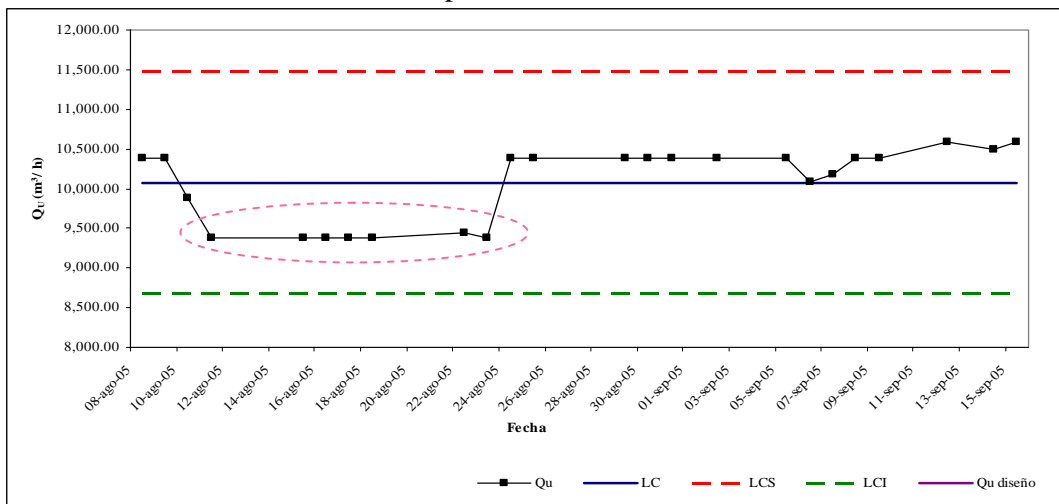
alrededor del medio día, debido a que en ésta época y a esta hora se tienen referidas las temperaturas de bulbo húmedo de diseño que es la temperatura utilizada para el cálculo de las torres de enfriamiento.

Los datos monitoreados para la temperatura de bulbo húmedo en general exhiben un comportamiento estable, no sobrepasan los límites de control y presentan adherencia a la línea central, lo cual indica que no hay mucha variación. A excepción de los días 9, 10 y 24 de agosto en los que los datos estuvieron por debajo del promedio y para los días 30 y 31 de agosto que estuvieron por encima, tal comportamiento está relacionado con las condiciones del aire atmosférico. La máxima temperatura de bulbo húmedo registrada fue de 27.4 °C y la mínima de 24.87 °C.

En la figura 5-4(e) se muestran los valores del salto térmico para los días monitoreados, se logra observar que todos los datos monitoreados están por debajo del salto térmico de diseño, esto se debe a la disminución en la carga térmica del flujo de agua que ingresa a la torre de enfriamiento como consecuencia de la baja producción de vapor por parte del campo geotérmico. En general el comportamiento de los datos es estable, presentan adherencia a la línea central y no sobrepasan los límites de control. El valor máximo de salto térmico registrado fue de 11.71 °C y el mínimo de 10.15 °C.

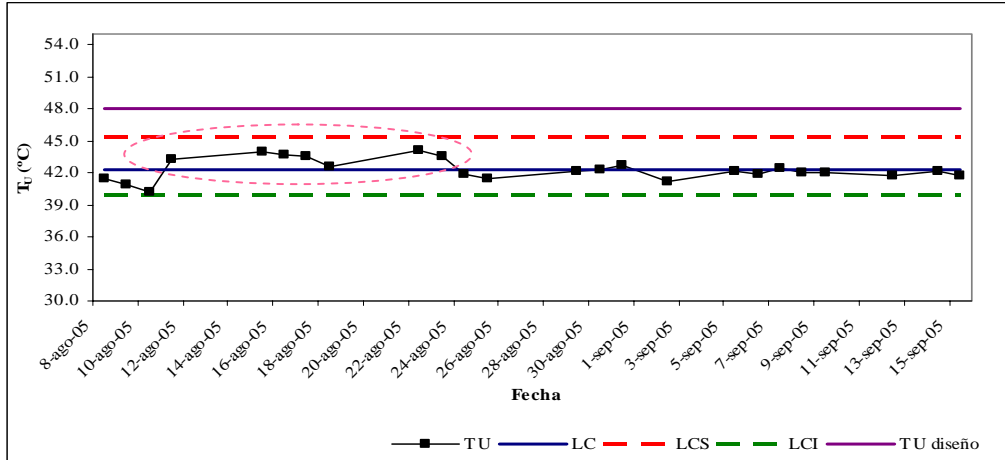
En las figuras 5-4(b), 5-4(c) y 5-4(e) se observa un incremento en los parámetros señalados (por círculos discontinuos) para el período comprendido del 10 al 23 de agosto del año 2005, esto se debió a fallas mecánicas en el ventilador de la celda 2D, el cual estuvo fuera de servicio durante este período. Los datos monitoreados para la torre de enfriamiento se presentan en el anexo C, tabla C-4.

Figura 5-4 Comportamiento y gráficos de control de parámetros de operación monitoreados para la torre de enfriamiento

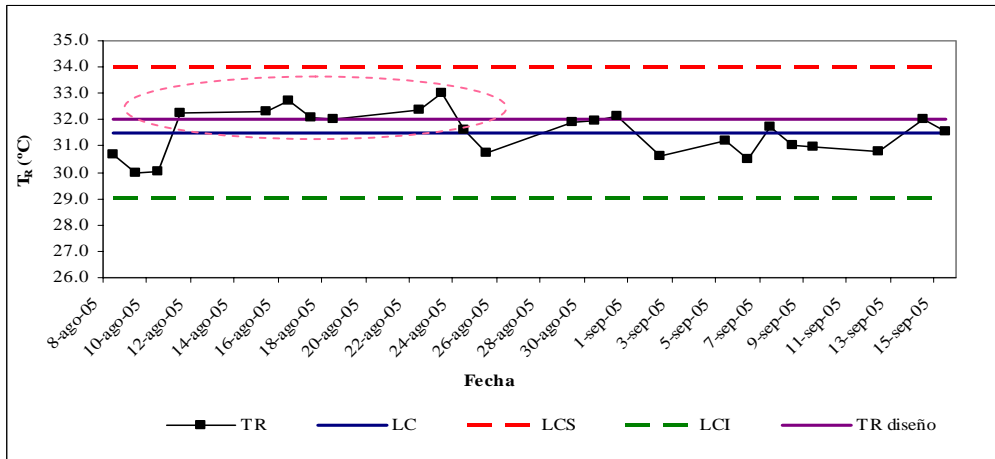


(a) Caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento

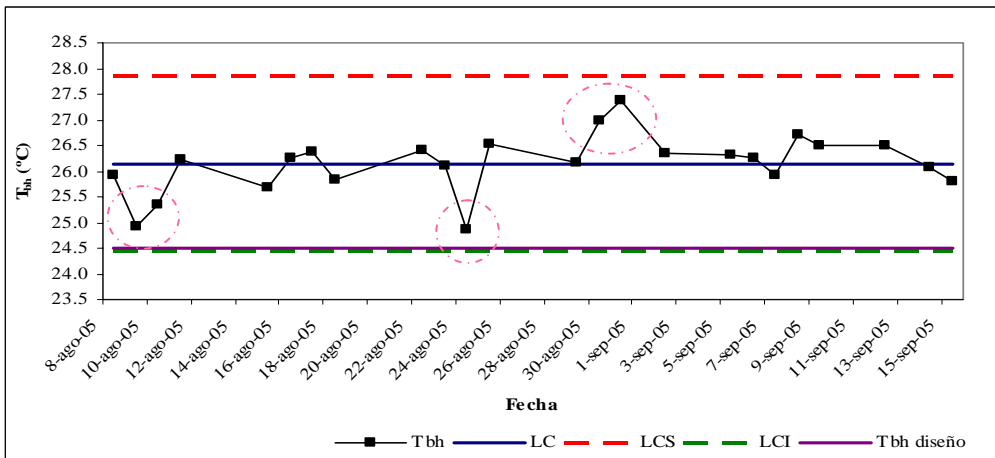
Continuación de la figura 5-4



(b) Temperatura del agua caliente

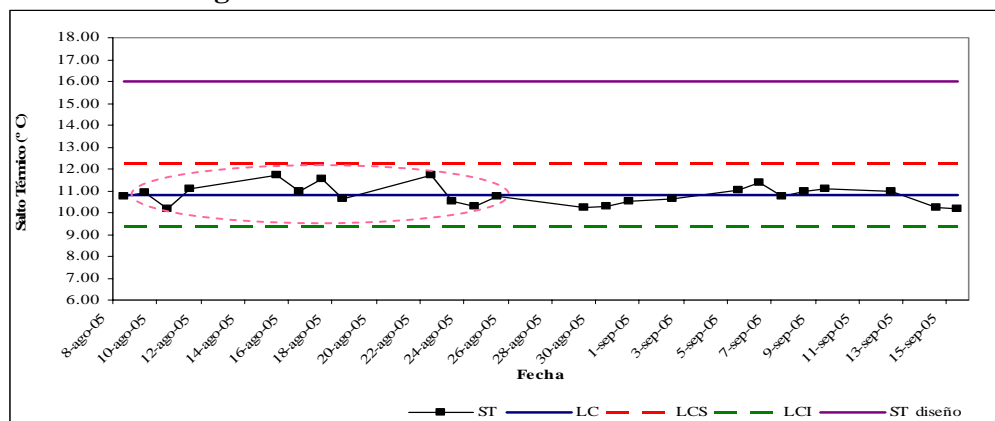


(c) Temperatura del agua fría



(d) Temperatura de bulbo húmedo

Continuación de la figura 5-4



(e) Salto térmico

5.2.5 Comportamiento y gráficos de control de los parámetros fisicoquímicos realizados al agua de la torre de enfriamiento

El comportamiento del pH para los días monitoreados se muestra en la figura 5-5(a), se observa que los datos de pH presentan cierta fluctuación, sin embargo no sobrepasan los límites de control, ni los valores tienden a asumir un comportamiento particular. El máximo valor de pH fue de 7.15 y el mínimo de 6.16. La fluctuación se justifica ya que el agua que ingresa a la torre tiende a ser ácida ($\text{pH} = 4-5$) debido a la presencia de H_2S y CO_2 principalmente por lo que si el valor de pH que se reporta tiende a bajar se toma la decisión de dosificar soda. Existen datos que sobrepasan el límite de especificación superior, lo cual pudo ser resultado de una alta dosificación de soda. Así mismo, no es conveniente que el pH sobrepase el valor de 7, ya que parte del agua de la torre se trata con soda para utilizarla como agua de enfriamiento en equipos auxiliares del campo y también para enviarla a la pila contraincendio.

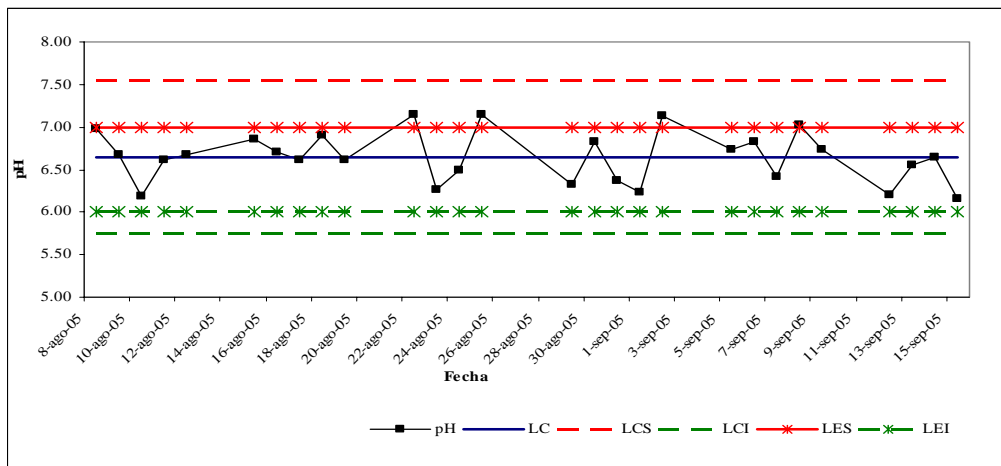
Se logra observar en la figura 5-5(b), la cual muestra la conductividad para los días monitoreados, un comportamiento variante, no obstante todos los datos se encuentran dentro de los límites de control y no tienden a agruparse en una forma particular. El valor máximo registrado de conductividad fue de 453.00 MMHOS y el mínimo de 348 MMHOS. El comportamiento fluctuante en la conductividad es resultado de la dosificación del biocida cloro, el cual promueve un incremento en los cloruros.

La figura 5-5(c) muestra el comportamiento de la alcalinidad para los días monitoreados, en general los datos no tienden a asumir un comportamiento específico a excepción de los datos señalados por el círculo discontinuo, lo cual pudo ser resultado de una alta dosificación de soda y para los datos señalados por el círculo continuo, que por el contrario pudo deberse a una disminución en la dosificación de soda. El valor máximo registrado alcalinidad fue de 37.00 ppm y el mínimo de 6.60 ppm. Existen tres puntos señalados por el círculo que presentan valores muy altos de alcalinidad en comparación con el resto de los datos, esto provoca un valor para la desviación standard muy alto ($\sigma=7.10$) y por consiguiente un valor negativo en el límite de control inferior, el cual se omite en la figura 5-5(c).

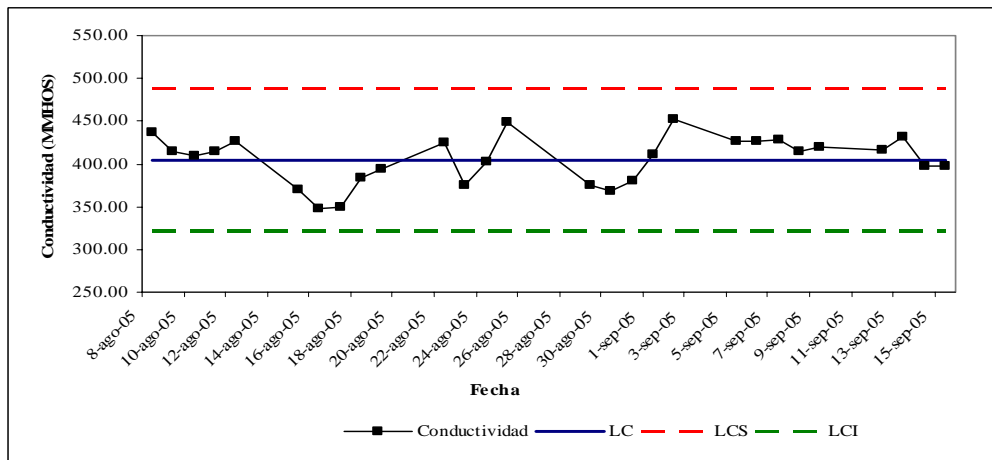
En la figura 5-5(d) se presenta el comportamiento de los cloruros para los días monitoreados, se observa un comportamiento variante en los datos, así mismo estos no sobrepasan los límites de control y no tienden a agruparse en una forma particular. El valor máximo registrado para los cloruros fue de 18.00 ppm y el mínimo de 7.20 ppm. El comportamiento variante en los cloruros, al igual que en la conductividad es resultado de la dosificación del biocida cloro, el cual origina un incremento en los cloruros

La figura 5-5(f) muestra el comportamiento de la turbidez para los días monitoreados, la cual se mide en ppm de sílice. Se observa un descenso en los valores registrados para la turbidez, lo cual pudo ser resultado de una disminución en la concentración de los sólidos totales debido a un incremento del agua que se purga, o bien un menor ensuciamiento del agua con productos del sistema de tratamiento químico (biocidas, cloro, NaOH, etc.). El valor máximo reportado fue de 11.70 ppm de sílice y el mínimo de 1.40 ppm de sílice. En la tabla C-5 del anexo C se encuentran los parámetros fisicoquímicos monitoreados.

Figura 5-5 Comportamiento de los parámetros fisicoquímicos realizados al agua de la torre de enfriamiento

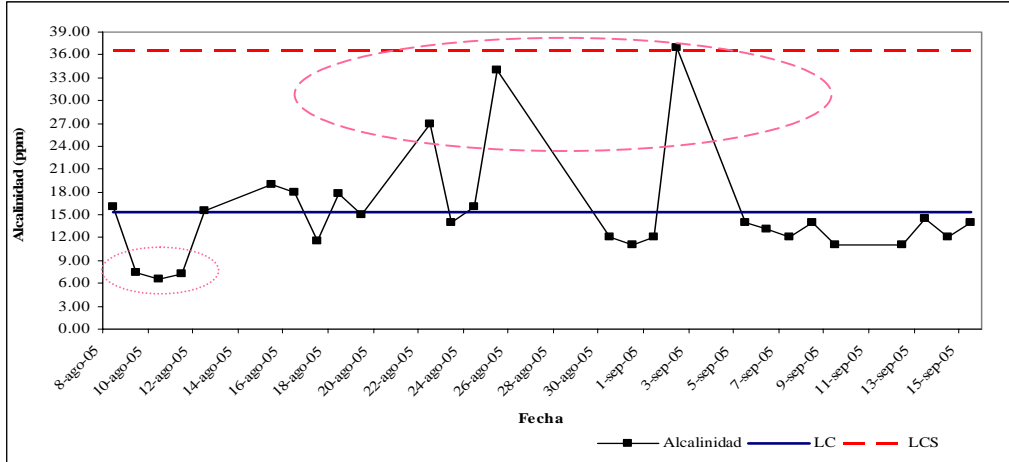


(a) Comportamiento del pH

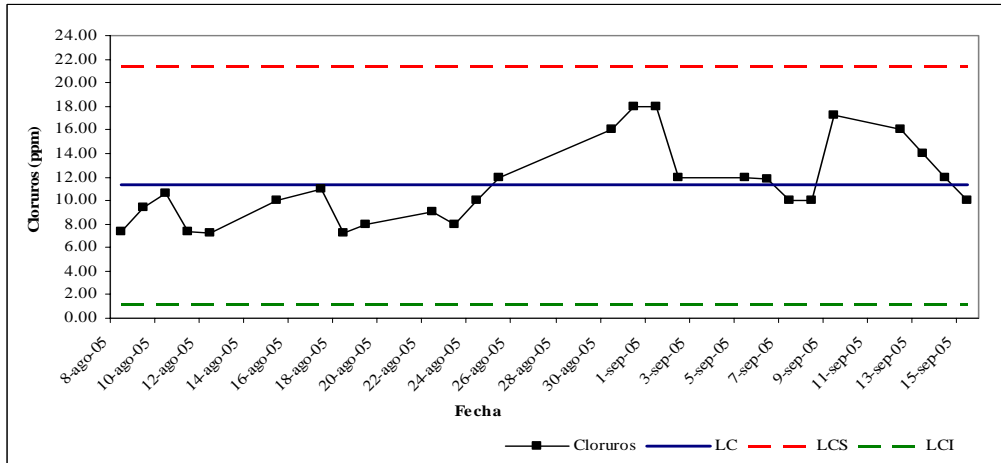


(b) Comportamiento de la conductividad

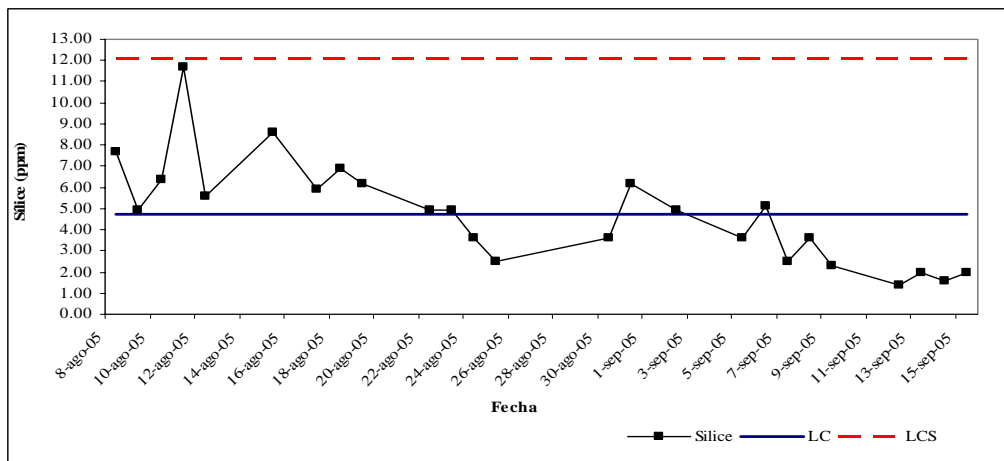
Continuación de la figura 5-5



(c) Comportamiento de la alcalinidad



(d) Comportamiento de los cloruros



(e) Comportamiento de la turbidez

5.3 Influencia de distintos parámetros de operación

5.3.1 Influencia de los parámetros de operación de la turbina y condensador de mezcla en la potencia eléctrica

En la figura 5-6(a) se observa la influencia del flujo de vapor vivo en la potencia eléctrica generada. Teóricamente se muestra que la relación entre ambos parámetros es directamente proporcional, sin embargo se presentaron las siguientes situaciones:

- 1) En el período comprendido entre el 25 de agosto y el 07 de septiembre se presentó estabilidad y proporcionalidad entre ambos parámetros, sin embargo para el período del 16 al 18 de agosto el flujo de vapor vivo permaneció constante mientras que la potencia eléctrica presentó un ligero incremento.
- 2) Para el día 23 de agosto se estableció una relación inversa entre el flujo de vapor y la potencia eléctrica, puesto que el flujo de vapor vivo es similar al período del 24 de agosto al 07 de septiembre ($F_A = 177.009$ ton/h), la potencia eléctrica generada fue menor ($P_{el} = 21.20$ MW).
- 3) Para el período comprendido entre el 08 y 15 de septiembre se presentó una situación similar al caso citado anteriormente.

En la figura 5-6(b) se representa la influencia de la presión del vapor registrada en la cámara de rueda sobre la potencia eléctrica generada. Entre ambos parámetros suele establecerse una relación directa, apreciable en la figura, sin embargo durante el período de evaluación se presentaron eventos anormales:

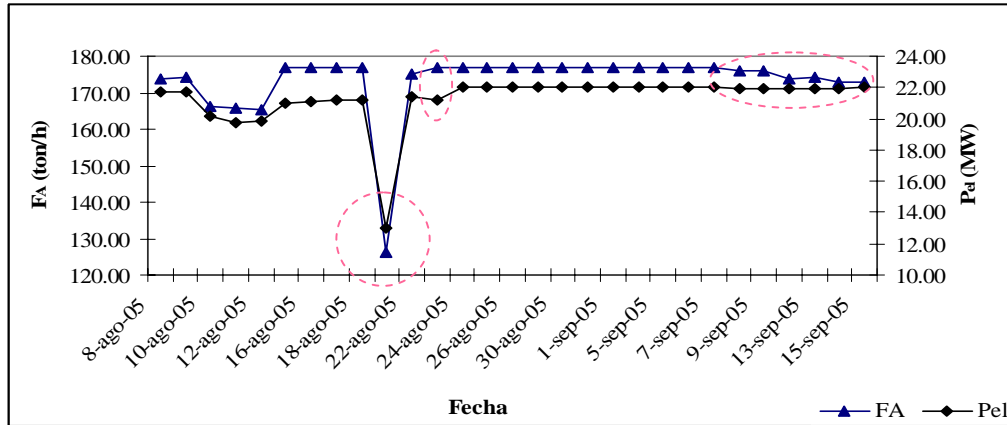
- 1) Para el día 19 de agosto ingresó el menor flujo de vapor vivo, por lo cual se procedió al cierre parcial de las válvulas de regulación lo que redujo considerablemente hasta 1.41 bar la presión en la cámara de rueda afectándose la potencia eléctrica generada ($P_{el} = 13.00$ MW).
- 2) Para el día 23 de agosto a pesar que la presión en la cámara de rueda presenta valores similares a la del período entre el 24 y el 31 de agosto, la potencia eléctrica generada fue menor ($P_{el} = 21.20$ MW) a la del período citado.
- 3) Para el período comprendido entre el 09 y el 15 de septiembre se presentó una disminución en este parámetro, sin embargo la variación en la potencia eléctrica fue nula.

En la figura 5-6(c) se grafica la temperatura del vapor vivo contra la potencia eléctrica. El aumento de la temperatura del vapor vivo influye directamente en la potencia eléctrica, sin embargo la fluctuación de este parámetro es poca no logra apreciarse en la figura.

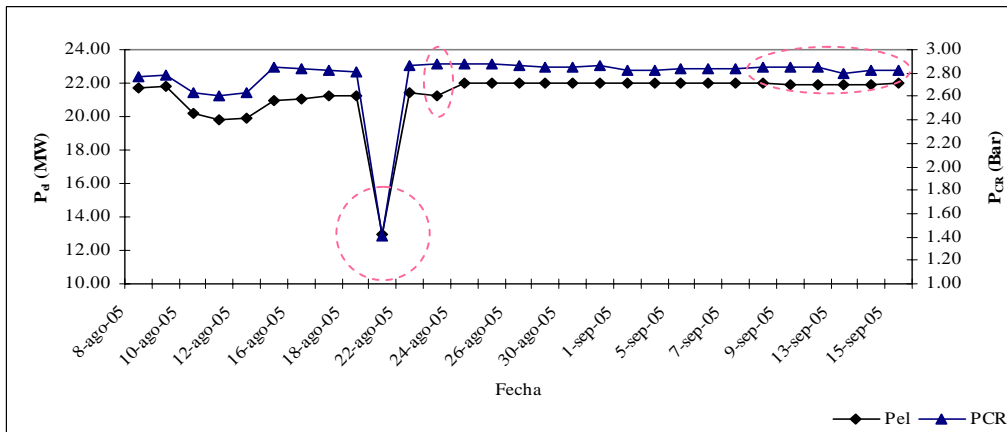
Al analizar la figura 5-6(d) puede observarse la influencia de la presión del vapor agotado en la potencia eléctrica, la bibliografía consultada establece que mientras mas baja sea la presión del vapor agotado la generación de la potencia eléctrica es mayor. Sin embargo, este comportamiento sólo es apreciable para los días encerrados en el círculo que corresponden al período entre el 10 y el 23 de agosto del 2005, período durante el cual estuvo fuera de servicio un ventilador de la torre de enfriamiento. Para el resto de los días monitoreados se observa que la fluctuación de la presión del vapor agotado no ejerce mayor

influencia sobre la potencia eléctrica generada, ya que esta última presenta un comportamiento casi constante.

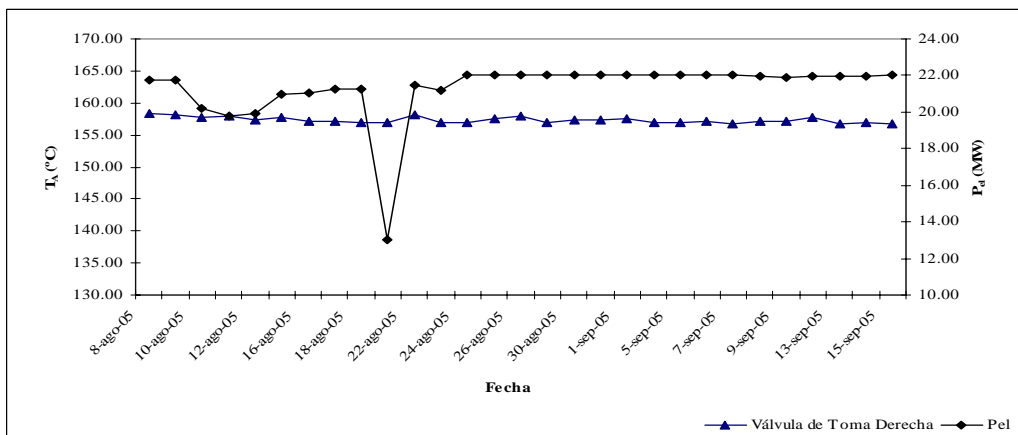
Figura 5-6 Influencia de distintos parámetros de operación de la turbina en la potencia eléctrica



(a) Potencia Eléctrica vs. Flujo del vapor vivo

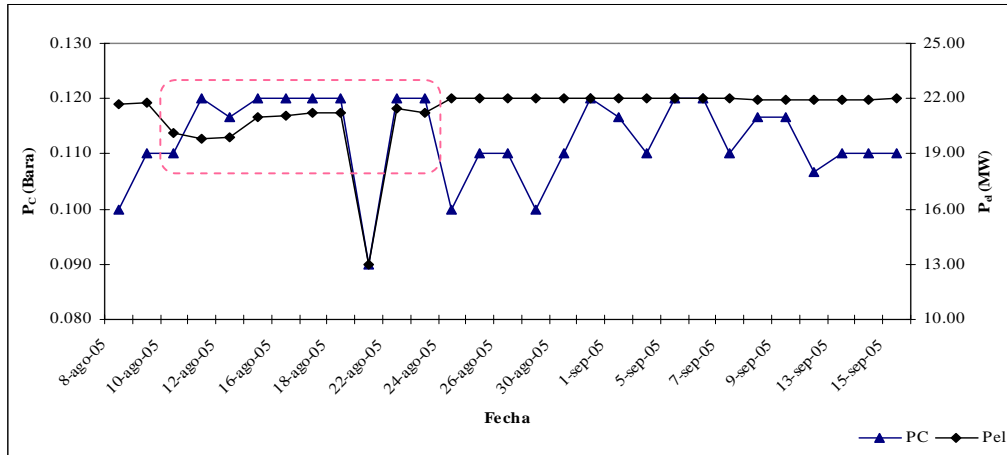


(b) Potencia Eléctrica vs. Presión del vapor en la cámara de rueda



(c) Potencia Eléctrica vs. Temperatura del vapor vivo

Continuación de la figura 5-6

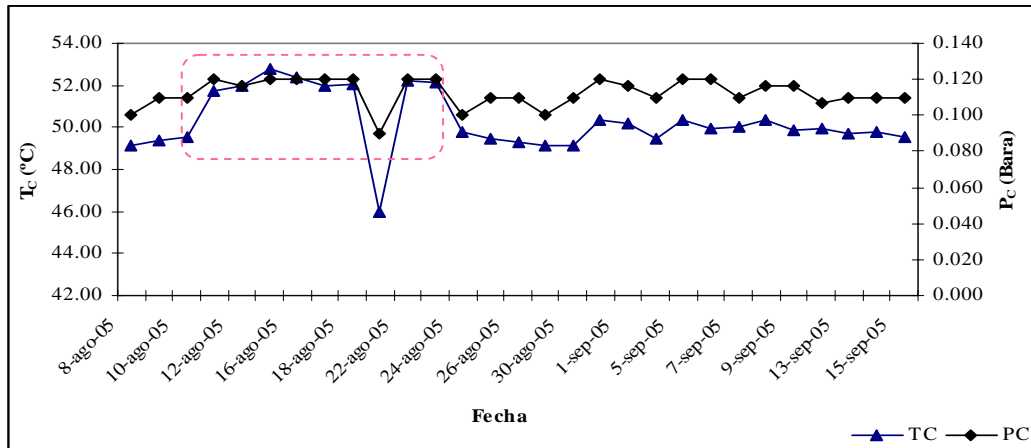


(d) Potencia eléctrica vs. Presión de condensación

5.3.2 Influencia de los parámetros de operación del condensador de mezcla en la presión de condensación

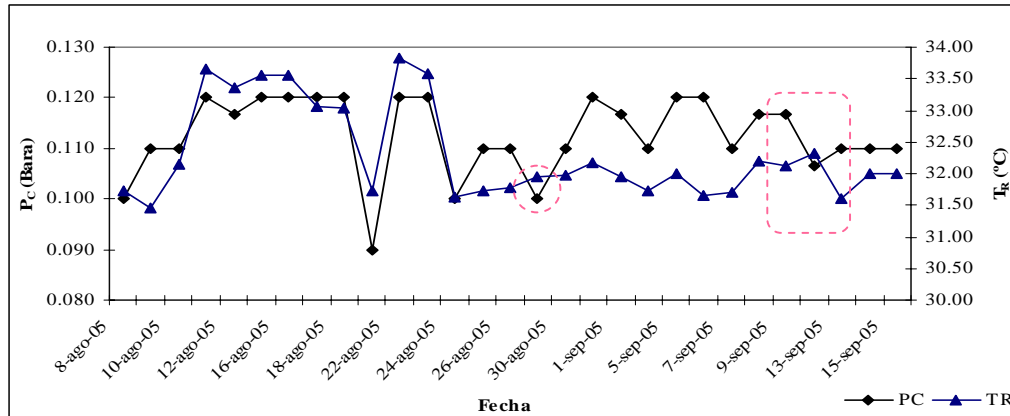
En la figura 5-7(a) se muestra la relación establecida entre la temperatura del vapor agotado y la presión de condensación. Según la teoría, el incremento en la temperatura del vapor agotado conlleva a un incremento paralelo en la presión de condensación, provocando esta situación pérdidas eléctricas. Este escenario se presentó durante el período del 10 al 23 de agosto cuando el ventilador 2D de la torre de enfriamiento se encontró fuera de servicio.

Figura 5-7 Influencia de distintos parámetros de operación del condensador de mezcla en la presión de condensación



(a) Presión de condensación vs. Temperatura del vapor agotado

Continuación de la figura 5-7



(b) Presión de condensación vs. Temperatura de agua de enfriamiento

En la figura 5-7(b) puede observarse la relación establecida entre ambos parámetros la cual es directamente proporcional, en la figura se aprecia que a medida que la temperatura del agua de enfriamiento incrementa, la presión de condensación aumenta lo que conlleva a pérdidas eléctricas por bajo vacío en el condensador. Para los días 29 de agosto, 09 y 13 de septiembre (puntos encerrados por círculos) puede observarse sin embargo que la temperatura tiende a disminuir y la presión de condensación aumenta, esta situación podría ser causa de la acumulación de los gases no condensables en el condensador, el nivel operacional en el condensador y el flujo de agua de enfriamiento que ingresa a este equipo.

5.4 Rendimiento en turbina de vapor y torre de enfriamiento

5.4.1 Rendimiento en turbina de vapor

Como se mencionó anteriormente en la turbina se determinaron diversos tipos de rendimientos: eléctrico absoluto, mecánico, generador eléctrico, térmico teórico y relativo interno. Además se determinaron índices específicos tales como: consumo específico de vapor y de calor. A continuación se presentan los resultados obtenidos mediante gráficos, las tablas que contienen los resultados de cada uno de los rendimientos calculados para la turbina de vapor se encuentran en el *Anexo D*. En el *Anexo E-1* se encuentran calculados los diversos rendimientos a partir de los datos de diseño.

En la figura 5-8(a) se representan los resultados obtenidos diariamente para el rendimiento eléctrico absoluto (*Véase Anexo D-1*). El máximo valor registrado corresponde a 0.180 mientras que el mínimo valor es 0.145 con un promedio de 0.17. Debido a que el flujo de vapor que ingresa a la turbina es reducido y los parámetros actuales de presión y temperatura del vapor son menores con respecto a los de diseño, los valores obtenidos de $\eta_{el.a}$ no superan el rendimiento calculado a máxima carga, esto es $\eta_{el.a \text{ diseño}} = 0.187$. A continuación se citan algunas situaciones que se presentaron:

- 1) Los puntos encerrados dentro de círculos de línea discontinua muestran un ingreso alto de flujo de vapor vivo ($F_A = 177.009 \text{ ton/h}$), sin embargo el consumo específico de

vapor fue mayor puesto que la presión del vapor agotado registrada para los días citados fue alta, esto afectó porque la potencia eléctrica generada fue menor si se compara con otros días en los cuales ingresó igual flujo de vapor. Para el resto de los días el consumo específico de vapor fue menor (Véase Anexo D, Tabla D.1), se evidencia un incremento paralelo de la potencia generada y del valor obtenido de $\eta_{el.a}$

- 2) El mínimo valor obtenido corresponde al día 19 de agosto donde el flujo de vapor vivo ingresado a la turbina fue el más bajo al comparar con el resto, las válvulas de regulación se estrangulaban (Véase Anexo C.1), por lo que la presión del vapor en la cámara de rueda registrada para el mismo día corresponde a 1.41 bar, como consecuencia de estos factores se originaron pérdidas eléctricas que se evidencia en la potencia eléctrica generada para el mismo día.

En la figura 5-8(b) se muestran los resultados referidos al rendimiento mecánico (Véase Anexo D, Tabla D-2), se observa poca variabilidad en los puntos, todos los valores de rendimiento mecánico se encuentran dentro del rango teórico establecido. El máximo valor registrado corresponde a 0.991 y además es igual al valor promedio obtenido, por último el mínimo valor corresponde a 0.985. Puede observarse que el rendimiento mecánico promedio durante todo el período de evaluación representa aproximadamente el 99.70% del rendimiento mecánico calculado a condiciones de diseño ($\eta_{m \text{ diseño}} = 0.994$). Debido a que el η_m varía con la carga esto podría justificar el hecho de que para algunos días en particular: 10, 11, 12 y 19 de agosto (encerrados en círculos) los valores obtenidos de η_m sean menores.

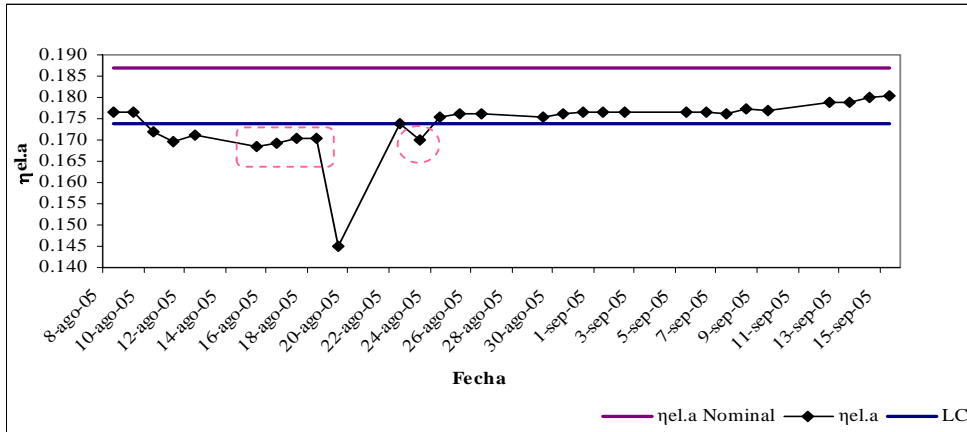
En la figura 5-8(c) se observa que el promedio obtenido coincide con el valor de $\eta_{g.el}$ a condiciones de diseño, esto es $\eta_{g.el \text{ diseño}} = 0.975$. Los puntos graficados muestran un comportamiento estable, además todos se localizan dentro de los límites teóricos. El valor más alto de $\eta_{g.el}$ encerrado mediante un círculo es para el día 19 de agosto, aunque la potencia eléctrica generada fue la menor en comparación con los demás días esto produjo menores pérdidas eléctricas en el generador eléctrico para el día citado (Véase Anexo D, Tabla D-3).

Los resultados obtenidos durante el período de evaluación del η_t se representan en la figura 5-8(d), en los puntos graficados se observa mucha variabilidad (Véase Anexo D, Tabla D-4). Ninguno de los valores obtenidos alcanzó el η_t calculado a condiciones nominales ($\eta_{t \text{ diseño}} = 0.227$). El máximo valor registrado corresponde a 0.216, el mínimo valor fue de 0.189 y el promedio corresponde a 0.21. Los puntos limitados por el primer rectángulo (período del 10 al 23 de agosto) corresponden a valores bajos de η_t como consecuencia de un incremento en la presión del vapor agotado por inconvenientes presentados en uno de los ventiladores de la torre de enfriamiento. Los puntos seleccionados por el segundo rectángulo (período del 01 al 09 de septiembre) también presentan valores bajos de η_t que también podrían estar relacionados con el incremento de la presión del vapor agotado, lo cual puede apreciarse en la misma figura.

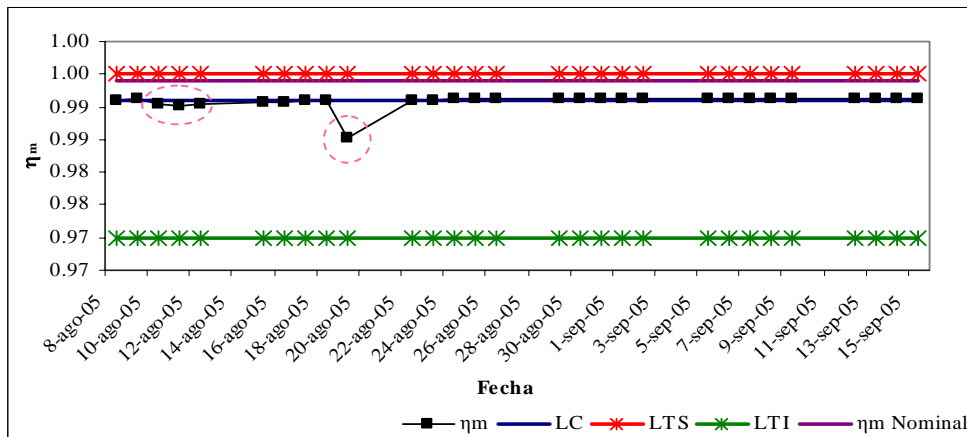
El comportamiento del rendimiento relativo interno durante el período de evaluación se presenta en la figura 5-8(e), se observa mucha fluctuación en los puntos graficados. (Véase Anexo D, Tabla D-5). El máximo valor de η_{ri} fue de 0.893, el mínimo de 0.795 y el promedio corresponde a 0.865. A partir de esta figura, se dedujo que el 72 % de los puntos graficados representan valores mayores al η_{ri} calculado a condiciones de diseño, esto es $\eta_{ri \text{ diseño}} = 0.853$.

Según la ecuación 3.17 el η_{ri} depende de la relación entre el $\eta_{el.a}$ y el η_t puesto que los otros rendimientos: η_m y $\eta_{g.el}$ presentan poca variabilidad. Entre el η_t y el η_{ri} se establece una relación inversamente proporcional como se puede observar al comparar las figuras 5-8 (d) y (e). Por ejemplo para los puntos encerrados en el círculo, del 08 al 15 de septiembre, se observa un comportamiento creciente de η_{ri} a consecuencia de una disminución de η_t y un ascenso de $\eta_{el.a}$, véase la figura 5-8(a).

Figura 5-8 Comportamiento de los rendimientos obtenidos para la turbina de vapor

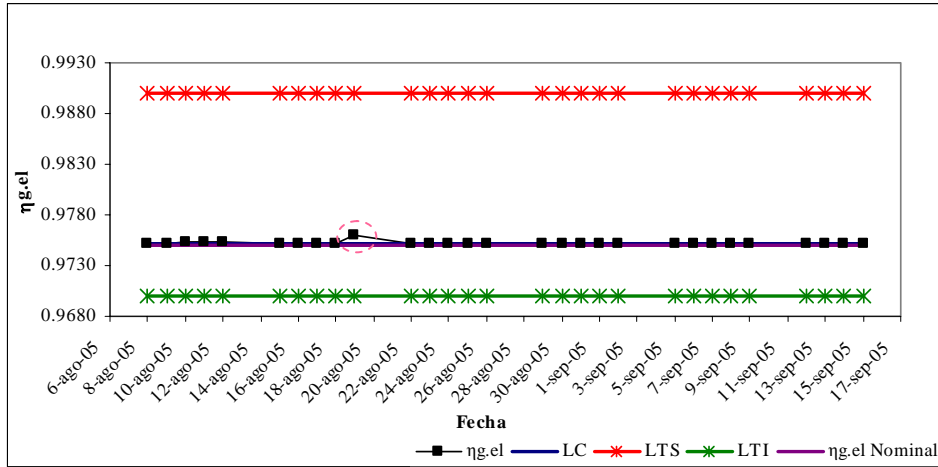


(a) Rendimiento eléctrico absoluto

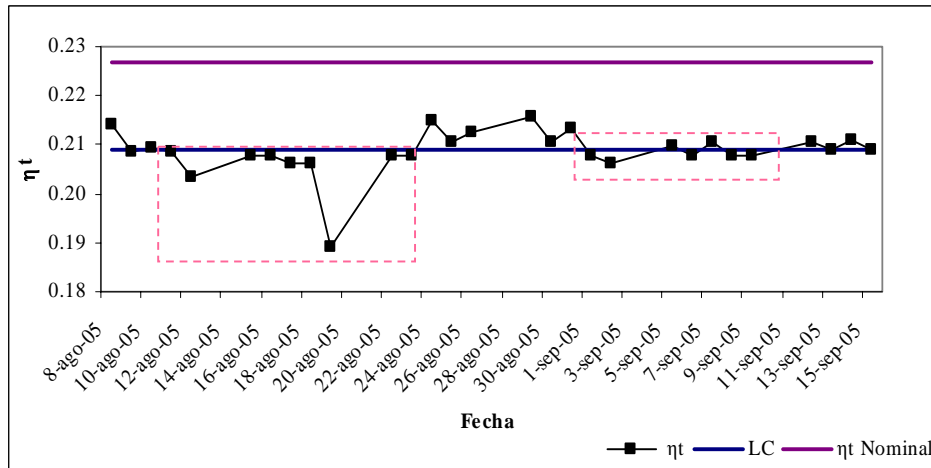


(b) Rendimiento mecánico

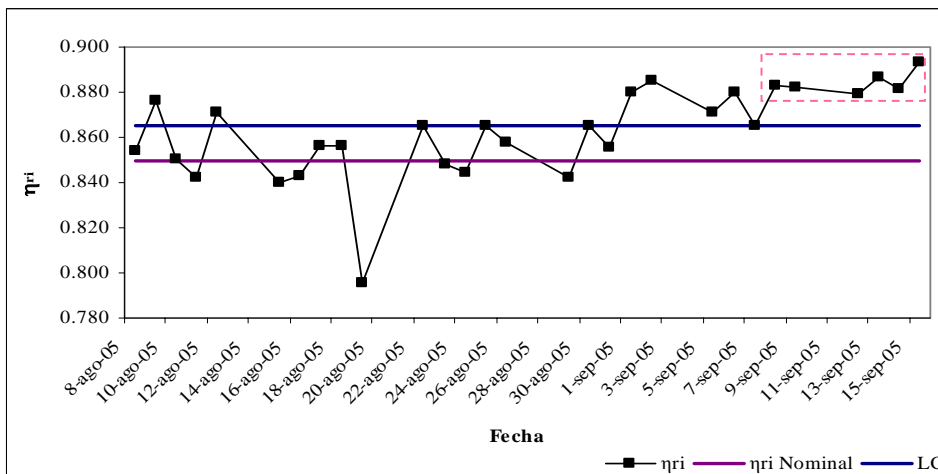
Continuación de la figura 5-8



(c) Rendimiento del generador eléctrico



(d) Comportamiento del rendimiento térmico teórico



(e) Rendimiento relativo interno

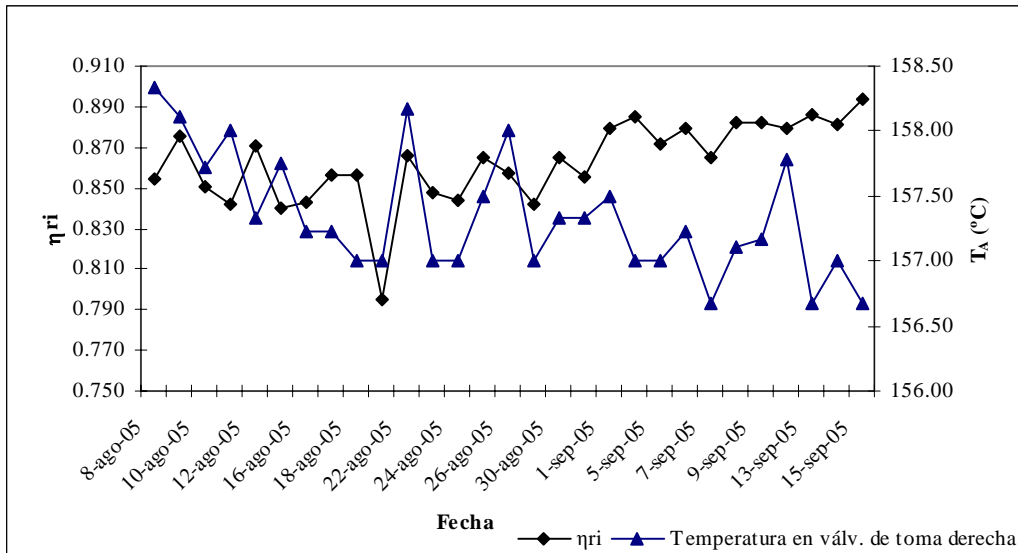
-Influencia de la temperatura del vapor vivo, de la presión del vapor en la cámara de rueda y de la presión del vapor agotado en el rendimiento relativo interno

En la figura 5-10(a) se muestra la temperatura del vapor vivo y su posible influencia en el η_{ri} . Para el vapor húmedo, la presión y la temperatura no son parámetros termodinámicos independientes, sin embargo la temperatura del vapor vivo no influye apreciablemente, puesto que la variación del η_{ri} obedece a otros factores y la temperatura del vapor vivo es un parámetro que presenta fluctuación durante todo el período de evaluación.

En la figura 5-9(b) se muestra la influencia de la presión del vapor en la cámara de rueda sobre el η_{ri} . Entre ambos se establece una relación directa, puesto que al disminuir la presión del vapor en la cámara de rueda esto conduce a una disminución en el rendimiento relativo interno, lo cual se aprecia para el día 19 de agosto.

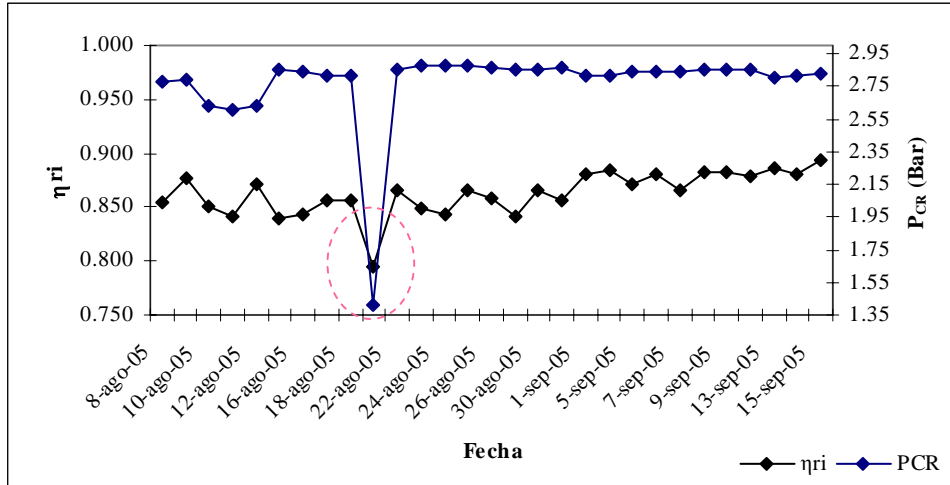
En la figura 5-9(c) se observa la influencia de la presión del vapor agotado en el η_{ri} , la influencia de la presión del vapor agotado se hace evidente en el η_{ri} obtenido en el período comprendido entre el 10 y 23 de agosto durante el cual sólo 3 de los 4 ventiladores de la torre de enfriamiento se encontraban en servicio. Para el resto de los días, la variación de la presión del vapor agotado es notable pero su influencia sobre el η_{ri} es menos apreciable.

Figura 5-9 Influencia de la temperatura del vapor vivo, de la presión del vapor en la cámara de rueda y de la presión del vapor agotado en el η_{ri}

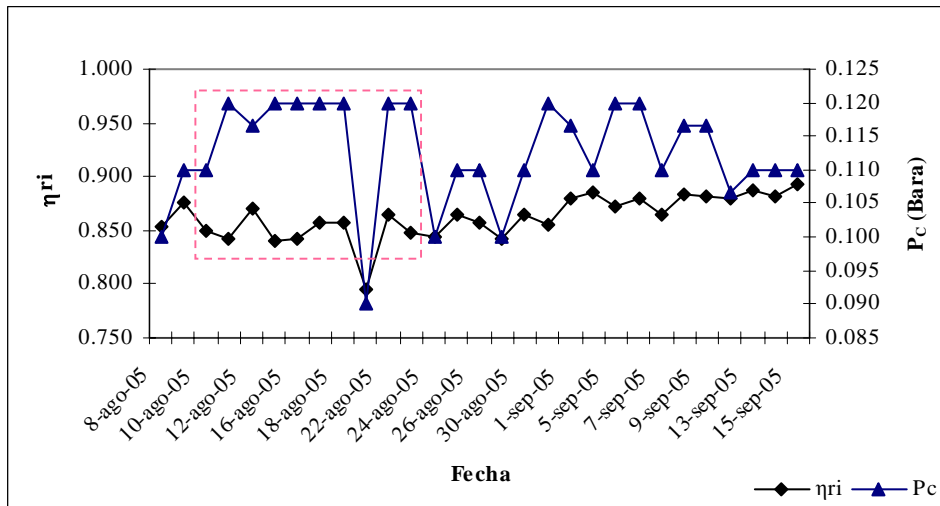


(a) Temperatura del vapor vivo vs. Rendimiento relativo interno

Continuación de la figura 5-9



(b) Presión del vapor en la cámara de rueda vs. Rendimiento relativo interno



(c) Presión del vapor agotado vs. Rendimiento relativo interno

5.4.2 Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento y eficiencia de enfriamiento de la torre de enfriamiento

5.4.2.1 Rendimiento de la capacidad actual de enfriamiento

En primera instancia, se planteó determinar la capacidad de enfriamiento por el método del criterio de Merkel, sin embargo al verificar la desviación permitida por el código Cooling Technology Institute entre los valores de diseño y los de prueba, se encontró que los datos monitoreados para el flujo de agua que ingresa a la torre de enfriamiento y el salto térmico, no cumplen con los límites de aceptación marcados por el CTI para aceptar la prueba de comportamiento (ver tabla 3-3), lo cual se muestra en las siguientes figuras:

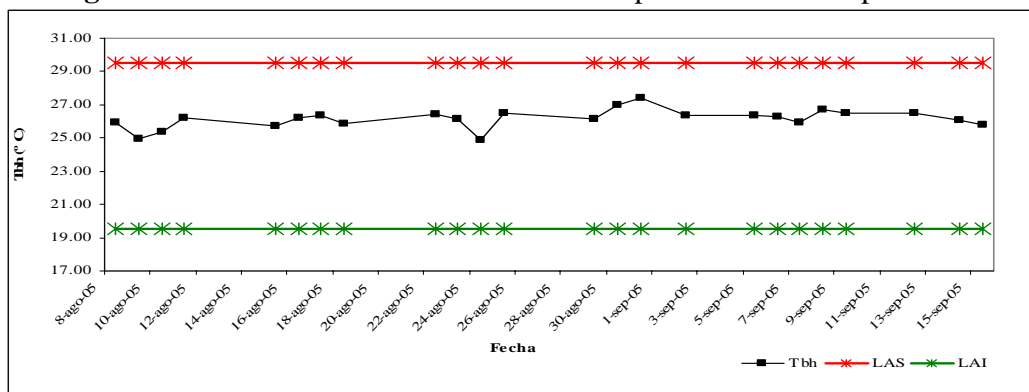
En la figura 5-10(a) se presenta el comportamiento de la temperatura de bulbo húmedo para los días monitoreados. Se puede observar que el 100% de los datos se encuentran dentro de los límites de aceptación marcados por el CTI.

En el análisis del comportamiento del caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento, el cual se presenta en la figura 5-10(b) se tiene que solo el 58.33% de los datos monitoreados se encuentran dentro de los límites de aceptación para la prueba, ya que el caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento ha presentado una disminución con respecto a las condiciones de diseño debido a la disminución en la producción de vapor geotérmico.

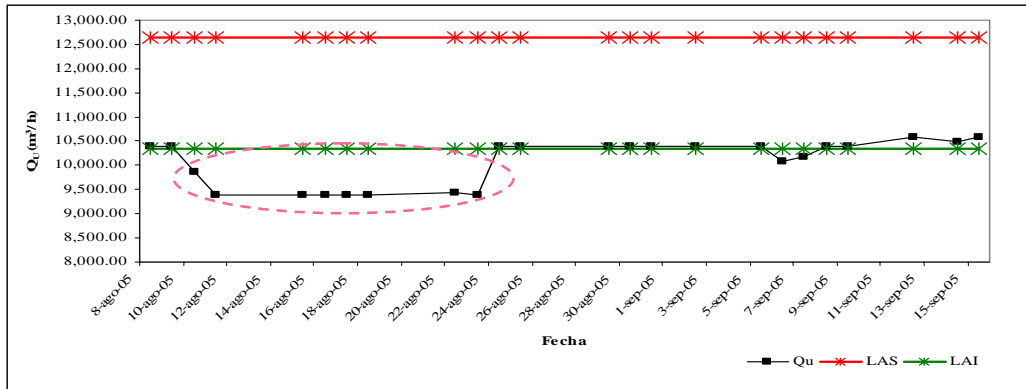
Otra variable analizada fue el salto térmico, se puede observar en la figura 5-10(c) la cual muestra los valores de salto térmico vs. los días monitoreados, que el 100% de los datos se encuentran por debajo de los límites de aceptación para la prueba de comportamiento, esto se debe a que la carga térmica en la torre de enfriamiento ha disminuido, ya que la temperatura del agua caliente paso de 48° C (valor de diseño) a un valor promedio de los datos monitoreados de 42.3 °C.

Por lo antes expuesto ya que el 100% de los datos monitoreados para el salto térmico y el 41.67 % para el caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento no cumplen con los límites de aceptación no se aplica la prueba de comportamiento por el criterio de Merkel, lo que también es válido para el método por las curvas de comportamiento y por el método de balance térmico, ya que si se toman valores de las variables en la prueba de comportamiento que están fuera de los límites de aceptación, los resultados obtenidos de la capacidad de enfriamiento con estos valores, no serán representativos del comportamiento de la torre a condiciones de diseño.

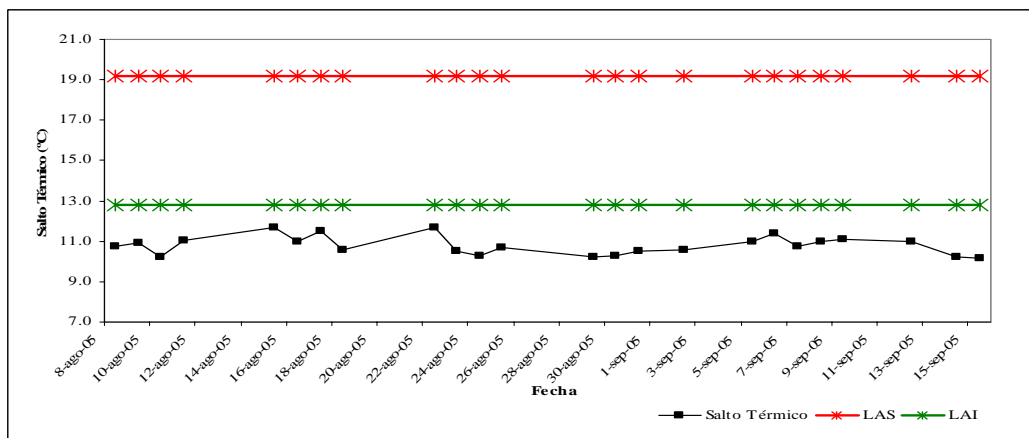
Figura 5-10 Verificación de los límites de aceptación marcados por el CTI



(a) Temperatura de bulbo húmedo



(b) Caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento



(c) Salto térmico

5.4.2.2 Eficiencia de enfriamiento

Los resultados obtenidos para la eficiencia de enfriamiento se presentan en el *Anexo D Tabla D-7*. La figura 5-11(a) muestra los datos de eficiencia de enfriamiento vs. el $(T_U - T_{bh})$ para los días monitoreados. Se obtuvo un promedio para la eficiencia de enfriamiento de 66.97% que al compararlo con el valor de diseño el cual corresponde a 68.1 %, se observa que la eficiencia de enfriamiento no ha presentado una significativa disminución. El cálculo de la eficiencia de enfriamiento (ecuación 3.31) en general incrementa cuando $(T_U - T_{bh})$ disminuye, sin embargo existen datos en los que no se da este comportamiento, los cuales pudieron verse afectados por:

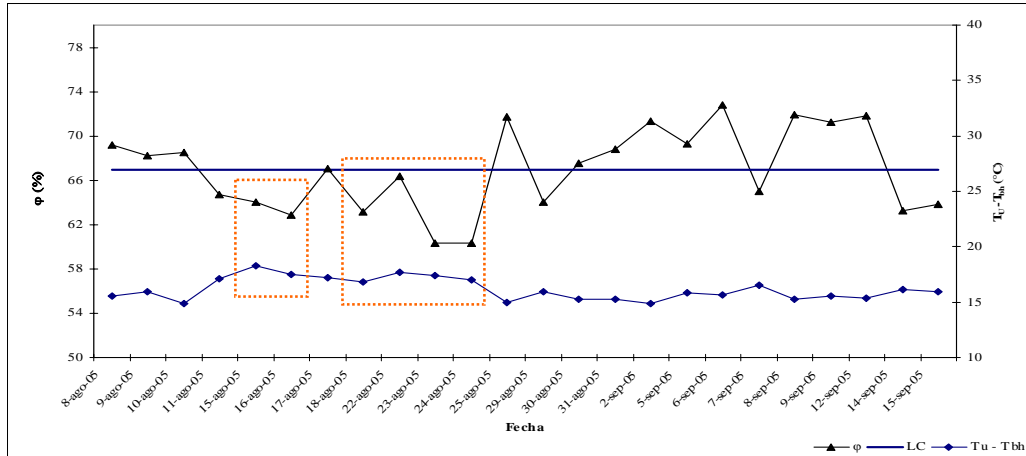
- 1) Una disminución en la carga térmica del caudal de agua que ingresan a la torre.
- 2) Disminución en la temperatura de bulbo húmedo.

Se evidencia la disminución en la eficiencia para los días en que estuvo fuera de servicio el ventilador de la celda 2D.

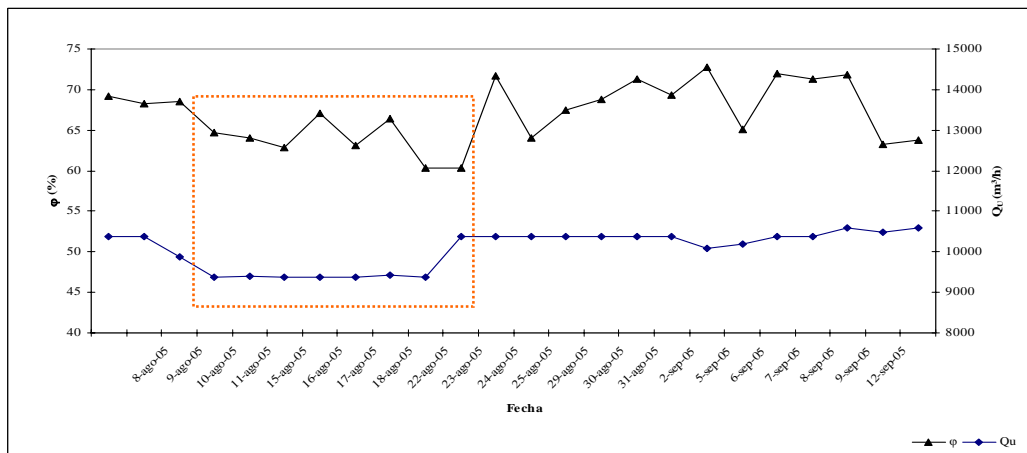
En la figura 5-11(b) se presenta para los días monitoreados el comportamiento de la eficiencia de enfriamiento con respecto al caudal de agua a enfriar. Se observa que existe efecto directo de este parámetro en los resultados para la eficiencia de enfriamiento, ya que para el período en que el caudal de agua presentó una disminución la eficiencia también

disminuyó, sin embargo para los siguientes días en que el caudal incrementa y se mantiene constante, la eficiencia también aumenta pero con mucha fluctuación, es decir el mayor efecto lo ejerce por la carga térmica del caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento.

Figura 5-11 Influencias en la eficiencia de enfriamiento



a) Eficiencia de enfriamiento vs. $(T_U - T_{bh})$



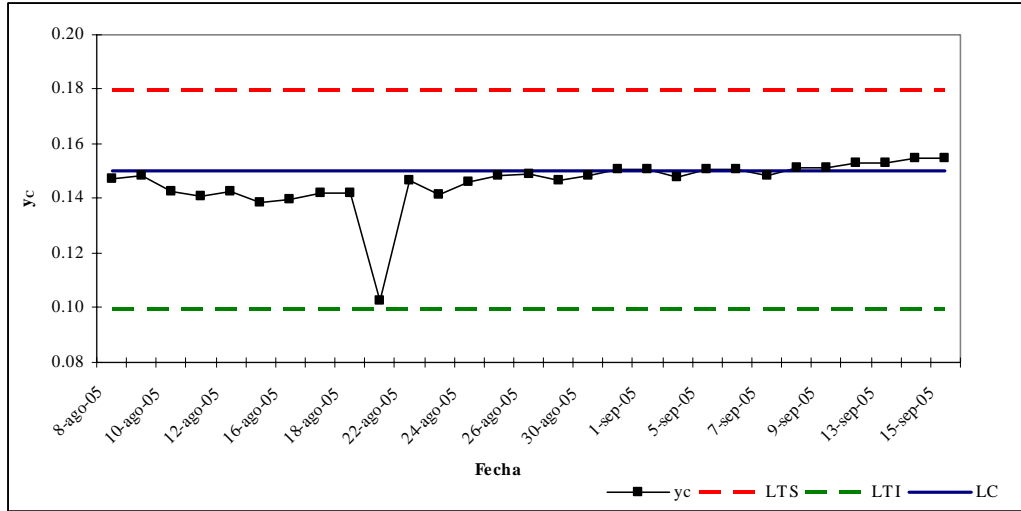
b) Eficiencia de enfriamiento vs. Caudal de agua a enfriar

5.5 Resultados de los balances másicos y energéticos

5.5.1 Resultado del balance aplicado para determinar la humedad del vapor agotado

En la figura 5-12, se presenta la humedad del vapor agotado (y_c) calculado para todo el período de evaluación, todos los puntos se encuentran localizados dentro de los límites teóricos establecidos. Se registraron los valores máximo, mínimo y promedio que corresponden a 0.15, 0.10 y 0.15 respectivamente. La tabla con estos resultados se puede encontrar en el *Anexo D Tabla D.6*. La mayoría de los puntos se encuentran cerca de la línea central sólo se observa un punto lejano de la línea central como consecuencia de las condiciones de operación para el día 19 de agosto.

Figura 5-12 Comportamiento de la humedad del vapor agotado



En la tabla 5-5 se presentan los valores obtenidos para las corrientes desconocidas según procedimiento presentado en la metodología.

Tabla 5-5 Corrientes calculadas a través de balances de materia

Fecha	Caudal de agua de enfriamiento, Q_R (m ³ /h)	Flujo másico de GNC descargados a la atmósfera, F_H (ton/h)	Flujo másico de gases que ingresan al Sistema de extracción de gases, F_G (ton/h)
31-ago-05	9,551.96	1.8088	1.7984
2-sep-05	9,542.99	1.6870	1.6755
5-sep-05	9,532.11	1.8092	1.7977
6-sep-05	9,236.14	1.8108	1.7977
12-sep-05	9,727.82	1.7724	1.7634

La figura 5-13 (a) muestra los valores del flujo de agua de enfriamiento obtenidos mediante la ecuación 4.20. Los puntos marcados por círculo presentan un comportamiento en particular ya que ambos se encuentran alejados del promedio obtenido, el cual corresponde a 9518.20 m³/h.

Para el día 06 de septiembre se registró el mínimo valor de caudal de agua de enfriamiento que ingresó al condensador de mezcla como consecuencia de una disminución en el flujo de agua enviado por las bombas pozo caliente a la torre de enfriamiento además que el caudal de agua evaporada para el mismo día presentó un incremento (similar situación se presentó para el día anterior), en comparación al resto de los días analizados.

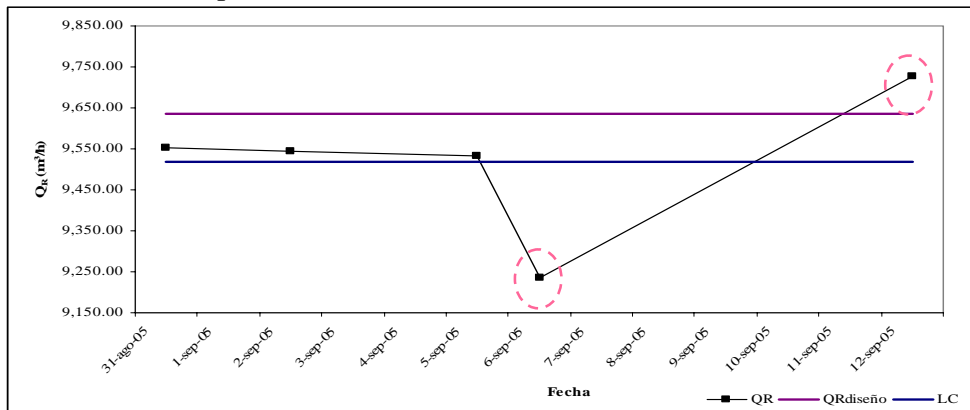
Por el contrario, para el día 12 de septiembre ingresó al condensador de mezcla el máximo valor registrado de flujo de agua de enfriamiento, superando el valor de diseño. Esto se

debe a que el flujo enviado a la torre de enfriamiento representa el valor más alto probablemente con el objetivo de controlar el nivel operacional de agua en el condensador.

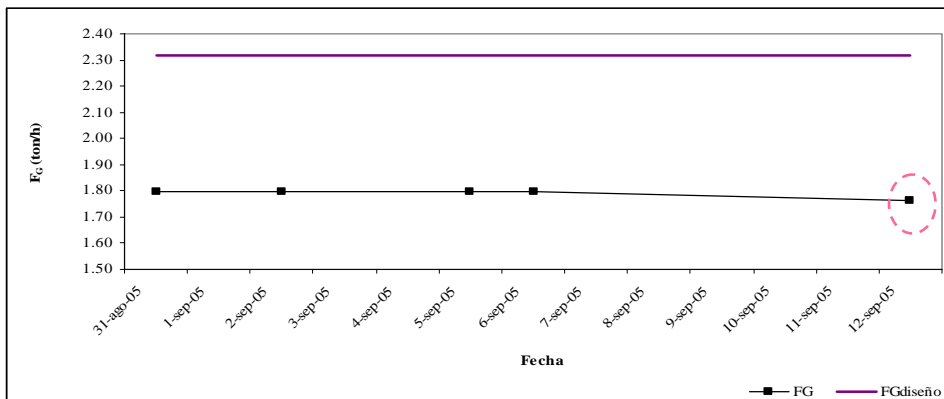
En la figura 5-13 (b) se presentan los valores obtenidos mediante la ecuación 4.25 para el flujo de gases no condensables que ingresan al eyector primario, los puntos presentan un comportamiento estable a excepción del día 12 de septiembre como consecuencia de una reducción en el flujo de vapor que ingresó a la turbina. El flujo promedio obtenido representa un 77% del valor de diseño debido a la disminución en la producción de vapor del campo geotérmico.

En la figura 5-13 (c) se puede observar el comportamiento del flujo de gases no condensables descargados a la atmósfera calculado a través de la ecuación 4.22. En general, los valores obtenidos presentan un comportamiento similar al de la figura 5-13 (b) ya que este resultado depende del flujo de vapor que ingresa a la turbina. Por otro lado, puede observarse que ninguno de los puntos alcanza el valor de diseño puesto que la producción del campo ha disminuido considerablemente.

Figura 5-13 Comportamiento de los flujos calculados a partir del balance de materia aplicado en la Planta Geotérmica Momotombo

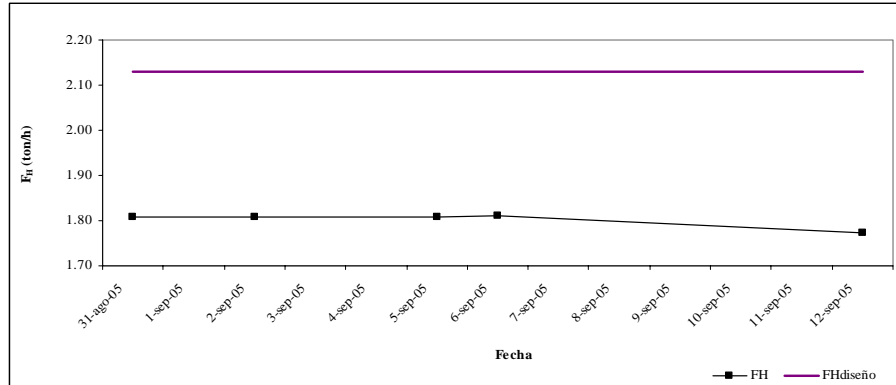


(a) Comportamiento del flujo de agua de enfriamiento



(b) Comportamiento del flujo de gases no condensables que ingresan al eyector primario

Continuación de la figura 5-13



(c) Comportamiento del flujo de gases no condensables descargados a la atmósfera

5.5.2 Resultados del balance energético aplicado en el condensador de mezcla

El balance energético aplicado en el condensador de mezcla permitió determinar el calor removido por el agua de enfriamiento, en la tabla 5-6 se muestran los resultados para algunos días del período de registro de datos y para las condiciones de diseño.

Tabla 5-6 Calor removido en el condensador de mezcla

Fecha	F_C (kg/h)	H_C (kJ/kg)	H_V^C (kJ/kg)	H_M (kJ/kg)	H_{VL}^C (kJ/kg)	Q (kJ/h)
31-ago-05	176,318.66	2,280.09	2,592	209.3	2,383	402,075,788
2-sep-05	176,318.66	2,281.09	2,589	201	2,388	402,199,202
5-sep-05	176,318.66	2,280.09	2,592	209.3	2,383	402,075,790
6-sep-05	176,318.66	2,280.09	2,592	209.3	2,383	402,075,790
12-sep-05	172,959.82	2,272.52	2,589	201	2,388	393,055,066
Diseño	263,094.91	2269.75	2594	213.5	2,380	597,028.113

5.5.3 Resultados del balance energético aplicado en la torre de enfriamiento

La tabla 5-7 se presentan los resultados del balance energético aplicado en la torre de enfriamiento durante 4 días, este permitió el cálculo de propiedades del aire a la salida de la torre.

Tabla 5-7 Temperatura del aire a la salida

Fecha	T_{J2} (°C)	H_{J2} (kJ/ kg aire seco)	F_J (kg aire seco/h)
31-ago-05	35.1	129.38	10,670,006.3
2-sep-05	35.4	131.36	9,248,750.3
5-sep-05	34.7	126.73	10,594,619.0
6-sep-05	35.3	131.23	9,689,519.4
Diseño	38.6	154.6	9,584,640.0

VI. CONCLUSIONES

- El diagnóstico visual realizado a los equipos de estudio manifiesta que la mayoría de los equipos evaluados presentan buenas condiciones en su estructura física.
- La mayoría de los parámetros de operación monitoreados durante el período de evaluación para la turbina de vapor, condensador de mezcla, sistema de extracción de gases y torre de enfriamiento se encuentran por debajo de sus respectivos valores de diseño debido al comportamiento actual del reservorio geotérmico. A excepción de los parámetros de temperatura del agua de enfriamiento y temperatura de bulbo húmedo para los cuales se registraron valores por encima de sus respectivos datos de diseño.
- El comportamiento de los parámetros monitoreados para los equipos con respecto a los gráficos de control muestra que estos operan bajo condiciones de control y el proceso puede considerarse estable. A excepción de los parámetros del sistema de control del agua tales como: alcalinidad y turbidez los cuales presentaron mucha fluctuación.
- Los parámetros de operación que influyen apreciablemente en la potencia eléctrica generada corresponden al flujo del vapor vivo, presión del vapor en la cámara de rueda y la presión del vapor agotado.
- Durante el período de evaluación la Planta Geotérmica Momotombo generó un promedio de 21.58 MW, es decir que se encontraba operando aproximadamente un 31% de su capacidad de diseño.
- Para la turbina de vapor los valores promedios de rendimientos: eléctrico absoluto, mecánico, del generador eléctrico, térmico teórico y relativo interno son: 0.17, 0.99, 0.98, 0.21 y 0.86 respectivamente. Al compararlos con sus valores teóricos se puede concluir que operan dentro de un rango aceptable.
- La torre de enfriamiento operó durante el monitoreo un caudal de agua a enfriar promedio de 10,075.69 m³/h, lo cual equivale a un 87.6 % del caudal de agua de diseño.
- La temperatura del agua fría osciló entre 30.0 y 33.01 °C durante el período de evaluación, es decir que el parámetro de temperatura en general esta cumpliendo con los requerimientos de diseño del proceso ($T_{R \text{ diseño}} = 32 \text{ °C}$).
- No se determinó la capacidad de enfriamiento actual de la torre de enfriamiento por el criterio de Merkel, ya que el 100 % de los datos obtenidos para el salto térmico y el 41.67 % para el caudal de agua a enfriar no cumplen con los límites de aceptación para la prueba de comportamiento.
- La eficiencia de enfriamiento de la torre osciló entre el 60 y 72 %.

VII. RECOMENDACIONES

- Instalar un medidor para contabilizar el flujo de gases no condensables que ingresa al sistema de extracción de gases.
- Instalar medidores de temperatura a la salida de los condensadores barométricos.
- Calibrar todos los equipos de medición instalados en la Planta Geotérmica Momotombo.
- Reparar las fisuras que presenta la estructura exterior de la torre de enfriamiento y así lograr disminuir las pérdidas de agua por arrastre y futuros efectos negativos en la eficiencia de enfriamiento del equipo.
- Reemplazar las secciones dañadas del piso del ventilador por plywood debidamente tratado (Tratamiento a presión a base de sales siguiendo los lineamientos del CTI y de la AWPA²¹).
- Cambiar las secciones empacadas que se encuentran rotas o dobladas por otras del mismo tipo. Es conveniente asegurarse de que el nuevo tipo de relleno haya sido probado en equipos en operación y realizar el cambio en secciones completas para así poder comparar las bondades del nuevo empaque instalado.
- Realizar un estudio de factibilidad económico para la exploración y perforación de nuevos pozos productivos, así como valorar la recuperación mediante tratamiento mecánico y químico de los pozos que no están siendo explotados en el campo geotérmico Momotombo, ya que esto representaría un incremento en la producción de vapor y en la eficiencia de la planta.
- Realizar un estudio de factibilidad técnico económico para rediseñar el sistema de extracción de gases con la sustitución de eyectores de vapor por compresores y de esta manera utilizar el vapor para la producción de energía eléctrica.
- Para disminuir el impacto ambiental originado por la emisión continua de CO₂ se recomienda realizar un estudio de factibilidad técnico económico para la instalación de una planta procesadora de este gas .

²¹ American Wood Pretreatment Association

VIII. NOMENCLATURA

<i>Simbología</i>	<i>Significado</i>	<i>Unidades</i>
<i>A</i>	Amperaje del motor del ventilador, área	Amperios, m^2
<i>a</i>	Superficie interfacial específica basada en el volumen de la sección empacada	m^2 / m^3
<i>C</i>	Calor Húmedo, concentración	$\frac{kJ}{kg^\circ C}, \frac{mg}{L}$
<i>c</i>	Capacidad calorífica	$\frac{kJ}{kg^\circ C}$
<i>d</i>	Promedio diario de los parámetros monitoreados, diámetro, consumo específico	m, $\frac{kg}{kW h}$
<i>E</i>	Energía	$\frac{kJ}{h}$
<i>F</i>	Flujo másico	$\frac{ton}{h}$
<i>FP</i>	Factor de potencia	Adimensional
<i>H</i>	Entalpía	$\frac{kJ}{kg}$
<i>J'</i>	Velocidad másica por unidad de área de la sección transversal y por hora para el aire exento de vapor	$\frac{kg}{h.m^2}$
<i>K</i>	Coefficiente global de transferencia de masa	Adimensional
<i>L'</i>	Velocidad másica por unidad de área de la sección transversal y por hora para el líquido	$\frac{kg}{h.m^2}$
<i>L/G</i>	Relación flujo de líquido/ flujo de gas	Adimensional
<i>n</i>	Número de días de monitoreo	
<i>P</i>	Potencia, Presión	kW, Bar
<i>Q</i>	Caudal, calor transferido hacia o desde el sistema	$\frac{m^3}{h}, \frac{kJ}{h}$
<i>q_{el}</i>	Consumo específico de calor	$\frac{kJ}{kWh}$
<i>S</i>	Entropía	$\frac{kJ}{kg}$
<i>T</i>	Temperatura	$^\circ C$
<i>V</i>	Voltaje de línea	Voltios
<i>W</i>	Trabajo efectuado por el eje de la turbina	$\frac{kJ}{h}$
<i>y</i>	Humedad	%

Y	Humedad absoluta del aire	$\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}$
x	Fracción en peso de gases no condensables	%
z	Longitud o altura de la parte activa de la torre	m

<i>Subíndice</i>	<i>Significado</i>	<i>Unidades</i>
A	Vapor vivo	No aplica
A'	Vapor vivo antes de las válvulas de regulación	No aplica
B	Agua de enfriamiento para el sistema barométrico	No aplica
bh	Bulbo húmedo	No aplica
bs	Bulbo seco	No aplica
C	Vapor agotado	No aplica
C_1	Vapor agotado en la corriente 1	No aplica
C_2	Vapor agotado en la corriente 2	No aplica
Ct	Vapor condensado	No aplica
Ci	Vapor agotado a condiciones isentrópicas	No aplica
CR	Cámara de rueda	
E	Agua de enfriamiento para el sistema turbogenerador	No aplica
e	Efectiva	No aplica
el	Eléctrica	No aplica
$el.a$	Eléctrico absoluto	No aplica
G	Gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases	No aplica
$g.el$	Generador eléctrico	No aplica
gi	Gases no condensables	No aplica
H	Gases no condensables descargados a la atmósfera	No aplica
i	Interna	No aplica
J	Aire	No aplica
J_1	Condiciones de entrada para el aire	No aplica
J_2	Condiciones de salida para el aire	No aplica
k	Cinética	No aplica
L	Fase líquida	No aplica
M	Mezcla de vapor condensado y agua caliente	No aplica
m	Mecánico	No aplica
N	Condensado en el sistema de extracción de gases	No aplica
O	Vapor y gases no condensables	No aplica
P	Purga	No aplica
p	Potencial	No aplica
Q	Vapor motriz que ingresa a los eyectores	No aplica
ri	Rendimiento relativo interno	No aplica
R	Agua de enfriamiento que ingresa al condensador de mezcla	No aplica
S	Agua de enfriamiento para el sistema turbogenerador	No aplica
t	Teórico /Absoluto del ciclo térmico teórico	No aplica

U	Agua que ingresa a la torre de enfriamiento	No aplica
V	Agua evaporada en la torre de enfriamiento, vapor	No aplica
$vent.$	Ventilador	No aplica
VH_2O	Vapor de agua	No aplica
W	Líquido de enfriamiento	No aplica

Superíndice	Significado	Unidades
A	Vapor vivo	No aplica
B	Agua de enfriamiento para el sistema barométrico	No aplica
C	Vapor agotado	No aplica
CR	Cámara de rueda	No aplica
E	Agua de enfriamiento para el sistema turbogenerador	No aplica
G	Gases no condensables que ingresan al sistema de extracción de gases	No aplica
H	Gases no condensables descargados a la atmósfera	No aplica
M	Mezcla de vapor condensado y agua caliente	No aplica
N	Condensado en sistema de extracción de gases.	No aplica
O	Mezcla de vapor y gases no condensables	No aplica
P	Purga	No aplica
ri	Relativo interno	No aplica
Q	Vapor motriz que ingresa a los eyectores	No aplica
R	Agua de enfriamiento que ingresa al condensador de mezcla	No aplica
S	Agua enviada al sistema turbogenerador	No aplica
U	Agua que ingresa a la torre de enfriamiento	No aplica
V	Agua evaporada en la torre de enfriamiento	No aplica
$*$	Condiciones de saturación	No aplica

Letras Griegas	Significado	Unidades
β	Pérdidas	kW
ϕ	Humedad relativa	%
φ	Eficiencia de enfriamiento	%
η	Rendimiento	%
λ	Calor latente de evaporación	$\frac{kJ}{kg}$
μ	Promedio muestral	Adimensional
ν	Volumen específico	$\frac{m^3}{kg}$
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Desviación estándar	Adimensional
Δ	Variación	Adimensional

IX. BIBLIOGRAFÍA

Referencias Bibliográficas:

- Barrantes, Lizette. Estudio sobre el Proceso de Desodorización del Aceite Comestible. Tesis (Ingeniero Químico). Managua, UNI/ Escuela de Ingeniería Química. Julio, 1987.
- British Standard Institution. Water Cooling Towers. Part 2. Methods for performance testing. 1988.
- Coulson, J.M.; Richardson's, J.F. Chemical Engineering: Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer. 6ª ed. Butterworth- Helnemann. Volume 1.
- Documento de Estudio sobre: Técnicas Operativas Planta Momotombo. Empresa Nicaragüense de Electricidad (ENEL). Managua, 1997.
- Eastop, T. D., McConkey. Applied Thermodynamics for Engineering Technologists. 5ª ed. Editorial Longman. England, 1993.
- H. Christopher; H. Armstead. Energía Geotérmica. 1ª ed. Editorial Limusa, México, 1989.
- Ishikawa, Kauro. Guía de Control de la Calidad. UNIPUB, New York, 1976.
- Juran, J.M; Gryna F.M. Análisis y Planeación de la calidad. 3ª ed. McGraw Hill, México.
- Karpov, S.F. Centrales Termoeléctricas. Editorial de Libros para la Educación. Cuba, 1981.
- Kern, Donald Q. Procesos de Transferencia de Calor. 1ª ed. McGraw Hill. México, 1965.
- Kirillin, V.A. et al, Termodinámica Técnica, 2ª ed. Editorial MIR, Moscú.
- Manual de Instrucción. Planta Geotérmica Momotombo. Sección I, II Y V.
- McCabe, Warren L. et al. Operaciones básicas de Ingeniería Química. 4ª ed. McGraw Hill. México, 1991.
- Ojotin, V. et al. Fundamentos de Termotecnia. 1 ed.rev. y aument. Moscú, MIR, 1988.
- Perry, Robert H. Manual del Ingeniero Químico. 5ª ed. McGraw Hill, México, 1989. Volumen I Y II.

- Piura López, Julio. Introducción a la Metodología de la Investigación Científica. Managua, El Amanecer, 1994.
- Schegliáiev, A.V. Turbinas de Vapor: la teoría del proceso térmico y las construcciones de las turbinas. 1ª ed. Moscú, MIR, 1985.
- Seminar Outline Momotombo Unit II. Recommended water treatment for cooling water system.
- Shepard T Powell. Acondicionamiento de aguas para la industria. Editorial Limusa, 1986.
- Smith, J. M. et al. Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química. 5ª ed. McGraw Hill, México, 1998.
- Treybal, Robert E. Operaciones de Transferencia de Masa. 2ª ed. McGraw-Hill, México. 1988.

Sitios Web:

- [www.cne.gob.ni](Políticas Energéticas, Balance Energético, Balance Energético 2003)
- [www.conae.gob.mx](/wb/CONAE/CONA_479_9determinacion_de_)
- [www.ine.gob.ni](Geotermia, campo geotérmico Momotombo)
- [www.lenntech.com](español, biocidas)

ANEXOS

ANEXOS A “Diagramas”

ANEXOS A.1 Diagrama de corrientes

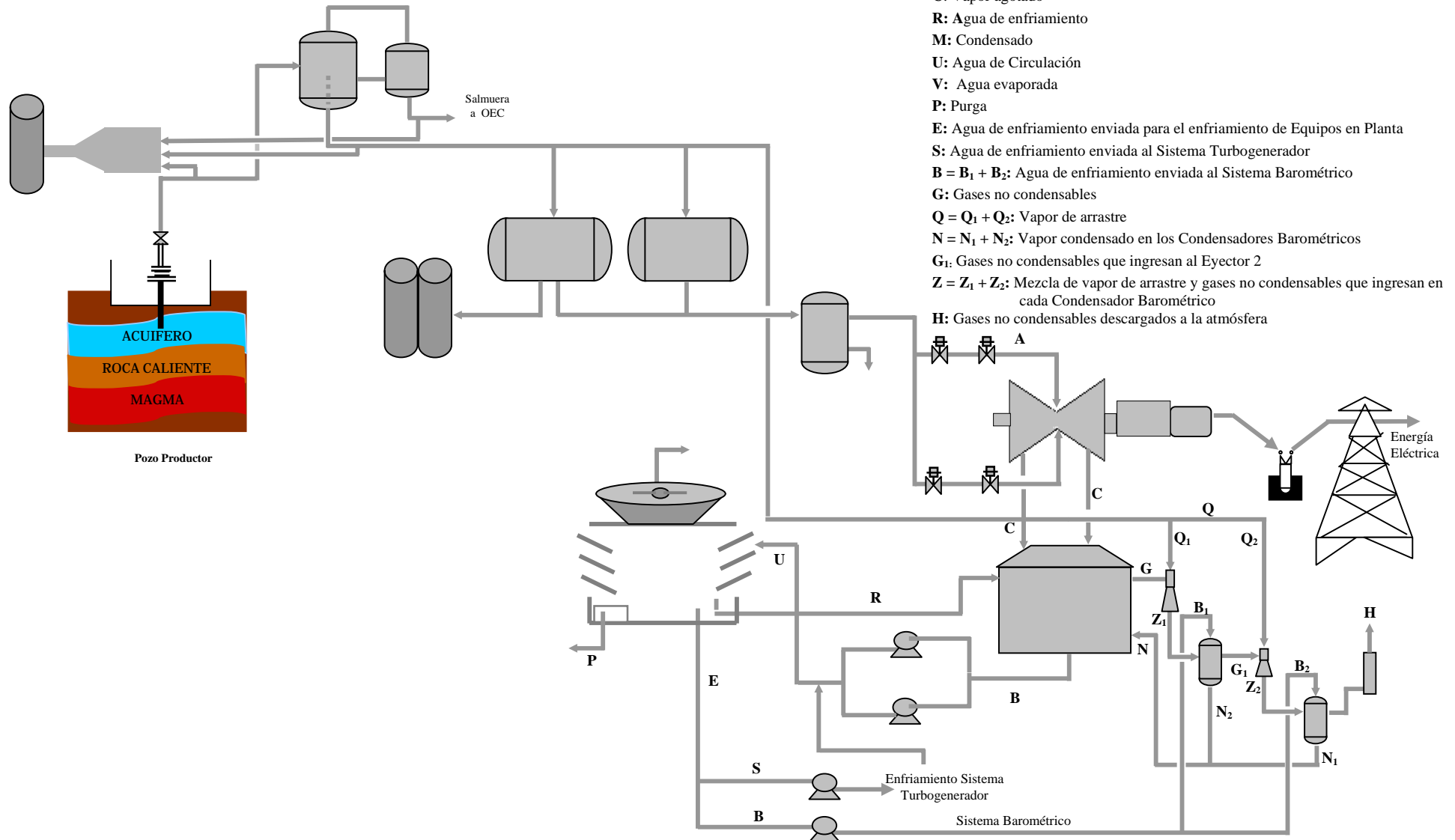
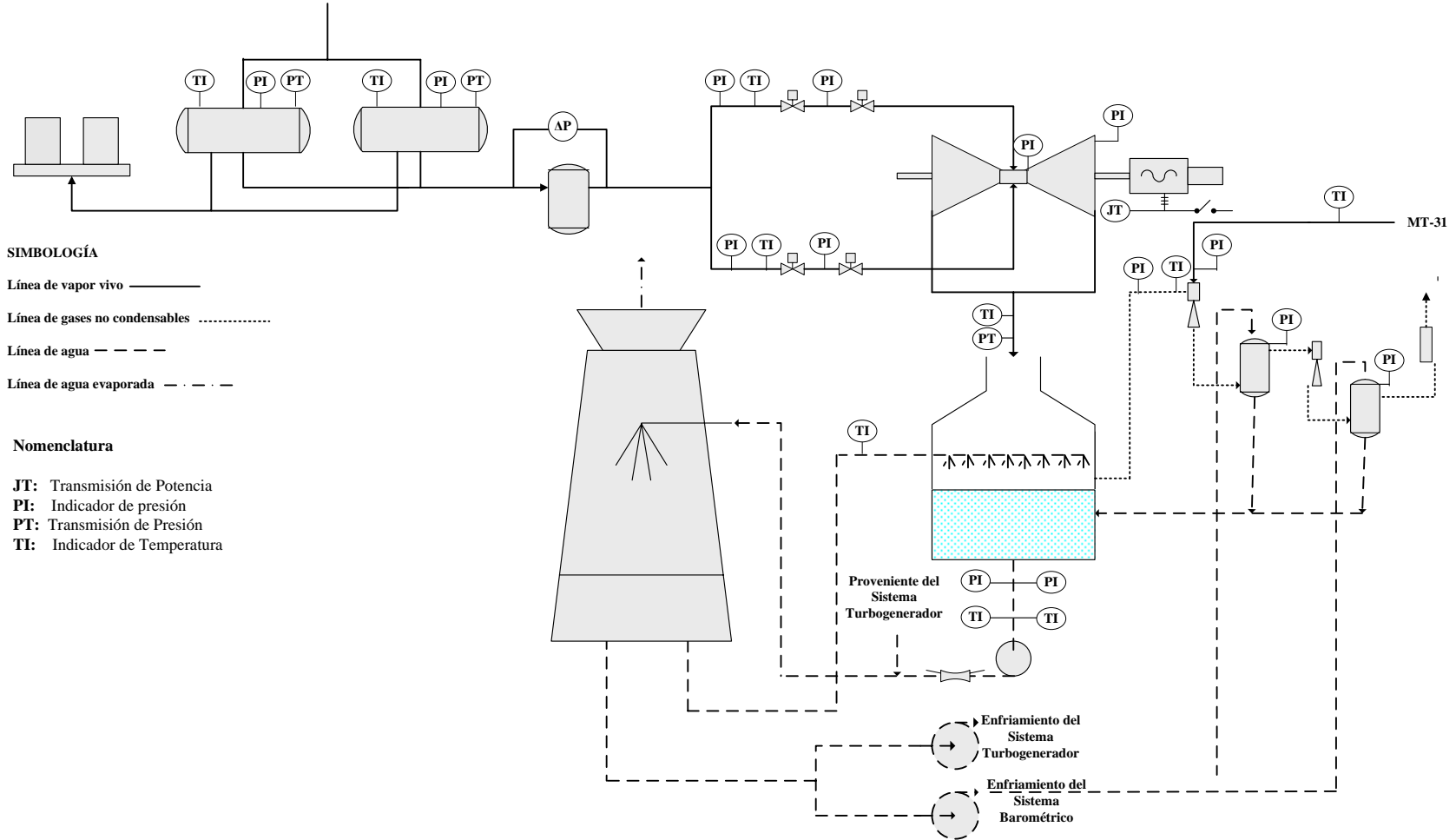



Figura A-1 Diagrama de corrientes del proceso de generación de energía

Br. Claudia Cristina Reyes Linares
Br. Idalia María Díaz Saravia



ANEXOS A.2 Diagramas de Instrumentación



<p>Figura A-2 Diagrama de instrumentación del proceso de generación de energía</p>	<p>Br. Claudia Cristina Reyes Linares Br. Idalia María Díaz Saravia</p>	
---	--	---

ANEXOS A.3 Diagrama de Mollier

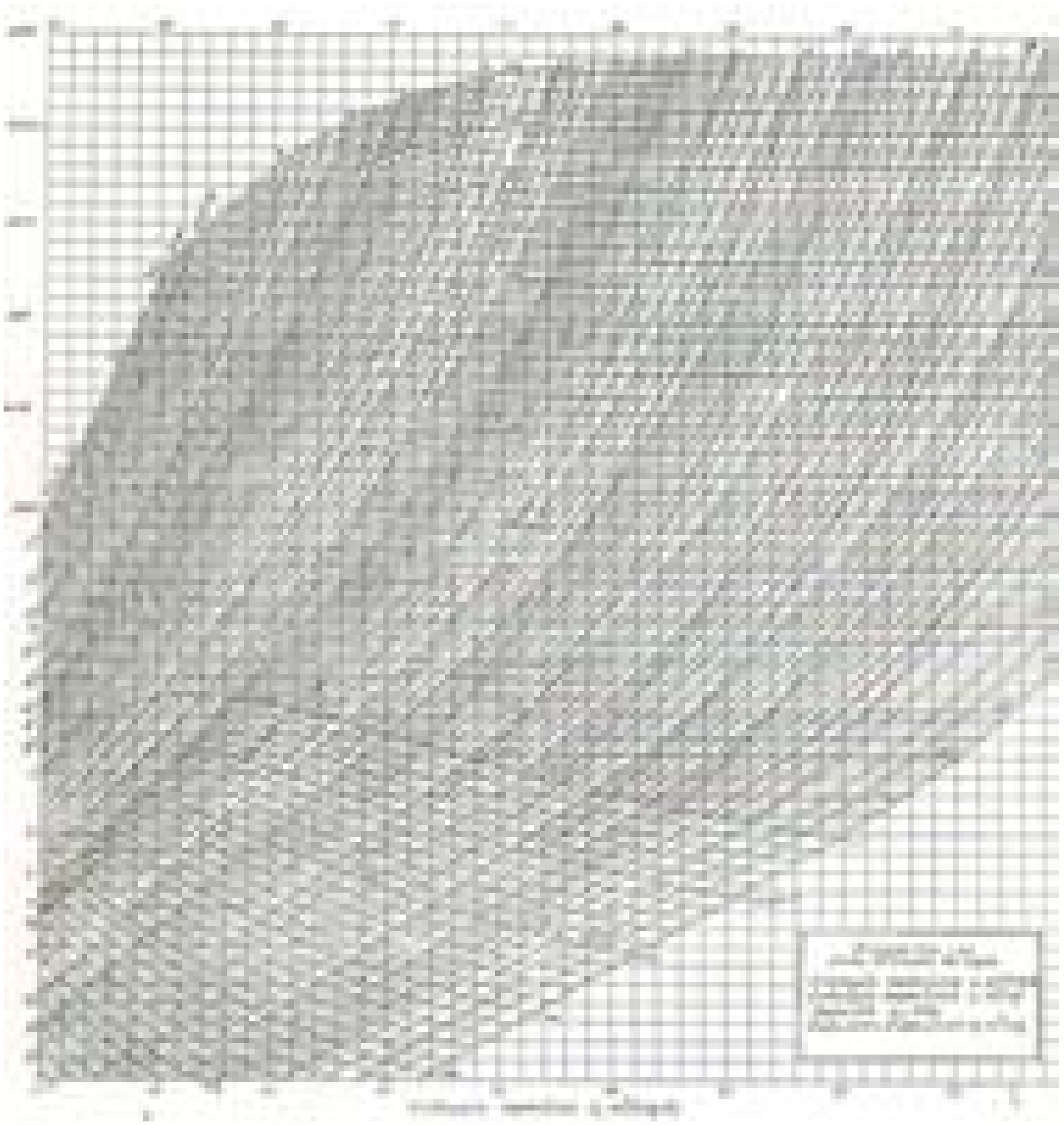


Figura A-3 Diagrama de Mollier

ANEXOS A.4 Curva característica general de la torre de enfriamiento

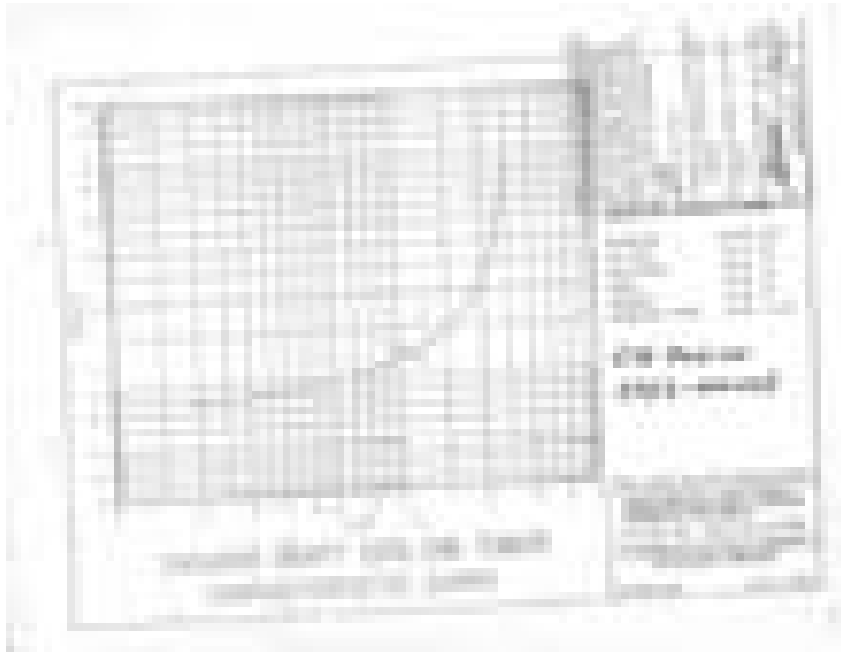


Figura A-4 Curva característica general de la torre de enfriamiento

ANEXOS A.5 Carta Psicrométrica

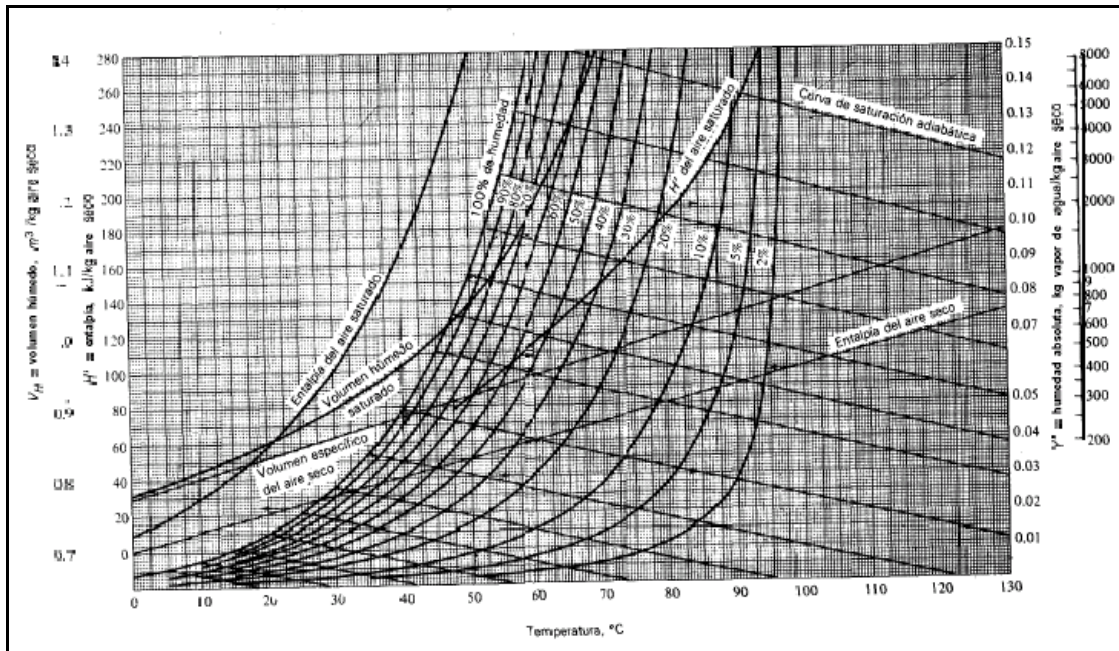



Figura A-5 Carta Psicrométrica

ANEXOS B “Procedimientos Analíticos”

B.1 Determinación de la alcalinidad

 Análisis para la determinación de la alcalinidad en el agua de la torre de enfriamiento

La alcalinidad del agua se determina en el laboratorio titulando una muestra con ácido valorado hasta alcanzar un pH definido. Los resultados obtenidos por este método volumétrico de control, se usan para regular el tratamiento químico, para el mantenimiento de los valores deseados de pH en el agua y para el examen de muestras de agua en general.

Las determinaciones de alcalinidad a la fenolftaleína y al anaranjado de metilo (P y M) hasta los puntos de viraje, se llevan a cabo con la misma muestra de agua y en pasos consecutivos. Si la muestra es alcalina a la fenolftaleína, esta se tornara rosa cuando se agrega el indicador. Esto indica la presencia de hidroxidos alcalinos, carbonatos, fosfatos y silicatos. Si la muestra es alcalina solamente al anaranjado de metilo, esto es si no se desarrolla un color rosa cuando se agrega fenolftaleína, pero la muestra cambia al amarillo por la adición del anaranjado de metilo, la muestra no contiene hidroxidos o carbonatos alcalinos, y solamente se encuentran presentes los bicarbonatos, fosfatos, etc. Que son menos alcalinos. La prueba al anaranjado de metilo representa la alcalinidad total; la prueba a la fenolftaleína, es una alcalinidad parcial.

Materiales y Reactivos²²:

Probeta de 100 mL
1 Agitador
1 Pipeta de 2 mL
Muestra de 100 mL del agua de la torre de enfriamiento
Indicador de anaranjado de metilo
Solución valorada de ácido clorhídrico 0.02 N

Procedimiento:

A una muestra de 100 mL se agregan de 2 a 4 gotas de indicador de anaranjado de metilo o la cantidad necesaria para que se produzca un color amarillo bien definido. Valorar la muestra con solución de ácido clorhídrico 0.02 N hasta que se observe un tinte rosa, definido en el color amarillo de la muestra.

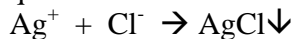
Cálculos:

$$\text{ppm de alcalinidad } M, \text{ como } CaCO_3 = \frac{\text{mL de ácido} \times 1000}{\text{mL de muestra}} \quad (\text{A.1})$$

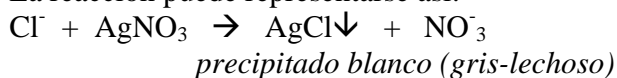
²² Las muestras de agua de la torre de enfriamiento son alcalinas solamente al anaranjado de metilo, $pH_{\text{Promedio}} = 6.65$

B.2 Determinación de cloruros: Método de Mohr

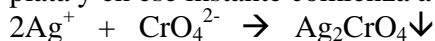
El método de Mohr emplea una solución de nitrato de plata para la titulación, y se basa en que la titulación del ión cloruro es precipitado como cloruro de plata blanco:



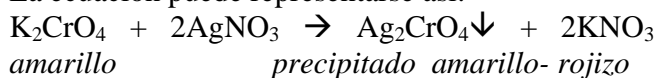
La reacción puede representarse así:



El punto final de la titulación puede detectarse usando un indicador capaz de demostrar la presencia de iones de Ag^+ . El indicador usado es el cromato de potasio el cual suministra iones cromato. Cuando la concentración de iones cloruro se acerca a su extinción, la concentración de ion plata aumenta hasta exceder el producto de solubilidad del cromato de plata y en ese instante comienza a formarse un precipitado amarillo-rojizo:



La ecuación puede representarse así:



La formación del precipitado amarillo-rojizo se toma como evidencia de que todos los cloruros han sido precipitados. Como se necesita un exceso de ion Ag^+ para producir una cantidad visible de Ag_2CrO_4 , el error debe determinarse y deducirse del total de solución gastada de nitrato de plata. El error es generalmente de 0.2-0.8 mL de solución tituladora. Además, para evitar la precipitación del ión Ag^+ , como AgOH , a Ph alto y la conversión del CrO_4^{2-} , en $\text{Cr}_2\text{O}_7^{2-}$, a pH bajo, la muestra debe neutralizarse o hacerse ligeramente alcalina.

Materiales y Reactivos:

Probeta de 100 mL

1 Agitador

1 Pipeta de 2 mL

1 Espátula

Muestra de 100 mL del agua de la torre de enfriamiento

Indicador de cromato de potasio

Bicarbonato de sodio

Solución Standard de nitrato de plata 1/ 35.5 N

Solución valorada de ácido clorhídrico 0.02 N

Procedimiento:

A una muestra de 50 mL se le agrega una espátula de bicarbonato de sodio (para neutralizar) y 2 a 3 gotas de indicador de cromato de potasio. Valorar la muestra lentamente con solución de nitrato de plata, mientras se agitan. Cada pequeña adición de nitrato de plata producirá un color rojo ladrillo que desaparecerá cada vez con menor

rapidez hasta llegar al punto final. Al mismo tiempo la solución se volverá más turbia debido a la precipitación del cloruro de plata. La valoración se detiene cuando la última gota de nitrato de plata produzca un color ligeramente naranja-rojizo, o un color rosa que permanezca después de agitar.

Cálculos:

$$\text{ppm de cloruros, como} = \left(\frac{(\text{mL de nitrato de plata} - \text{testigo}) \times 1000}{\text{mL de muestra}} \right)^{23} \quad (\text{A.2})$$


B.3 Método de determinación de turbidez

El método empleado para la determinación de la turbidez es el método nefelométrico en el cual se mide la turbiedad mediante un nefelómetro y se expresan los resultados en unidades de turbiedad nefelométricas, NTU.

En este método la turbidez se mide la determinación de la intensidad del rayo de luz reemitido, generalmente en ángulo recto con el rayo de luz incidente. Los valores de turbidez sirven para la determinación del grado de tratamiento que requiere una fuente de agua.

Cuando la luz incide en una suspensión de partículas en solución acuosa, puede ser reemitida por las partículas, en varias direcciones, con la misma longitud de onda de la luz incidente. Una porción de la luz puede ser emitida con longitud de onda mayor que el de la luz incidente y una porción de energía puede ser emitida enteramente como radiación de longitud de onda grande o calor.

B.4: Determinación de gases no condensables: dióxido de carbono (CO₂) y sulfuro de hidrógeno (H₂S)

 Análisis para la determinación de dióxido de carbono (CO₂):

Materiales y Reactivos:

100 mL de muestra
Tartrato Sódico-Potásico
Hidróxido de Sodio, NaOH 0.01N
Agitador magnético
Probeta con tapón de 100 mL

Procedimiento:

Para el análisis de CO₂ la muestra se toma en probetas con tapón de 100 mL, se enfría para bajar la temperatura de la muestra hasta una temperatura de 5 a 10 °C.. Posteriormente, se agregan 2 mL de tartrato sódico – potásico con el objetivo de estabilizar el pH.

²³ La muestra testigo se obtiene valorando con nitrato de plata el mismo volumen de agua destilada libre de cloruros.

Se procede a la titulación con hidróxido de sodio 0.01 N. la titulación finaliza cuando se alcanza un pH = 8.1, valor que debe permanecer estable durante 1 minuto. El análisis requiere emplear agitación moderada. Es importante señalar que si la muestra presenta $\text{pH} \geq 8.1$ esto significa que la muestra se encuentra exenta del componente que se desea determinar.

Cálculos:

La concentración de CO_2 puede calcularse a través de la siguiente ecuación:

$$C_{\text{CO}_2} (\text{ppm}) = \frac{v_{\text{NaOH}} \times 440}{v_m} \quad (\text{A.3})$$

Donde v corresponde a volumen (mL) y los subíndices NaOH y m se refieren a hidróxido de sodio y muestra, respectivamente.

Análisis para la determinación de sulfuro de hidrógeno (H_2S):

Materiales y Reactivos:

200 mL de muestra
Ioduro de potasio en cristales
Acido Clorhídrico, HCl 1%
Yodo 0.01 N
Tiosulfato de sodio, $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ 0.01N
Indicador: Almidón al 1%

Procedimiento:

A la muestra se le agrega 1 espátula de Ioduro de Potasio, se agita, se adiciona 1 mL de HCl al 1% y 20 mL de Iodo al 0.01N y se agita. La titulación se efectúa con $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ 0.01N, el almidón se agrega cerca del punto final de reacción con lo cual la mezcla obtiene un color azul oscuro. La titulación termina en el punto de viraje de azul oscuro a incoloro.

Cálculos:

La concentración de H_2S puede determinarse empleando la siguiente ecuación:

$$H_2S (\text{ppm}) = 0.85 (20 - v_{\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3}) \quad (\text{A.4})$$

Donde $v_{\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3}$ corresponde al volumen de $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ en mL

B.5 Caracterización del agua de la torre

Dada las características ácidas del agua que ingresa a la torre de enfriamiento, otros parámetros a tener en cuenta, además de los de control diario son:

Índice de Langelier (LSI)²⁴: 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

Interpretación de los resultados

Si $LSI = 0$, agua en equilibrio químico

Si $LSI < 0$, agua con tendencia a ser corrosiva

Si $LSI > 0$, agua con tendencia a ser incrustante

Cálculo:

$$LSI = pH_A - pH_S \quad (A.5)$$

Donde, pH_A corresponde al pH actual del agua y pH_S al pH de saturación o pH al cual se logra el equilibrio calcocarbónico del agua.

El cálculo del pH_S se muestra en la siguiente ecuación:

$$pH_S = (9.3 + A + B) - (C + D) \quad (A.6)$$

Donde, las constantes A, B, C y D son valores constantes.

Ejemplo de cálculo

Datos²⁵:

$$pH_A = 6.64$$

$$\text{Conductividad} = 398 \text{ MMHOS}$$

$$\text{Temperatura del agua} = 32^\circ \text{C} = 89.6^\circ \text{F}$$

$$\text{Dureza como ppm de CaCO}_3 = 3 \text{ ppm}$$

$$\text{Alcalinidad como ppm de CaCO}_3 = 12 \text{ ppm}$$

Con los valores anteriores, se obtienen de las tablas los valores de las constantes y se sustituyen en la ecuación A.6 para conocer el valor de pH_S

$$A = 0.16$$

$$B = 1.85$$

$$C = 0.08$$

$$D = 1.08$$

Sustituyendo en la ecuación A.6:

$$pH_S = (9.3 + 0.16 + 1.85) - (0.08 + 1.08)$$

²⁴ Seminar Outline Momotombo Unit II. Recommended water treatment for cooling water system

²⁵ Datos monitoreados para el día 14 de septiembre del año 2005

$$pH_s = 10.1$$

Con el valor de pH_s y conociendo pH_A se sustituyen en la ecuación A.5 para conocer el LSI:

$$LSI = 6.64 - 10.1$$

$LSI = -3.46$ Por lo tanto el agua tiende a ser corrosiva

Índice de Ryznar (RSI)²⁶: Similar al índice de Langelier y basado en los mismos parámetros.

Interpretación de los resultados

RSI de 4.0 – 5.0	Fuertemente incrustante
RSI de 5.0 – 6.0	Ligeramente incrustante
RSI de 6.0 – 7.0	Ligeramente incrustante o corrosiva
RSI de 7.0 – 7.5	Significativamente corrosiva
RSI de 7.5 – 9.0	Fuertemente corrosiva
RSI de 9.0 – y mayor	Intolerablemente corrosiva

Cálculo:

$$RSI = 2(pH_s) - pH_A \tag{A.7}$$

Ejemplo de cálculo

Conocido en el paso anterior, este se sustituye en la ecuación A.7 para calcular el índice de Ryznar:

$$RSI = 2(10.1) - 6.64$$

$RSI = 13.56$ El agua es intolerablemente corrosiva

Con los resultados de LSI y RSI se corrobora las características corrosivas del agua de la torre.

²⁶ Seminar Outline Momotombo Unit II. Recommended water treatment for cooling water system

ANEXOS C “PARAMETROS MONITOREADOS”

Tabla C-1 Parámetros monitoreados para la turbina de vapor

Fecha	Flujo de vapor vivo, F_A (ton/h)	Temperatura en válvulas de toma, T_A (°C)		Presión en válvulas de toma, P_A (Bar)		Presión en válvulas de regulación (Bar)		Apertura en válvulas de regulación (mm)		Presión en cámara de rueda, P_{CR} (Bar)	Potencia eléctrica, P_{el} (MW)
		Izq.	Der.	Izq.	Der.	Izq.	Der.	Izq.	Der.		
8-ago-05	173.563	160.22	158.33	4.21	3.96	3.83	3.80	60.00	65.00	2.77	21.73
9-ago-05	174.414	161.11	158.11	4.23	4.00	3.89	3.80	60.00	65.00	2.79	21.77
10-ago-05	166.051	160.00	157.72	4.19	3.90	3.78	3.70	57.00	62.00	2.63	20.17
11-ago-05	165.756	160.00	158.00	4.20	3.86	3.80	3.70	57.00	62.00	2.61	19.80
12-ago-05	165.208	158.33	157.33	4.20	3.92	3.80	3.70	57.00	62.00	2.63	19.90
15-ago-05	177.009	159.00	157.75	4.10	3.88	3.72	3.60	67.00	71.00	2.85	21.00
16-ago-05	177.009	158.69	157.22	4.10	3.82	3.70	3.60	67.00	71.00	2.84	21.07
17-ago-05	177.009	158.78	157.22	4.12	3.87	3.67	3.65	67.00	71.00	2.82	21.23
18-ago-05	177.009	158.01	157.00	4.10	3.82	3.65	3.65	67.00	71.00	2.82	21.23
19-ago-05	126.435	158.00	157.00	4.20	3.83	3.80	3.78	37.00	48.00	1.41	13.00
22-ago-05	175.323	160.50	158.17	4.12	3.87	3.88	3.88	62.00	67.00	2.85	21.43
23-ago-05	177.009	158.25	157.00	4.04	3.80	3.73	3.75	67.00	71.00	2.87	21.20
24-ago-05	177.009	158.75	157.00	4.00	3.80	3.70	3.70	67.00	71.00	2.87	22.00
25-ago-05	177.009	160.00	157.50	4.02	3.79	3.70	2.90	67.00	70.00	2.87	22.00
26-ago-05	177.009	160.00	158.00	4.00	3.76	3.70	2.87	67.00	70.00	2.87	22.00
29-ago-05	177.009	157.00	157.00	4.00	3.73	3.60	3.65	67.00	71.00	2.85	22.00
30-ago-05	177.009	158.33	157.33	4.00	3.80	3.64	3.65	67.00	71.00	2.85	22.00
31-ago-05	177.009	159.33	157.33	4.03	3.80	3.80	3.78	67.00	71.00	2.87	22.00
1-sep-05	177.009	160.13	157.50	4.10	3.80	3.63	3.60	67.00	71.00	2.82	22.00
2-sep-05	177.009	158.67	157.00	4.01	3.80	3.60	3.65	67.00	70.00	2.82	22.00
5-sep-05	177.009	160.22	157.00	4.12	3.81	3.63	3.67	67.00	71.00	2.84	22.00
6-sep-05	177.009	159.89	157.22	4.11	3.80	3.62	3.65	67.00	71.00	2.84	22.00
7-sep-05	177.009	158.00	156.67	4.04	3.80	3.63	3.66	67.00	71.00	2.84	22.00
8-sep-05	176.166	159.28	157.11	4.08	3.80	3.65	3.63	67.00	71.00	2.85	21.97
9-sep-05	175.791	159.78	157.17	4.04	3.80	3.60	3.60	67.00	71.00	2.85	21.90
12-sep-05	173.637	159.42	157.78	4.06	3.80	3.60	3.60	67.00	71.00	2.85	21.93
13-sep-05	174.199	158.00	156.67	4.00	3.78	3.60	3.65	67.00	71.00	2.80	21.93
14-sep-05	172.794	158.00	157.00	4.00	3.75	3.60	3.65	67.00	71.00	2.82	21.93
15-sep-05	172.794	157.67	156.67	3.99	3.78	3.60	3.65	67.00	71.00	2.82	22.00

Tabla C-2 Parámetros monitoreados para el condensador de mezcla

Fecha	Temperatura del vapor agotado, T_C (°C)	Presión del vapor agotado, P_C (Bara)	Temperatura del condensado, T_{Ct} (°C)		Temperatura del agua de circulación, T_R (°C)
			BPC 2A	BPC 2B	
8-ago-05	49.11	0.100	42.48	41.92	31.72
9-ago-05	49.41	0.110	42.03	41.31	31.46
10-ago-05	49.56	0.110	42.77	42.20	32.14
11-ago-05	51.70	0.120	44.94	44.80	33.66
12-ago-05	52.00	0.117	44.30	44.10	33.37
15-ago-05	52.75	0.120	45.00	44.10	33.55
16-ago-05	52.39	0.120	45.08	45.06	33.57
17-ago-05	52.00	0.120	44.64	44.43	33.07
18-ago-05	52.06	0.120	44.88	44.81	33.04
19-ago-05	46.00	0.090	40.57	40.00	31.73
22-ago-05	52.25	0.120	45.13	44.98	33.82
23-ago-05	52.13	0.120	45.15	45.03	33.58
24-ago-05	49.75	0.100	42.18	41.70	31.63
25-ago-05	49.50	0.110	42.75	41.93	31.73
26-ago-05	49.27	0.110	42.40	41.60	31.77
29-ago-05	49.10	0.100	42.53	41.73	31.96
30-ago-05	49.10	0.110	42.50	42.00	31.97
31-ago-05	50.33	0.120	43.00	42.23	32.17
1-sep-05	50.17	0.117	42.46	41.71	31.95
2-sep-05	49.50	0.110	42.33	41.67	31.73
5-sep-05	50.33	0.120	42.98	42.30	32.00
6-sep-05	49.93	0.120	42.81	42.14	31.66
7-sep-05	50.00	0.110	42.60	42.20	31.70
8-sep-05	50.39	0.117	42.77	42.19	32.19
9-sep-05	49.89	0.117	42.67	42.04	32.13
12-sep-05	49.94	0.107	42.60	42.00	32.33
13-sep-05	49.67	0.110	42.07	41.37	31.60
14-sep-05	49.77	0.110	42.60	41.80	32.00
15-sep-05	49.57	0.110	42.40	41.53	32.00

Tabla C-3 Parámetros monitoreados para el sistema de extracción de gases

Fecha	Flujo de vapor motriz, F_Q (ton/h)	Temperatura del vapor motriz, T_Q (°C)	Presión del vapor motriz a eyector 1, P_{Q1} (bar)	Presión del vapor motriz a eyector, P_{Q2} (bar)	Presión de gases a eyector 1, P_G (bar)	Temperatura de gases a eyector 1, T_G (°C)	Presión de gases a eyector 2, P_{G1} (bar)	Temperatura de gases a eyector 2, T_{G1} (°C)
08-ago-05	15,077	161,00	5,10	5,18	-0,34	37,50	-0,69	41,00
09-ago-05	15,077	161,00	5,10	5,10	-0,36	36,80	-0,72	40,50
10-ago-05	14,978	162,00	5,10	5,10	-0,38	40,50	-0,70	41,40
11-ago-05	14,793	161,00	5,15	5,15	-0,38	38,50	-0,73	41,50
12-ago-05	14,842	162,00	5,10	5,10	-0,37	41,50	-0,70	42,00
15-ago-05	15,145	161,00	5,15	5,20	-0,35	42,00	-0,70	42,00
16-ago-05	15,095	159,00	5,10	5,15	-0,37	39,50	-0,69	41,50
17-ago-05	15,027	162,00	5,18	5,18	-0,35	40,80	-0,68	42,30
18-ago-05	15,083	161,50	5,20	5,20	-0,33	40,00	-0,65	42,50
19-ago-05	15,083	160,00	5,20	5,20	-0,36	37,00	-0,70	41,00
22-ago-05	15,027	161,00	5,20	5,20	-0,40	40,80	-0,70	42,00
23-ago-05	15,194	161,50	5,15	5,15	-0,40	38,80	-0,69	41,05
24-ago-05	15,027	160,00	5,10	5,10	-0,40	37,00	-0,70	40,50
25-ago-05	15,027	161,50	5,10	5,18	-0,39	37,60	-0,69	42,00
26-ago-05	15,027	160,00	5,10	5,10	-0,40	35,50	-0,70	39,00
29-ago-05	15,194	161,00	5,15	5,20	-0,40	37,80	-0,70	41,00
30-ago-05	15,027	162,00	5,15	5,20	-0,35	37,80	-0,70	41,00
31-ago-05	15,027	160,00	5,10	5,10	-0,40	37,50	-0,70	42,00
01-sep-05	15,213	164,00	5,20	5,20	-0,36	38,00	-0,65	42,50
05-sep-05	15,194	162,00	5,20	5,20	-0,38	37,80	-0,70	42,30
06-sep-05	15,194	162,05	5,17	5,15	-0,38	37,30	-0,65	41,90
07-sep-05	15,027	161,00	5,13	5,15	-0,35	37,00	-0,70	41,50
08-sep-05	15,077	162,05	5,19	5,20	-0,40	40,25	-0,70	36,80
09-sep-05	15,213	162,00	5,19	5,18	-0,40	42,50	-0,70	41,80
12-sep-05	15,095	162,00	5,17	5,18	-0,38	37,80	-0,70	42,00
13-sep-05	15,095	160,00	5,13	5,15	-0,39	34,50	-0,72	37,00
14-sep-05	15,095	161,00	5,10	5,10	-0,39	37,20	-0,70	41,20
15-sep-05	15,027	162,00	5,10	5,10	-0,39	37,00	-0,70	41,20

Tabla C-4 Parámetros monitoreados para la torre de enfriamiento

Fecha	Flujo de agua, F_U (ton/h)	Voltaje de los ventiladores, $V_{vent.}$ (voltios)	Corriente de los ventiladores (amperios)				Temperatura del agua al ingreso, T_U (°C)	Temperatura del agua a la salida, T_R (°C)	Temperatura de bulbo húmedo, T_{bh} (°C)	Temperatura de bulbo seco, T_{bs} (°C)	Humedad relativa, Φ_1 (%)
			V. 2A	V. 2B	V. 2C	V. 2D					
8-ago-05	10000,00	466,00	193,00	189,00	183,00	186,00	41,4	30,7	25,9	30,2	71,4
9-ago-05	10000,00	473,00	192,00	187,50	182,00	185,50	40,9	30,0	24,9	32,9	52,6
10-ago-05	9500,00	471,50	190,50	186,25	180,50	92,75	40,2	30,0	25,4	30,5	66,4
11-ago-05	9000,00	465,00	191,00	190,00	181,00	0,00	43,3	32,3	26,2	31,1	68,3
15-ago-05	9000,00	467,00	190,00	186,00	180,00	0,00	44,0	32,3	25,7	31,3	64,2
16-ago-05	9000,00	474,00	189,00	185,00	178,00	0,00	43,7	32,7	26,3	30,6	71,2
17-ago-05	9000,00	478,00	189,00	184,50	178,00	0,00	43,6	32,1	26,4	29,5	78,5
18-ago-05	9000,00	477,00	189,00	185,00	178,00	0,00	42,6	32,0	25,8	29,4	75,5
22-ago-05	9050,00	475,00	189,00	185,00	179,00	0,00	44,1	32,3	26,4	31,8	65,8
23-ago-05	9000,00	476,00	188,00	184,50	177,00	0,00	43,5	33,0	26,1	30,0	73,8
24-ago-05	10000,00	472,00	192,00	188,00	182,00	187,00	41,9	31,6	24,9	31,9	56,8
25-ago-05	10000,00	473,00	193,00	190,00	184,00	187,00	41,5	30,8	26,5	30,2	75,2
29-ago-05	10000,00	475,00	190,00	185,50	180,00	184,50	42,1	31,9	26,2	30,2	73,0
30-ago-05	10000,00	472,00	192,00	187,00	183,00	186,00	42,3	32,0	27,0	32,8	64,0
31-ago-05	10000,00	475,00	192,00	188,00	182,00	186,00	42,7	32,2	27,4	32,7	66,7
2-sep-05	10000,00	470,00	193,00	187,50	181,50	185,00	41,2	30,6	26,4	32,8	60,6
5-sep-05	10000,00	475,00	190,00	188,00	180,00	183,00	42,2	31,2	26,3	32,7	60,9
6-sep-05	9700,00	470,00	192,00	189,00	182,00	184,00	41,9	30,5	26,3	33,5	56,9
7-sep-05	9800,00	470,00	192,00	193,00	182,00	190,00	42,4	31,7	25,9	34,5	51,0
8-sep-05	10000,00	460,00	194,00	190,00	182,00	187,00	42,0	31,0	26,7	33,2	60,6
9-sep-05	10000,00	464,50	192,50	189,00	183,00	186,50	42,0	31,0	26,5	33,4	58,5
12-sep-05	10200,00	473,00	190,00	189,00	180,00	186,00	41,8	30,8	26,5	32,7	62,1
14-sep-05	10100,00	472,00	190,50	185,00	180,00	185,00	42,2	32,0	26,1	31,0	68,0
15-sep-05	10200,00	475,00	190,00	186,00	180,00	183,00	41,7	31,6	25,8	30,5	69,0

Tabla C-5 Parámetros fisicoquímicos monitoreados en el agua de la torre de enfriamiento

Fecha	pH (unidades)	Conductividad (MMHOS)	Alcalinidad, MO (ppm)	Cloruros, Cl ⁻ (ppm)	Turbidez, SiO ₂ (ppm)
08-Ago-05	6.98	437	16	7.4	7.7
09-Ago-05	6.68	415	7.4	9.4	4.9
10-Ago-05	6.19	410	6.6	10.6	6.4
11-Ago-05	6.61	414	7.3	7.4	11.7
12-Ago-05	6.67	427	15.6	7.2	5.6
15-Ago-05	6.86	370	19		8.6
16-Ago-05	6.7	348	18	10	
17-Ago-05	6.61	350	11.6	11	5.9
18-Ago-05	6.91	383	17.7	7.2	6.9
19-Ago-05	6.61	394	15	8	6.2
22-Ago-05	7.15	425	27	9	4.9
23-Ago-05	6.26	375	14	8	4.9
24-Ago-05	6.5	402	16	10	3.6
25-Ago-05	7.15	448	34	12	2.5
29-Ago-05	6.32	375			
30-Ago-05	6.83	368	12	16	3.6
31-Ago-05	6.37	381	11	18	6.2
01-Sep-05	6.23	411	12	18	
02-Sep-05	7.13	453	37	12	4.9
05-Sep-05	6.74	426	14	12	3.6
06-Sep-05	6.83	426	13.1	11.8	5.1
07-Sep-05	6.42	429	12	10	2.5
08-Sep-05	7.03	415	14	10	3.6
09-Sep-05	6.73	419	11	17.2	2.3
12-Sep-05	6.21	416	11	16	1.4
13-Sep-05	6.56	431	14.5	14	2
14-Sep-05	6.64	398	12	12	1.6
15-Sep-05	6.16	397	14	10	2

ANEXOS D “Tablas de Resultados Obtenidos”

Tabla D-1 Rendimiento eléctrico absoluto

Fecha	Consumo de vapor, M_A (kg/h)	Potencia eléctrica, $P_{g,el}$ (kW)	Consumo específico de vapor, d_A (ton/MW)	Entalpía del vapor vivo, H_A (kJ/kg)	Entalpía del vapor condensado (kJ/kg)	Rendimiento absoluto eléctrico, $\eta_{el,a}$
8-ago-05	173,563.00	21,733.33	7.99	2744	192.6	0.177
9-ago-05	174,414.00	21,766.67	8.01	2745	201	0.177
10-ago-05	166,051.00	20,166.67	8.23	2744	201	0.172
11-ago-05	165,755.67	19,800.00	8.37	2743	209.3	0.170
12-ago-05	165,208.00	19,900.00	8.30	2744	209.3	0.171
15-ago-05	177,009.00	21,000.00	8.43	2744	209.3	0.168
16-ago-05	177,009.00	21,066.67	8.40	2743	209.3	0.169
17-ago-05	177,009.00	21,233.33	8.34	2743	209.3	0.170
18-ago-05	177,009.00	21,233.33	8.34	2743	209.3	0.170
19-ago-05	126,435.00	13,000.00	9.73	2743	184.3	0.145
22-ago-05	175,323.00	21,433.33	8.18	2743	209.3	0.174
23-ago-05	177,009.00	21,200.00	8.35	2743	209.3	0.170
24-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	192.6	0.175
25-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	201	0.176
26-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2742	201	0.176
29-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2742	192.6	0.176
30-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	201	0.176
31-ago-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	209.3	0.177
1-sep-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	209.3	0.177
2-sep-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2744	209.3	0.177
5-sep-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	209.3	0.177
6-sep-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	209.3	0.177
7-sep-05	177,009.00	22,000.00	8.05	2743	201	0.176
8-sep-05	176,166.00	21,966.67	8.02	2743	209.3	0.177
9-sep-05	175,791.33	21,900.00	8.03	2743	209.3	0.177
12-sep-05	173,637.00	21,933.33	7.92	2743	201	0.179
13-sep-05	173,637.00	21,933.33	7.92	2743	201	0.179
14-sep-05	172,794.00	21,933.33	7.88	2742	201	0.180
15-sep-05	172,794.00	22,000.00	7.85	2743	201	0.180

Tabla D-2 Rendimiento mecánico

Fecha	Potencia eléctrica Pel(kW)	Pérdidas mecánicas β_m (kW)	Potencia efectiva, Pe (MW)	Potencia interna, Pi (kW)	Rendimiento mecánico, η_m
8-ago-05	21,733.33	200	22,286.93	22,486.93	0.991
9-ago-05	21,766.67	200	22,321.16	22,521.16	0.991
10-ago-05	20,166.67	200	20,678.12	20,878.12	0.990
11-ago-05	19,800.00	200	20,301.59	20,501.59	0.990
12-ago-05	19,900.00	200	20,404.28	20,604.28	0.990
15-ago-05	21,000.00	200	21,533.87	21,733.87	0.991
16-ago-05	21,066.67	200	21,602.33	21,802.33	0.991
17-ago-05	21,233.33	200	21,773.48	21,973.48	0.991
18-ago-05	21,233.33	200	21,773.48	21,973.48	0.991
19-ago-05	13,000.00	200	13,318.67	13,518.67	0.985
22-ago-05	21,433.33	200	21,978.86	22,178.86	0.991
23-ago-05	21,200.00	200	21,739.25	21,939.25	0.991
24-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
25-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
26-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
29-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
30-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
31-ago-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
1-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
2-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
5-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
6-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
7-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991
8-sep-05	21,966.67	200	22,526.54	22,726.54	0.991
9-sep-05	21,900.00	200	22,458.08	22,658.08	0.991
12-sep-05	21,933.33	200	22,492.31	22,692.31	0.991
13-sep-05	21,933.33	200	22,492.31	22,692.31	0.991
14-sep-05	21,933.33	200	22,492.31	22,692.31	0.991
15-sep-05	22,000.00	200	22,560.77	22,760.77	0.991

Tabla D-3 Rendimiento del generador eléctrico

Fecha	Potencia eléctrica Pel(kW)	Pérdidas eléctricas βg. el (kW)	Potencia efectiva, P _e (MW)	Rendimiento eléctrico, ηg.el
8-ago-05	21,733.33	553.59	22,286.93	0.9752
9-ago-05	21,766.67	554.49	22,321.16	0.9752
10-ago-05	20,166.67	511.45	20,678.12	0.9753
11-ago-05	19,800.00	501.59	20,301.59	0.9753
12-ago-05	19,900.00	504.28	20,404.28	0.9753
15-ago-05	21,000.00	533.87	21,533.87	0.9752
16-ago-05	21,066.67	535.66	21,602.33	0.9752
17-ago-05	21,233.33	540.14	21,773.48	0.9752
18-ago-05	21,233.33	540.14	21,773.48	0.9752
19-ago-05	13,000.00	318.67	13,318.67	0.9761
22-ago-05	21,433.33	545.52	21,978.86	0.9752
23-ago-05	21,200.00	539.25	21,739.25	0.9752
24-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
25-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
26-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
29-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
30-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
31-ago-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
1-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
2-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
5-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
6-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
7-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751
8-sep-05	21,966.67	559.87	22,526.54	0.9751
9-sep-05	21,900.00	558.08	22,458.08	0.9752
12-sep-05	21,933.33	558.97	22,492.31	0.9751
13-sep-05	21,933.33	558.97	22,492.31	0.9751
14-sep-05	21,933.33	558.97	22,492.31	0.9751
15-sep-05	22,000.00	560.77	22,560.77	0.9751

Tabla D-4 Rendimiento absoluto del ciclo térmico teórico

Fecha	Entalpía del vapor vivo, H_A (kJ/kg)	Entalpía del vapor agotado a cond. Isentrópicas H_{ci} (kJ/kg)	Entalpía del vapor condensado (kJ/kg)	Rendimiento teórico del ciclo térmico, η_t
8-ago-05	2,744	2,197.89	192.60	0.21
9-ago-05	2,745	2,214.32	201.00	0.21
10-ago-05	2,744	2,211.58	201.00	0.21
11-ago-05	2,743	2,214.32	209.30	0.21
12-ago-05	2,744	2,228.63	209.30	0.20
15-ago-05	2,744	2,217.68	209.30	0.21
16-ago-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
17-ago-05	2,743	2,221.05	209.30	0.21
18-ago-05	2,743	2,221.05	209.30	0.21
19-ago-05	2,743	2,258.95	184.30	0.19
22-ago-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
23-ago-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
24-ago-05	2,743	2,194.65	192.60	0.22
25-ago-05	2,743	2,208.00	201.00	0.21
26-ago-05	2,742	2,202.11	201.00	0.21
29-ago-05	2,742	2,192.42	192.60	0.22
30-ago-05	2,743	2,208.00	201.00	0.21
31-ago-05	2,743	2,202.11	209.30	0.21
1-sep-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
2-sep-05	2,744	2,221.05	209.30	0.21
5-sep-05	2,743	2,211.79	209.30	0.21
6-sep-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
7-sep-05	2,743	2,208.00	201.00	0.21
8-sep-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
9-sep-05	2,743	2,216.84	209.30	0.21
12-sep-05	2,743	2,208.00	201.00	0.21
13-sep-05	2,743	2,212.21	201.00	0.21
14-sep-05	2,742	2,205.55	201.00	0.21
15-sep-05	2,743	2,212.21	201.00	0.21

Tabla D-5 Rendimiento relativo interno

Fecha	Rendimiento absoluto eléctrico, $\eta_{el.a}$	Rendimiento mecánico, η_m	Rendimiento eléctrico, $\eta_{g.el}$	Rendimiento teórico del ciclo térmico, η_t	Rendimiento relativo interno, η_{ri}
8-ago-05	0.177	0.991	0.9752	0.21	0.8541
9-ago-05	0.177	0.991	0.9752	0.21	0.8759
10-ago-05	0.172	0.990	0.9753	0.21	0.8502
11-ago-05	0.170	0.990	0.9753	0.21	0.8422
12-ago-05	0.171	0.990	0.9753	0.20	0.8712
15-ago-05	0.168	0.991	0.9752	0.21	0.8398
16-ago-05	0.169	0.991	0.9752	0.21	0.8427
17-ago-05	0.170	0.991	0.9752	0.21	0.8562
18-ago-05	0.170	0.991	0.9752	0.21	0.8562
19-ago-05	0.145	0.985	0.9761	0.19	0.7952
22-ago-05	0.174	0.991	0.9752	0.21	0.8655
23-ago-05	0.170	0.991	0.9752	0.21	0.8480
24-ago-05	0.175	0.991	0.9751	0.22	0.8442
25-ago-05	0.176	0.991	0.9751	0.21	0.8652
26-ago-05	0.176	0.991	0.9751	0.21	0.8574
29-ago-05	0.176	0.991	0.9751	0.22	0.8423
30-ago-05	0.176	0.991	0.9751	0.21	0.8652
31-ago-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8558
1-sep-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8798
2-sep-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8852
5-sep-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8714
6-sep-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8798
7-sep-05	0.176	0.991	0.9751	0.21	0.8652
8-sep-05	0.177	0.991	0.9751	0.21	0.8827
9-sep-05	0.177	0.991	0.9752	0.21	0.8819
12-sep-05	0.179	0.991	0.9751	0.21	0.8794
13-sep-05	0.179	0.991	0.9751	0.21	0.8864
14-sep-05	0.180	0.991	0.9751	0.21	0.8813
15-sep-05	0.180	0.991	0.9751	0.21	0.8934

Tabla D-6 Humedad del vapor agotado

Fecha	Entalpía del vapor vivo, H_A (kJ/kg)	Entalpía del vapor agotado a cond. Isentrópicas H_{ci} (kJ/kg)	Rendimiento relativo interno, η_{ri}	Entalpía del vapor agotado, H_C (kJ/kg)	Entalpía del vapor agotado, H_V^C (kJ/kg)	Entalpía del vapor agotado, H_L^C (kJ/kg)	Humedad del vapor agotado, y_c	Calidad del vapor agotado, x_c
8-ago-05	2,744	2,197.89	0.8541	2,277.58	2,585.00	192.6	0.15	0.85
9-ago-05	2,745	2,214.32	0.8759	2,280.15	2,589.00	201	0.15	0.85
10-ago-05	2,744	2,211.58	0.8502	2,291.36	2,589.00	201	0.14	0.86
11-ago-05	2,743	2,214.32	0.8422	2,297.73	2,592.00	209.3	0.14	0.86
12-ago-05	2,744	2,228.63	0.8712	2,295.02	2,592.00	209.3	0.14	0.86
15-ago-05	2,744	2,217.68	0.8398	2,301.98	2,592.00	209.3	0.14	0.86
16-ago-05	2,743	2,216.84	0.8427	2,299.59	2,592.00	209.3	0.14	0.86
17-ago-05	2,743	2,221.05	0.8562	2,296.10	2,592.00	209.3	0.14	0.86
18-ago-05	2,743	2,221.05	0.8562	2,296.10	2,592.00	209.3	0.14	0.86
19-ago-05	2,743	2,258.95	0.7952	2,358.08	2,581.00	184.3	0.10	0.90
22-ago-05	2,743	2,216.84	0.8655	2,287.59	2,592.00	209.3	0.15	0.85
23-ago-05	2,743	2,216.84	0.8480	2,296.80	2,592.00	209.3	0.14	0.86
24-ago-05	2,743	2,194.65	0.8442	2,280.09	2,585.00	192.6	0.15	0.85
25-ago-05	2,743	2,208.00	0.8652	2,280.09	2,589.00	201	0.15	0.85
26-ago-05	2,742	2,202.11	0.8574	2,279.09	2,589.00	201	0.15	0.85
29-ago-05	2,742	2,192.42	0.8423	2,279.09	2,585.00	192.6	0.15	0.85
30-ago-05	2,743	2,208.00	0.8652	2,280.09	2,589.00	201	0.15	0.85
31-ago-05	2,743	2,202.11	0.8558	2,280.09	2,592.00	209.3	0.15	0.85
1-sep-05	2,743	2,216.84	0.8798	2,280.09	2,592.00	209.3	0.15	0.85
2-sep-05	2,744	2,221.05	0.8852	2,281.09	2,589.00	201	0.15	0.85
5-sep-05	2,743	2,211.79	0.8714	2,280.09	2,592.00	209.3	0.15	0.85
6-sep-05	2,743	2,216.84	0.8798	2,280.09	2,592.00	209.3	0.15	0.85
7-sep-05	2,743	2,208.00	0.8652	2,280.09	2,589.00	201	0.15	0.85
8-sep-05	2,743	2,216.84	0.8827	2,278.58	2,592.00	209.3	0.15	0.85
9-sep-05	2,743	2,216.84	0.8819	2,278.99	2,592.00	209.3	0.15	0.85
12-sep-05	2,743	2,208.00	0.8794	2,272.52	2,589.00	201	0.15	0.85
13-sep-05	2,743	2,212.21	0.8864	2,272.52	2,589.00	201	0.15	0.85
14-sep-05	2,742	2,205.55	0.8813	2,269.23	2,589.00	201	0.15	0.85
15-sep-05	2,743	2,212.21	0.8934	2,268.80	2,589.00	201	0.15	0.85

Tabla D-7 Eficiencia de enfriamiento

Fecha	Temperatura del agua al ingreso, T_U (°C)	Temperatura del agua a la salida, T_R (°C)	Temperatura de bulbo húmedo al ingreso, T_{bh1} (°C)	Eficiencia de enfriamiento de la torre, ϕ (%)
8-ago-05	41,4	30,7	25,9	69,20
9-ago-05	40,9	30,0	24,9	68,21
10-ago-05	40,2	30,0	25,4	68,55
11-ago-05	43,3	32,3	26,2	64,73
15-ago-05	44,0	32,3	25,7	63,98
16-ago-05	43,7	32,7	26,3	62,88
17-ago-05	43,6	32,1	26,4	67,04
18-ago-05	42,6	32,0	25,8	63,15
22-ago-05	44,1	32,3	26,4	66,38
23-ago-05	43,5	33,0	26,1	60,36
24-ago-05	41,9	31,6	24,9	60,31
25-ago-05	41,5	30,8	26,5	71,71
29-ago-05	42,1	31,9	26,2	64,03
30-ago-05	42,3	32,0	27,0	67,50
31-ago-05	42,7	32,2	27,4	68,76
2-sep-05	41,2	30,6	26,4	71,29
5-sep-05	42,2	31,2	26,3	69,31
6-sep-05	41,9	30,5	26,3	72,82
7-sep-05	42,4	31,7	25,9	65,03
8-sep-05	42,0	31,0	26,7	71,94
9-sep-05	42,0	31,0	26,5	71,28
12-sep-05	41,8	30,8	26,5	71,85
14-sep-05	42,2	32,0	26,1	63,24
15-sep-05	41,7	31,6	25,8	63,80

ANEXOS E “Cálculos de rendimientos en la turbina de vapor y torre de enfriamiento”

E.1 Cálculo de rendimientos en la turbina de vapor instalada en la Planta Geotérmica Momotombo a partir de datos de diseño

Para efectuar el cálculo de los distintos rendimientos se requieren los datos mostrados en la siguiente tabla:

Tabla E-1 Parámetros de diseño para la turbina

Parámetros de diseño	Unidad de medición	Valor
Flujo de vapor vivo	Ton/h	264.125
Presión en la válvula de toma derecha	Bar	7.0
Presión en la cámara de rueda	Bar	4.6
Presión del vapor agotado	Bar absoluto	0.1299
Potencia Eléctrica	kW	35.00
Humedad del vapor vivo	%	0.2
Pérdidas Mecánicas	kW	200
Pérdidas Eléctricas	kW	897

1) Calcular la entalpía del vapor vivo (H_A) con $P_A = 7.0$ Bar absoluto y $y_A = 0.2\%$

$$H_A = H_L^A y_A + H_V^A (1 - y_A) \quad (4.1)$$

$$H_A = 2762 \text{ kJ / kg}$$

2) Con $H_A = 2762 \text{ kJ / kg}$, $P_C = 0.1299$ Bar absoluto y $P_{CR} = 5.60$ Bar absoluto en el Diagrama de Mollier se obtiene el valor de la entalpía del vapor agotado a condiciones isentrópicas, $H_{Ci} = 2,184.0 \text{ kJ / kg}$

3) Con $P_C = 0.1299$ Bar absoluto se obtiene de las tablas termodinámicas de vapor saturado la entalpía del vapor condensado $H_{Ci} = 212.34 \text{ kJ / kg}$

4) Con los valores de:

$H_A = 2762 \text{ kJ / kg}$, $P_{el} = 35,000 \text{ kW}$, $H_{Ci} = 212.34 \text{ kJ / kg}$, $F_A = 264,125.00 \text{ ton / h}$ se procede al cálculo del rendimiento eléctrico absoluto, $\eta_{el.a} = 0.187$

5) Para el cálculo del rendimiento mecánico (η_m) fue necesario:

a) Determinar la potencia efectiva (P_e):

$$P_e = P_{el} + \beta_{g.el} \quad (4.2)$$

$$P_e = 35,000.00 \text{ kW} + 897 \text{ kW}$$

$$P_e = 35,902.00 \text{ kW}$$

b) Determinar la potencia interna (P_i):

$$P_i = P_e + \beta_m \tag{4.3}$$

$$P_i = 35,902.00 \text{ kW} + 200 \text{ kW}$$

$$P_i = 36,102.00 \text{ kW}$$

El rendimiento mecánico (η_m) se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \tag{3.10}$$

$$\eta_m = 0.994$$

6) El Rendimiento del Generador Eléctrico ($\eta_{g.el}$) se calcula mediante la ecuación 3.14 y considerando la ecuación 4.2

$$\eta_{g.el} = \frac{P_{el}}{P_e} \tag{3.12}$$

$$\eta_{g.el} = 0.975$$

7) Con los valores de entalpía del vapor vivo (H_A), del vapor agotado a condiciones isentrópicas (H_{Ci}) y del vapor condensado (H_{Ct}) se procedió al cálculo del rendimiento absoluto del ciclo térmico teórico (η_t) por medio de la ecuación 3.16.

$$\eta_t = \frac{H_A - H_{Ci}}{H_A - H_{Ct}} \tag{3.14}$$

$$\eta_t = 0.227$$

8) Una vez conocidos los rendimientos se obtiene el valor correspondiente al Rendimiento Relativo Interno (η_{ri}) aplicando la ecuación 3.17

$$\eta_{ri} = \frac{\eta_{el.a}}{\eta_m \times \eta_{g.el} \times \eta_t} \tag{3.16}$$

$$\eta_{ri} = 0.851$$

E.2 Determinación de la capacidad de enfriamiento de la torre a partir de datos de diseño

Ya que no es posible determinar la capacidad de enfriamiento de la torre con datos de diseño, se tomaron datos de cuando la Planta estaba generando 36.11 MW, con el fin de ilustrar el método de evaluación por el criterio de Merkel.

Datos para el 24 de junio de 1989:

Generación = 36.11 MW

Flujo de vapor = 276.745 ton/ h

Caudal de agua que ingresa a la torre de enfriamiento = 11,056.7863 m³/ h

Temperatura del agua caliente = 44.71 °C

Temperatura del agua fría = 31.52 °C

Temperatura de bulbo húmedo = 24.43 °C

Temperatura del bulbo seco = 29.23 °C

Amperaje del ventilador 2A = 190.2 A

Amperaje del ventilador 2B = 197.0 A

Amperaje del ventilador 2C = 195.0 A

Amperaje del ventilador 2D = 195.0 A

Voltaje = 458 voltios

Una vez recopilado los datos necesarios y conocidos los datos de diseño, se procede a la verificación del cumplimiento de los límites de aceptación marcados por el Cooling Technology Institute (CTI) para llevar a cabo la prueba de comportamiento por el criterio de Merkel (ver tabla 3-2)

Tabla E-2 Parámetros de operación necesarios para llevar a cabo la prueba de comportamiento

Parámetro	Unidad	Datos de diseño	Datos de prueba	Límites de aceptación
Caudal de agua a enfriar (Q _U)	m ³ / h	3.194	3.0713	3.5134 – 2.8746
Temperatura del agua caliente (T _U)	° C	48.00	44.7	
Temperatura del agua fría (T _R)	° C	32.00	31.5	
Salto térmico (ΔT)	° C	16.00	13.2	19.2 – 12.8
Temperatura de bulbo húmedo (T _{bh})	° C	24.50	24.3	19.5 – 29.5
Potencia del ventilador (P _{vent.})	kW	596.00		
Relación agua/ aire (L/G)	---	1.12		
Característica de la torre (Kaz / L`)	---	1.22		

Para determinar el rendimiento de la torre por el criterio de Merkel, es necesario calcular los valores de prueba de la característica de la torre y de la relación agua/ aire.

El valor de $(L/G)_{prueba}$ se determina mediante la siguiente ecuación:

$$(L/G)_{prueba} = \left[\frac{\text{Flujo másico de agua de prueba}}{\text{Flujo másico de agua de diseño}} \right] \times \left[\frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia de prueba}} \right]^{1/3} \times (L/G)_{diseño}$$

$$(L/G)_{prueba} = \left[\frac{(Q_U)_{prueba}}{(Q_U)_{diseño}} \right] \times \left[\frac{(P_X)_{diseño}}{(P_X)_{prueba}} \right]^{1/3} \times (L/G)_{diseño} \quad (E.1)$$

Donde los subíndices U y $vent.$ se refieren al agua de circulación y al ventilador respectivamente.

La potencia al freno del ventilador ($P_{vent.}$) de prueba se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{vent.} = \sqrt{3} \times V_{vent.} \times A_{vent.} \times FP \quad (E.2)$$

Donde, A es el amperaje, FP es el factor de potencia del motor del ventilador, generalmente $FP = 0.85$ (este valor es adimensional) y V se refiere al voltaje de línea.

Sustituyendo,

$$(P_{vent.})_{prueba} = (\sqrt{3}) \times (FP) \times (V_{vent.}) \times \left(\sum_A^D A_{vent.} \right) \quad (E.3)$$

$$(P_{vent.})_{prueba} = (\sqrt{3}) \times (0.85) \times (458) \times [(190.2 + 197.0 + 195.0 + 195.0)]$$

$$(P_{vent.})_{prueba} = 524, 056.1513 \text{ voltios}$$

$$(P_{vent.})_{prueba} = 524. 05615 \text{ kW}$$

Sustituyendo en E.1:

$$(L/G)_{prueba} = \left[\frac{3.0713}{3.194} \right] \times \left[\frac{596.00}{524.05615} \right]^{1/3} \times (1.12)$$

$$(L/G)_{prueba} = 1.1242$$

Con el valor de $(L/G)_{prueba}$ y conociendo los valores de la temperatura del agua de enfriamiento (T_R), temperatura del agua de circulación T_U y la temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}) se determina mediante una integración el valor de prueba de la característica de la torre $(K a z / L)_{prueba}$. El método de Tchebycheff para evaluar numéricamente la integral es el que se usa con mayor frecuencia y, según este:

$$\frac{Kaz}{\dot{L}} = \int_{T_R}^{T_U} \frac{dT}{H_j^* - H_j} \cong \frac{T_U - T_R}{4} \left(\frac{1}{\Delta H_1} + \frac{1}{\Delta H_2} + \frac{1}{\Delta H_3} + \frac{1}{\Delta H_4} \right) \quad (E.4)$$

Resolviendo,

$$T_U = 44.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_R = 31.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{bh} = 24.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(L/G)_{prueba} = 1.1242$$

De la tabla de entalpía para aire saturado para $T_{bh} = 24.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ se tiene que $H_{J1} = 73.80 \text{ kJ/kg. a.s.}$ (Entalpía del aire al ingreso).

Conociendo H_{J1} y $(L/G)_{prueba}$ es posible determinar la entalpía del aire a la salida (H_{J2}) con la siguiente ecuación:

$$H_{J2} = H_{J1} + L/G (T_U - T_R) c \quad (E.5)$$

Por lo tanto,

$$H_{J2} = 73.80 + 1.1242 (44.7 - 31.5) \times 4.1868$$

$$H_{J2} = 135.93 \text{ kJ/kg. a.s.}$$

Usando el método de análisis numérico de Tchebycheff y las tablas de entalpía para aire saturado, se tienen los siguientes resultados:

Tabla E-3 Método de Tchebycheff

T (°C)	H_j^*	H_j	$H_j^* - H_j$	$\frac{1}{(H_j^* - H_j)}$
$T_R =$ 31.5		H_{J1}		
$T_R + 0.1(T_U - T_R) = 32.8$	115.3	$H_{J1} + 0.1cL/G(T_U - T_R) = 80.01$	35.3	0.02833
$T_R + 0.4(T_U - T_R) = 36.8$	141.3	$H_{J1} + 0.4cL/G(T_U - T_R) = 98.70$	42.6	0.02347
$T_R - 0.4(T_U - T_R) = 39.4$	161.1	$H_{J2} - 0.4cL/G(T_U - T_R) = 111.05$	50.1	0.01996
$T_R - 0.1(T_U - T_R) = 43.4$	196.8	$H_{J2} - 0.1cL/G(T_U - T_R) = 129.70$	67.1	0.01490
$T_U =$ 44.7		H_{J1}		

Sustituyendo los valores anteriores, (Kaz/\dot{L}) se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{Kaz}{\dot{L}} = \left\{ \frac{T_U - T_R}{4} \times \left[\frac{1}{(H_j^* - H_j)_1} + \frac{1}{(H_j^* - H_j)_2} + \frac{1}{(H_j^* - H_j)_3} + \frac{1}{(H_j^* - H_j)_4} \right] \right\} \times c \quad (E.6)$$

$$\frac{Kaz}{\dot{L}} = \frac{(44.7 - 31.5)}{4} \times (0.02833 + 0.02347 + 0.01996 + 0.01490) \times 4.1868$$

$$\frac{K a z}{L} = 1.1973$$

El porcentaje de la capacidad es un valor que está expresado en porcentaje del flujo de agua circulación que la torre de enfriamiento puede manejar a condiciones de diseño (temperatura de bulbo húmedo, salto térmico y potencia de los ventiladores). El valor de 100% indica que la torre operará adecuadamente, valores mayores que este valor indican que la torre tendrá capacidad adicional para enfriar, mientras que valores menores al 100% indican que la torre se encuentra corta en su capacidad de enfriamiento. El porcentaje de capacidad para la torre de enfriamiento por el método de curvas características está dado por la siguiente ecuación:

$$\% \text{ Capacidad} = \frac{(L/G)^+}{(L/G)_{\text{Diseño}}} \times 100 \quad (\text{E.7})$$

Donde, $(L/G)_{\text{Diseño}}$ es la relación de diseño del flujo de agua con respecto al flujo de aire seco y $(L/G)^+$ es la relación corregida del flujo de agua con respecto al flujo de aire seco.

El valor de $(L/G)^+$ se obtiene de la gráfica de la curva característica general de la torre (Véase Anexo E.4) y. En la curva característica general de la torre de enfriamiento se localizan los valores de $(L/G)_{\text{Prueba}}$ y $(K a z / L)_{\text{Prueba}}$, se interceptan estos puntos y se sitúa el punto que le corresponde, en este punto se traza una paralela a la curva característica general de la torre de enfriamiento, moverse sobre esta línea paralela hasta interceptar la curva de acercamiento de la torre y leer el valor de $(L/G)^+$ que le corresponde.

Se obtiene que $(L/G)^+ = 1.173$, con este valor y conociendo $(L/G)_{\text{Diseño}}$ se sustituyen los valores en la ecuación E.7:

$$\% \text{ Capacidad} = \frac{1.173}{1.12} \times 100$$

$$\% \text{ Capacidad} = 104.73 \% \quad \text{La torre tendrá capacidad adicional para enfriar}$$

ANEXOS F “Programa de tratamiento químico dosificado en el agua de la torre de enfriamiento”

Tabla F-1 Programa de tratamiento

Producto	Características	Dosis	Frecuencia
VAPEN 415	Es parte del programa dianódico. El VAPEN 415 es un estabilizador del pH. El zinc brinda protección catódica en el programa dianódico	10 ppm	De lunes a domingo, 1 vez por día
VAPEN 580	Es un biocida de amplio espectro formulado a base de ditiocarbamatos	30 ppm	Los días viernes, 1 vez por día
VAPEN 560	Es un biocida de amplio espectro formulado a base de glutaraldehído	30 ppm	Los días lunes, 1 vez por día
VAPEN CLOR-90	Consiste de cloro orgánico		Los días miércoles, 1 vez por día
NaOH	Se utiliza con la finalidad de neutralizar agua	Varía según se ajusta el pH entre 6 y 7	Varía