



**REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
“Dr. ANTONIO NUÑEZ JIMENEZ”**

**“Evaluación de los parámetros de explotación de las torres de enfriamiento
con relleno de cerámica y PVC del sistema de climatización del Aeropuerto
Internacional “Simón Bolívar”**

**Tesis presentada en opción al Título Académico de Master en
Electromecánica**

Autor: Ing. Douglas Ramón Reinoso Rengifo

**Tutores Dr. C. Luis Oscar Oliva Ruiz.
Dr. C. José F. Falcón Hernández**

Caracas, 2010

DEDICATORIA

A DIOS por darme la oportunidad de vivir, para poder alcanzar nuevas metas cada día.

Con mucho cariño a mi madre María de Reinoso y a la memoria de mi padre Sotero Reinoso

A mis hijos, hermanos, sobrinos, nietos y amigos, por brindarme su apoyo y confiar en mí.

Todo esto es de Uds. y para Uds.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por haberme iluminado en todos los momentos y poner esa luz en el camino para inspirarme hasta alcanzar este sueño que hoy se hizo realidad, gracias.

A Doulin Reinoso, Douglas Daniel Reinoso y Yesenia Betancourt por haberme apoyado en todos los aspectos para la ejecución de esta tesis. Hijos, Dios los bendiga.

Agradezco la valiosa colaboración prestada por el profesor Luis Oscar Oliva Ruiz, para el logro del presente trabajo.

A todos los profesores por su incondicional apoyo, para alcanzar el éxito de este trabajo.

¡Gracias a todos!

RESUMEN

En medio de todo el proceso de perfeccionamiento del sistema de climatización del Aeropuerto "Simón Bolívar" de Venezuela, el relleno de las torres de enfriamiento, que anteriormente fue de cerámica vitrificada, sufrió el efecto de las incrustaciones de sales, por lo que debió ser sustituido por relleno de poli cloruro de vinilo (PVC), sin que en la actualidad se tenga conocimiento acerca de si dicha decisión puede considerarse razonable. A partir de esta situación se plantea como objetivo, realizar la evaluación de los resultados técnicos derivados de las modificaciones realizadas en la torre. Como hipótesis se postula que, mediante la aplicación de los conceptos teóricos de balance de energía y masa, así como de la expresión de Merkel entre las fases líquidas y gaseosas, se podrán determinar los indicadores de trabajo de la torre.

Mediante la aplicación de metodologías conocidas fue evaluado el funcionamiento de la torre, antes y después de haber sido sustituido el relleno.

Mediante la comparación de los resultados obtenidos se llegó a la siguiente conclusión: en caso de que en el futuro, la torre con relleno de PVC, fuese sometida a la necesidad de enfriar a partir de una temperatura de entrada igual o mayor que el valor al que estaba sometida la cerámica, indiscutiblemente el nuevo relleno estaría en mejores condiciones de garantizar la temperatura de salida en el valor requerido. Lo anterior, unido a que el PVC es de más fácil manejo y de mayor durabilidad, permite considerar acertada la decisión de sustituir la cerámica por el PVC.

ABSTRACT

In the midst of the process of upgrading the air conditioning system of the Airport Simon Bolivar of Venezuela, the filling of the cooling towers, formerly glass ceramic, suffered the effects of salt deposits, for what must have been filling replaced by polyvinyl chloride (PVC), but now there is knowledge about whether that decision can be considered reasonable. From this situation arose as an objective, the assessment of technical results arising from the changes made to the tower. As a hypothesis it is postulated that, by applying the theoretical concepts of mass and energy balance, as well as the expression of Merkel, may determine the indicators of work of the tower. By applying known methodologies was evaluated the operation of the tower, before and after being replaced the filling. By comparing the results was reached the following conclusion: if in the future, filling the tower with PVC, was subject to the need to cool from an inlet temperature equal to or greater than the value she was under the ceramic, arguably the new landfill would be better able to ensure the exit temperature at the required value. This, plus the fact that PVC is easier to use and more durable, allow to suggest, that the decision to replace the ceramic by the PVC is correct.

INDICE

INTRODUCCIÓN	8
CAPÍTULO 1	13
FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLÓGICOS	13
1.1 Generalidades sobre enfriamiento de agua	13
1.2 Historia y clasificación de los sistemas de enfriamiento	14
1.2.1 Estanques o piscinas de enfriamiento.	14
1.2.2 Torres Atmosféricas	17
1.2.3 Torres de tiro natural	19
1.2.4 Torres mecánicas	21
1.2.4.1 Torres de tiro forzado	22
1.2.4.2 Torres de tiro inducido	24
1.2.4.3 Torres de rellenos	26
1.2.5 Torres por eyección	30
1.2.5.1 Torres por eyección de flujo horizontal	30
1.2.5.2 Torres por eyección de flujo vertical descendente	32
1.3 Comparación de las torres	33
1.4 Generalidades sobre el diseño de las torres de enfriamiento.	35
1.4.1 Eficiencia	35
1.4.2 Densidad de lluvia o carga Hidráulica específica	36

1.4.3	Carga de calor específica	36
1.4.4	Aproximación de Temperatura	36
1.4.5	Rango de enfriamiento	37
1.4.6	Relación entre los caudales de agua y aire	37
1.4.7	Velocidad del aire	37
1.4.8	Tiempo de contacto	38
1.5	Teoría de torres de enfriamiento de tiro inducido de flujo a contracorriente	38
1.6	Marco Teórico para el cálculo de torres de enfriamiento de tiro inducido de flujo a contracorriente.	46
1.6.1	El cálculo de la relación agua–aire (L/Q)	47
1.6.2	Dimensionamiento de la torre	49
CAPÍTULO 2		52
EVALUACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO ANTES Y DESPUÉS DE LA MODIFICACIÓN		52
2.1	Metodología general	52
2.2	Evaluación de las torres de enfriamiento del Aeropuerto “Simón Bolívar” para las condiciones de diseño.	52
2.2.1	Evaluación de la torre durante el periodo de explotación con relleno cerámico	54
2.3	Evaluación de la torre durante el periodo de explotación con relleno de PVC	55
2.3.1	Determinación teórica de la relación agua-aire para las torres con cerámica y PVC	57
2.3.2	Determinación de las unidades de transferencia en los rellenos de cerámica y de PVC	58
2.3.3	Determinación del N_d para relleno de cerámica	62

2.3.4	Determinación del N_d para relleno de PVC	64
2.4	Análisis de los resultados	66
	CONCLUSIONES	68
	RECOMENDACIONES	69
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70
	ANEXOS	75

INTRODUCCIÓN

En sus inicios, acondicionamiento de aire significaba el enfriamiento del aire para mejorar los ambientes interiores durante los meses calurosos del año. En los tiempos modernos, esta expresión ha adquirido un significado más amplio y puede definirse como el control de los ambientes interiores a lo largo de todo el año. Actualmente el término “acondicionamiento de aire” se refiere al control de la temperatura, el nivel de humedad y la calidad (pureza) del aire, así como a los volúmenes de circulación requeridos por los ocupantes, los procesos que se realizan y los productos que se almacenan en un espacio determinado (McQuiston, et al, 2003).

Además del incremento del confort humano, pronto se volvió evidente que en un medio apropiadamente controlado los bienes se podían producir de mejor manera, más rápido y más económico. De hecho, muchos de los productos actuales no podrían fabricarse si no se dispusiera de sistemas de climatización, que acondicionen el ambiente dentro de límites precisos (Carrier, 1999; Ortiz,2005).

El desarrollo industrial mundial no hubiera sido posible sin el control del ambiente durante todo el año. Muchas plantas manufactureras, instalaciones de alta tecnología, grandes complejos de oficinas, aeropuertos entre otros, requieren del acondicionamiento del aire.

Antes de la década de los 70, la mayoría de los sistemas de aire acondicionado eran diseñados e instalados sin considerar el ahorro y la conservación de la energía. Esto se debía a que los combustibles eran abundantes y baratos; sin embargo, durante esta década se incrementó su costo y por consiguiente se incrementó la necesidad de optimizar el funcionamiento de los aires acondicionados; Es decir, alcanzar una mayor eficiencia a un menor costo.

Una manera de garantizar el confort humano, tanto en los aeropuertos nacionales como internacionales, es la utilización de sistemas de acondicionamiento de aire. Tal es el caso del Aeropuerto Internacional de Maiquetía “Simón Bolívar” en Venezuela, donde actualmente se está modificando el subsistema de la torre de enfriamiento, a fin de optimizar su eficiencia térmica, disminuir su consumo energético y mejorar su sistema de seguridad y control.

El sistema de climatización del Aeropuerto Internacional de Maiquetía es un sistema central que se compone de los siguientes subsistemas: Unidades manejadoras de aire (UMA), de distribución de agua helada, de intercambiadores de calor tipo Chiller con un arreglo en paralelo de cuatro (04) unidades de torres de enfriamiento de tiro inducido y una red de alimentación de energía eléctrica.

El sistema de climatización del Aeropuerto Internacional “Simón Bolívar” tiene más de treinta años de funcionamiento, por lo que la vida útil de su estructura y equipos ha disminuido, lo que evidencia obsolescencia y deterioro de los mismos. Es por ello que la alta gerencia de esta institución se ha visto obligada a iniciar un proceso de modernización y actualización en los sistemas de climatización, a fin de mantener la calidad del servicio prestado y mantener su status entre los aeropuertos.

La dirección ha decidido comenzar la modernización, por el subsistema de torre de enfriamiento, ya que el mismo, según evaluación realizada por la empresa “Oficina Técnica LEO C.A.”, presenta indicadores por debajo de lo establecido en las normas.

El subsistema de las torres de enfriamientos está compuesto por los rellenos, boquillas de aspersion del agua, sistemas de alimentación y distribución del aire, y la piscina.

Los problemas presentados se debían a incrustaciones en las superficies de contacto del agua con los rellenos, producto de un inadecuado tratamiento del

agua. Este incrustamiento generaba estancamiento de las torres misma y conllevaba a un enfriamiento ineficiente.

Durante el proceso de búsqueda de variantes para sustituir los rellenos, se decidió utilizar material sintético de poli cloruro de vinilo (PVC).

Una de las ventajas principales del relleno utilizado para la sustitución de los cerámicos, es que son ligeros. Los mismos están compuestos por una serie de laminas previamente acanaladas de polietileno, cloruro de polivinilo y similares, las cuales se unen con pegamentos especiales, alternadamente con la inclinación del acanalado a la izquierda y a la derecha, formando paquetes en dimensiones apropiadas según el tamaño de las torres.

La disposición de las laminas alternadamente se efectúa para aumentar el tiempo de contacto entre el líquido por enfriar y el aire circulante dentro de las torres de enfriamiento. El acanalado de la lámina, aumenta el área de contacto entre el líquido y el aire.

Otra ventaja no menos importante de este tipo de rellenos, es que la velocidad de formación de costras, provocadas por el asentamiento de impurezas del agua es más lenta con respecto a los rellenos cerámicos por tener una superficie más pulida.

La ejecución del proyecto, acordado entre las partes interesadas se concluye en el año 2008 y comienza su explotación. A partir de ese momento han sido registrados los valores de diferentes parámetros.

En la actualidad, después de la sustitución de los rellenos, por parte de la dirección del aeropuerto ha surgido la necesidad de tener mayor información acerca de las características de funcionamiento de la torre de enfriamiento, con especial interés en los consumos de energía, fundamentalmente de los motores del ventilador y más específicamente, de la eficiencia energética, a través de un

indicador que caracteriza la intensidad energética, dada por la cantidad de calor evacuada en la torre por kW-h consumido en la instalación.

En correspondencia con lo antes expuesto, se define el diseño teórico de la investigación, que se expone a continuación.

Situación problemática:

En medio de todo el proceso de perfeccionamiento del sistema de climatización del Aeropuerto “Simón Bolívar” de Venezuela, el relleno de las torres de enfriamiento, que anteriormente fue de cerámica vitrificada, sufrió el efecto de las incrustaciones de sales, por lo que debió ser sustituido por relleno de policloruro de vinilo (PVC), sin que en la actualidad se tenga conocimiento acerca de si dicha decisión puede considerarse razonable.

Problema:

La no existencia de las características de trabajo de torres con rellenos de PVC.

Tema de investigación:

Evaluación de parámetros de explotación de torres de enfriamiento de tiro inducido con relleno de Cerámica y PVC., del sistema de climatización del Aeropuerto Internacional “Simón Bolívar”.

El objeto de investigación

La torre de enfriamiento de tiro inducido sometida a la remodelación del relleno cerámico por PVC.

Objetivo general

Realizar la evaluación de los resultados técnicos derivados de las modificaciones realizadas en la torre.

Hipótesis

Mediante la aplicación de los conceptos teóricos de balance de energía y masa, así como de la expresión de Merkel entre las fases líquidas y gaseosas, se podrán determinar los indicadores de trabajo de la torre.

Tareas

1. Compilar los principios y leyes que rigen el funcionamiento de las torres de enfriamiento y tipos de rellenos empleados en su construcción.
2. Desarrollar la metodología a utilizar para el cumplimiento de los objetivos propuestos.
3. Recopilar la información existente de la instalación y procesamiento estadístico de los mismos.
4. Determinar las características de trabajo en cada caso, con sus respectivos análisis y comparación, que permita evaluar el efecto producido en las torres por el cambio del relleno cerámico por PVC.

Métodos de investigación

1. Método documental para obtener los principios y leyes que rigen el funcionamiento de las torres de enfriamiento.
2. Método experimental pasivo para evaluar los parámetros existentes de la torre; y el activo, a través del cual se midieron y calcularon los no existentes.
3. Método deductivo para la estructuración del trabajo.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLÓGICOS

En este capítulo se expone el marco teórico, acerca las generalidades sobre enfriamiento de agua, la historia y clasificación de los sistemas de enfriamiento, la comparación de los diferentes tipos de torres, las generalidades sobre el diseño de las torres, la teoría de las torres de enfriamiento de tiro inducido y el marco teórico para el cálculo de las torres de enfriamiento

1.1 Generalidades sobre enfriamiento de agua

El enfriamiento del agua es una necesidad del desarrollo industrial, por tener que disipar grandes flujos de calor al medio ambiente con diferencias de temperaturas relativamente pequeñas y de este modo garantizar los requerimientos tecnológicos en una creciente y cada vez más diversificada industria en condiciones climáticas y geográficas muy disímiles.

Todo sistema de enfriamiento se basa en el principio de que, cuando un líquido caliente se pone en contacto con un gas no saturado, parte del líquido se evapora y como resultado disminuye su temperatura. La aplicación más importante de este principio se da en el uso de las torres de enfriamiento, para disminuir la temperatura del agua recirculada que utilizan los condensadores e intercambiadores de calor en plantas químicas, plantas de energía y unidades de aire acondicionado. (Sutherland, 1983; Steem, et al, 2009)

Los primeros sistemas de enfriamiento para instalaciones energéticas surgen a principios del siglo XIX. En los procesos industriales contemporáneos, el empleo del agua con propósitos de enfriamiento está muy difundido en estaciones térmicas, industria química, complejos de refrigeración, instalaciones de climatización centralizadas, industrias alimenticias y otras.

Los sistemas de enfriamiento de agua han experimentado desde su surgimiento, un desarrollo de acuerdo con los adelantos científicos técnicos, gracias a la labor de muchos investigadores del tema. Inicialmente el agua era enfriada en piscinas y debido a que podían ser utilizadas para el enfriamiento de bajos saltos térmicos surgen las torres de enfriamiento de agua, que son Las torres de enfriamiento son condensadores o intercambiadores de calor, que utilizan dos fluidos de trabajo uno líquidos y otro gaseoso, en este caso los fluidos son el agua y el aire, ambos refrigerantes naturales u otros fluidos, a continuación se describirán dicho condensador. (Kern,1969)

1.2 Historia y clasificación de los sistemas de enfriamiento

Las torres de enfriamiento se clasifican básicamente por la forma como circulan los fluidos y por el origen del movimiento de los mismos. (Goshayshi, et al, 1999; Treybal, 2001).

Por la forma de circulación, pueden ser de flujo en contracorriente, cruzado o paralelo (concurrente).

Por el origen del movimiento del aire, pueden ser naturales, de eyección (Auto ventiladas) y de tiro mecánico.

En las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas ambientales. Además se clasifican, en estanques, torres de tiro natural y en torres atmosféricas.

1.2.1 Estanques o piscinas de enfriamiento.

Los estanques de rocío fueron las primeras instalaciones empleadas para enfriamiento de agua. En ellas, el agua se expone al aire circundante por medio de atomizadores colocados en forma vertical hacia arriba. Este tipo de instalación se emplea para enfriar pequeños caudales de agua, característicos de plantas de pequeña capacidad (Guillen, 2009)

Los estanques se caracterizan por tener una red hidráulica, con atomizadores situados sobre el pozo que recoge el agua pulverizada hacia arriba y que luego desciende. Otra denominación es Fuente de rocío.

En la figura 1.1 se representa el esquema de un estanque donde el agua se disipa en el aire ambiente sin producir movimientos de este. La boquilla de una fuente de rocío bien diseñada debe producir gotas finas de agua, el rocío producido no debe ser arrastrado con facilidad por el viento, y así, evitar pérdidas excesivas de flujo. Por no tener una estructura exterior el arrastre es significativo y en todas las direcciones. Al operar con un flujo desordenado, estos no son capaces de enfriar el agua hasta aproximadamente la temperatura de bulbo húmedo del ambiente. El rango de enfriamiento es bajo, es de (1 a 2) °C (Ker, 1969).

Los estanques son convenientes para capacidades bajas de enfriamiento y si existe disponibilidad de terrenos, pero presenta la desventaja que aun colocando persianas, se pierde demasiada agua por arrastre con una alta potencia de consumo para el bombeo de agua, que requiere ser pulverizada satisfactoriamente (ASHRAE, 1982).

Los argumentos en contra de los estanques de rocío son los limitados resultados que produce y las grandes pérdidas de agua que se originan durante ciertas épocas del año (Miranda, 2007).

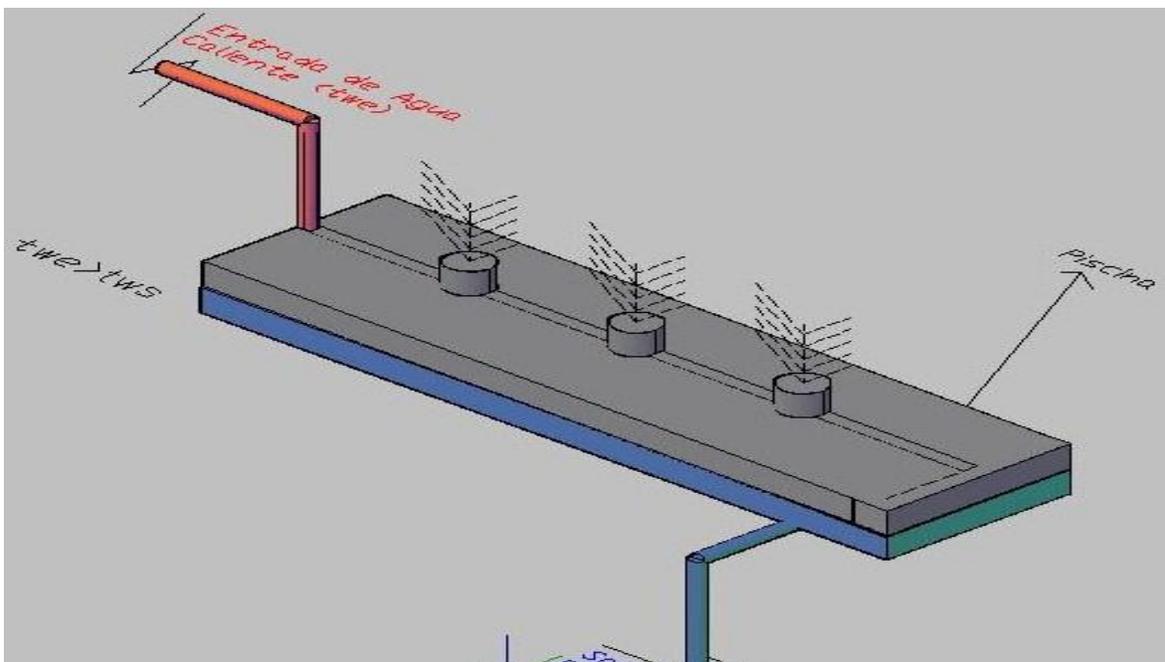


Figura 1.1 Esquema de un estanque de rocío.

Las desventajas de los estanques de rocío, son sus limitados resultados en el enfriamiento y las grandes pérdidas de agua que se producen durante algunas épocas del año (Perry, 1967, 2001).

Las fuentes de rocío se encuentran ubicadas de 0,6 m a 1,2 m de la superficie de la piscina impulsando el agua atomizada hacia arriba, de forma que el viento al chocar con la cortina de agua arrastra gran parte de esta, la que caerá fuera de la piscina, generando grandes pérdidas de agua y daños técnicos al ambiente, ya que aumenta su poder corrosivo, además de daños a los humanos, por inhalación y exposición al aire sobrecargado de agua en suspensión (Raibinin, 1982).

Las piscinas o estanques de rociado tienen una eficiencia que va de (40 a 50) %.

El agua pulverizada esta expuesta al aire, que a veces se mueve a velocidades muy bajas e incluso en algunos periodos la calma es absoluta (Danger, 1992).

La carga de calor específica de los estanques va de (1,74 a 465) kW/m². Este parámetro registra un valor muy bajo, debido a que las bajas relaciones de flujo de aire y agua que maneja este sistema se encuentra entre (0,7 a 1 m² / (m³ .h). Siendo este una de los valores más bajos presentados por un sistema de enfriamiento de agua por circulación (Casanova, 1994).

Después de los estanques, surgen las torres atmosféricas, que trabajan de manera similar a las piscinas pero presentan una armazón que se eleva a

determinada altura para aprovechar aun más las corrientes de aire y disminuir el arrastre del agua y con ellos su consumo, como un factor importante a considerar.

1.2.2 Torres Atmosféricas

Las torres de enfriamiento son columnas de gran diámetro con tipos especiales de rellenos, diseñados para proporcionar un buen contacto gas-líquido con una baja caída de presión (Steem, et al, 2009). El agua caliente se distribuye sobre el empaque por medio de boquillas de aspersion o por una rejilla a través de las tuberías. El aire circula a través del empaque mediante ventiladores de corriente de aire forzada o inducida, mientras que en algunos diseños la circulación es por convección natural.

En lo particular, las torres atmosféricas son las que utilizan las corrientes de aire de la atmósfera. El aire se mueve en dirección horizontal y el agua desciende verticalmente, es decir, lo que se denomina flujo cruzado.

Son torres de gran altura y deben instalarse en grandes espacios libres de obstáculos que impidan la circulación libre del aire a través de la torre.

Su costo inicial es alto por su gran tamaño, pero el costo de mantenimiento es bajo, al no poseer partes mecánicas móviles. Las torres de este tipo suelen ser una solución muy económica para determinadas aplicaciones de refrigeración si pueden garantizar que frecuentemente esté expuesta a vientos de velocidades superiores o iguales a los 2,2 m/ s. Si la velocidad media del viento es baja, los costos fijos y de bombeo aumentan demasiado en comparación con una torre de tiro mecánico y no justifica el ahorro del costo de ventilación. En la figura 1.2 se esquematiza una torre atmosférica.

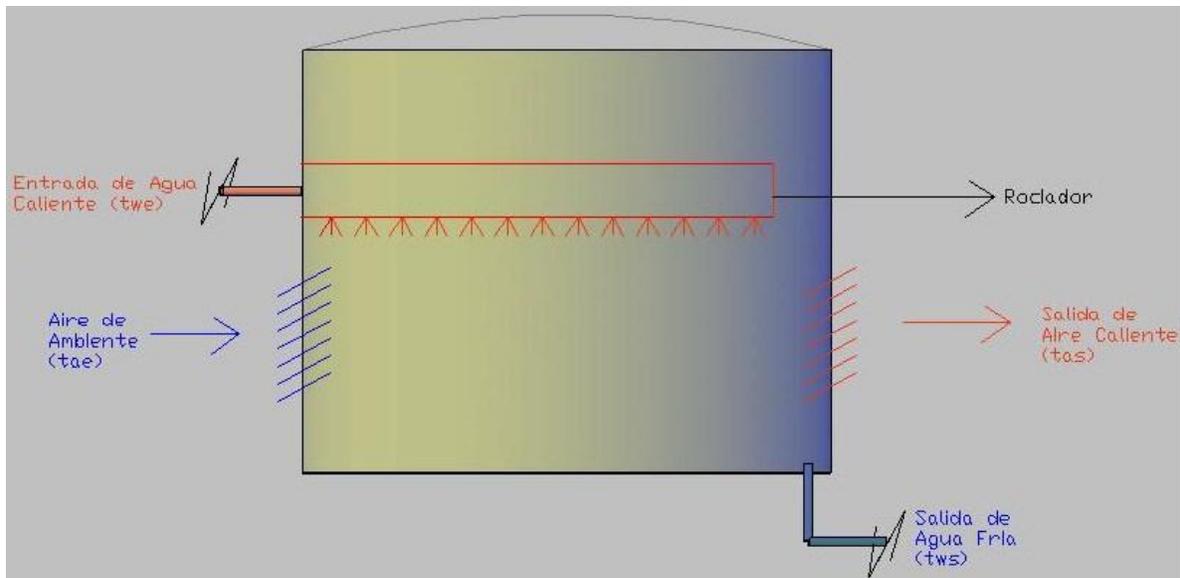


Figura 1.2 Torre atmosférica.

El movimiento del aire a través de la torre es básicamente en dirección horizontal, y generada por la circulación atmosférica. Por trabajar a flujo cruzado, estas torres usan los potenciales disponibles de forma menos eficiente. Ya que el aire al penetrar en ellas se expone a una llovizna de agua a temperatura casi constante para una altura dada, en su recorrido el aire absorbe calor y humedad, mientras sigue en contacto con el agua en las mismas condiciones que cuando penetró por el lateral, lo que minimiza pronto la transferencia de calor y masa, por lo que el aire sale de la torre con el potencial de seguir absorbiendo calor y agua, y además de favorecer el proceso de difusión.

Un caso de efecto contrario se observa en las torres que trabajan a contracorriente, donde el agua más caliente está en contacto con el aire más caliente, mientras que el agua más fría está en contacto con el aire más frío, produciendo una aproximación más cercana del agua a la temperatura de bulbo húmedo. Por esta razón la incapacidad de las torres atmosféricas para producir agua a una temperatura cercana a la de bulbo húmedo del aire (<http://www.torresderefrigeracion.com> [consulta: 11 Mar.2010])

Las dimensiones de estas torres oscilan entre (6 y 15) m de altura, por un ancho de (2,5 a 5) m. Las principales dificultades que presenta este tipo de torres es la

de asegurar la completa distribución del agua sobre las superficies bajas y evitar en lo posible las pérdidas de agua por el viento (Benoeci, et al, 1988). Por lo que, se han adicionado canales y rellenos para la distribución del agua para mejorar este tipo de torres.

Las torres atmosféricas registran una eficiencia en el orden de (45 a 55) % y una densidad de lluvia en el orden de (2,5 a 3,5) $m^3 / (m^2 \cdot h)$. A pesar de ser bajos estos indicadores, su bajo costo de mantenimiento y simplicidad la convirtieron en una tecnología de frecuente uso en el mundo (Perry, 1967, 2001).

1.2.3 Torres de tiro natural

La variante perfeccionada de la torre atmosférica es la de tiro natural.

Las torres de tiro natural surgen en Europa en 1916. Son apropiadas para grandes capacidades de enfriamiento, se construyen con estructuras de hormigón reforzado que pueden tener diámetros de 80 m y alturas de 105 m.

Su principio de funcionamiento no permite un flujo constante de aire. Este circula por tiro natural a causa de la diferencia de densidad del aire fresco a la entrada y el tibio a la salida (<http://www.Annemos.com.br> [consulta 12 Mar.2010], <http://www.hidrotermica.com.br>. [consulta13 Mar.2010]).

En la figura 1.3 se esquematiza una torre de tiro natural

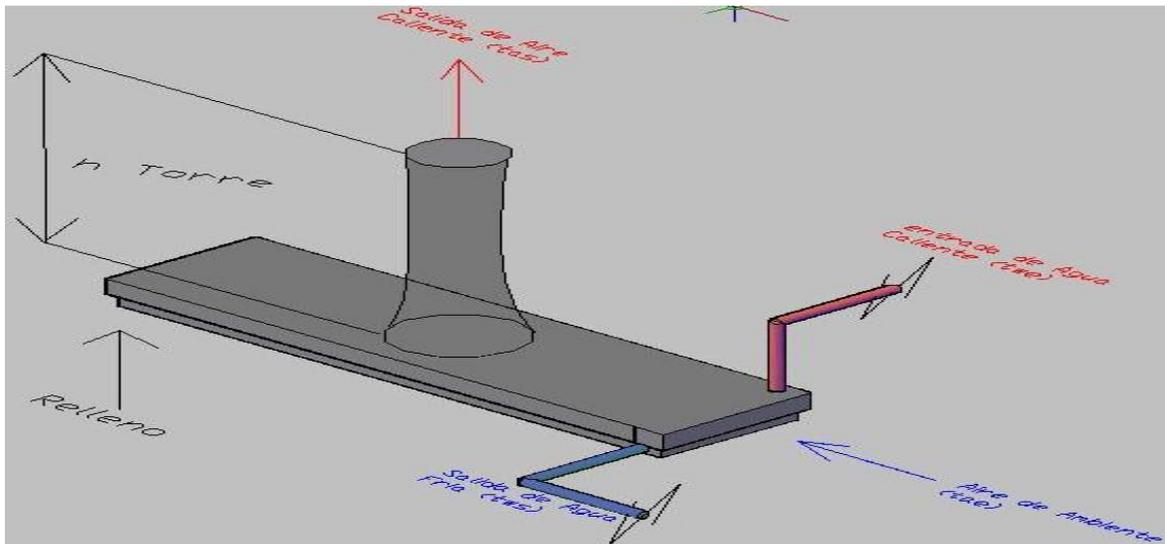


Figura 1.3 Torre de tiro natural.

Las torres de tiro natural son altas con una sección transversal grande para facilitar el movimiento de aire ascendente. Estas torres son de bajo costo de mantenimiento y usadas para enfriar grandes caudales de agua. Al igual que las torres atmosféricas, no poseen partes mecánicas.

Con una velocidad media del aire a través de la torre de (1 a 2) m/s. Las torres de tiro natural no funcionan normalmente cuando la temperatura de bulbo seco del aire es elevada, ya que la misma debe ser siempre inferior a la del agua caliente. No se puede conseguir un valor de acercamiento pequeño y es muy difícil controlar exactamente la temperatura del agua.

En estas torres no se pueden usar rellenos de gran compactación, a causa que la resistencia al flujo de aire debe ser lo más pequeña posible.

Las torres de tiro natural se usan en centrales térmicas; pero no son de uso frecuente en las plantas industriales a causa del alto costo de inversión.

Hay que prestar suma atención a la temperatura del aire. Si las temperaturas durante el día son altas con respecto a las temperaturas del agua, es necesario detener su operación durante las horas cálidas del día, porque la diferencia de

densidades del aire sería mínima, reduciendo el movimiento del mismo. Esto produce un intercambio de calor mínimo y que el agua recircule fuera del rango de temperatura, lo que resulta perjudicial e incluso pone en peligro el resto de la instalación.

El paro de las torres causa grandes pérdidas económicas. En instalaciones donde no se pueden detener los procesos tecnológicos estas torres no se recomiendan (Hernán, 1996).

Las torres naturales tienen paredes completamente cerradas desde el fondo hasta la parte superior, tienen las entradas del aire cerca del fondo. El material de relleno que distribuye el agua, se ubica en la sección inferior de la torre y la mayor parte de la estructura se utiliza para generar el tiro.

Sus principales desventajas son la gran altura necesaria para producir el tiro y la condición fundamental de que el agua debe tener una temperatura por encima de la temperatura bulbo seco del aire, para que este pueda calentarse y producir la corriente ascendente, es decir, el tiro (Minal, 1980).

1.2.4 Torres mecánicas

El avance de la tecnología en la industria y la demanda de extraer calor en los diferentes procesos, generó nuevos proyectos de torres de enfriamiento de agua, lo que condujo al surgimiento de las torres de tiro mecánico, denominadas así por incluir elementos mecánicos móviles en su estructura. Con estas se redujo considerablemente el área de montaje y fueron incrementados los flujos, con el consiguiente logro de mayor eficiencia y capacidad térmica.

Las torres de tiro mecánico proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Son torres compactas, de sección transversal y altura de bombeo menores que las torres de tiro natural. En estas torres se controla de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se logran valores de aproximación muy pequeños de (1 a 2) °C, aunque en la realidad son de (3 a 4) °C.

En dependencia de la ubicación del ventilador en la torre, está puede ser de tiro forzado si el ventilador está a la entrada del aire, y de tiro inducido si está en la zona de descarga del aire (Casanova, 1994)

Las torres atmosféricas y de tiro natural, por lo general son huecas. Las torres mecánicas, también pueden ser de rellenos, donde la caída de presión es mayor y puede ser compensada por tiro forzado inducido

Las torres mecánicas son las que mayor eficiencia térmica han alcanzado, produciendo valores entre (75 a 85) %. La densidad de lluvia para estas torres varía entre (4,8 a 12,22) $\text{m}^3 / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$, las transforma en más compactas. Según (Sawistowski, 1967) plantea que las velocidades del aire para estas torres deben estar entre (1,53 a 2,8) m/s.

Las torres mecánicas se dividen en dos, las de tiro forzado e inducido y estas a su vez pueden ser huecas o con rellenos.

1.2.4.1 Torres de tiro forzado

En las torres de tiro forzado el aire se descarga a baja velocidad por la parte superior de la torre. Estas torres con frecuencia son de flujo a contracorriente. El ventilador succiona el aire atmosférico. Esto se traduce en que el equipo mecánico tiene una vida útil mayor que las de tiro inducido, ya que el ventilador trabaja con aire fresco y no saturado, que es menos corrosivo que el aire caliente y húmedo de la salida. La desventaja es que exista la posible recirculación del aire de salida hacia la zona de baja presión, producida por el ventilador en la entrada de aire (Benoeci, et al, 1988). Las pérdidas por arrastre pueden ser de (0,1 a 0,3) % (<http://www.sc.ehu.es/nmwmiga/torre.htm.com> [consultada 13 Mar.2010]).

La figura 1.4 se esquematiza las torres de tiro forzado.

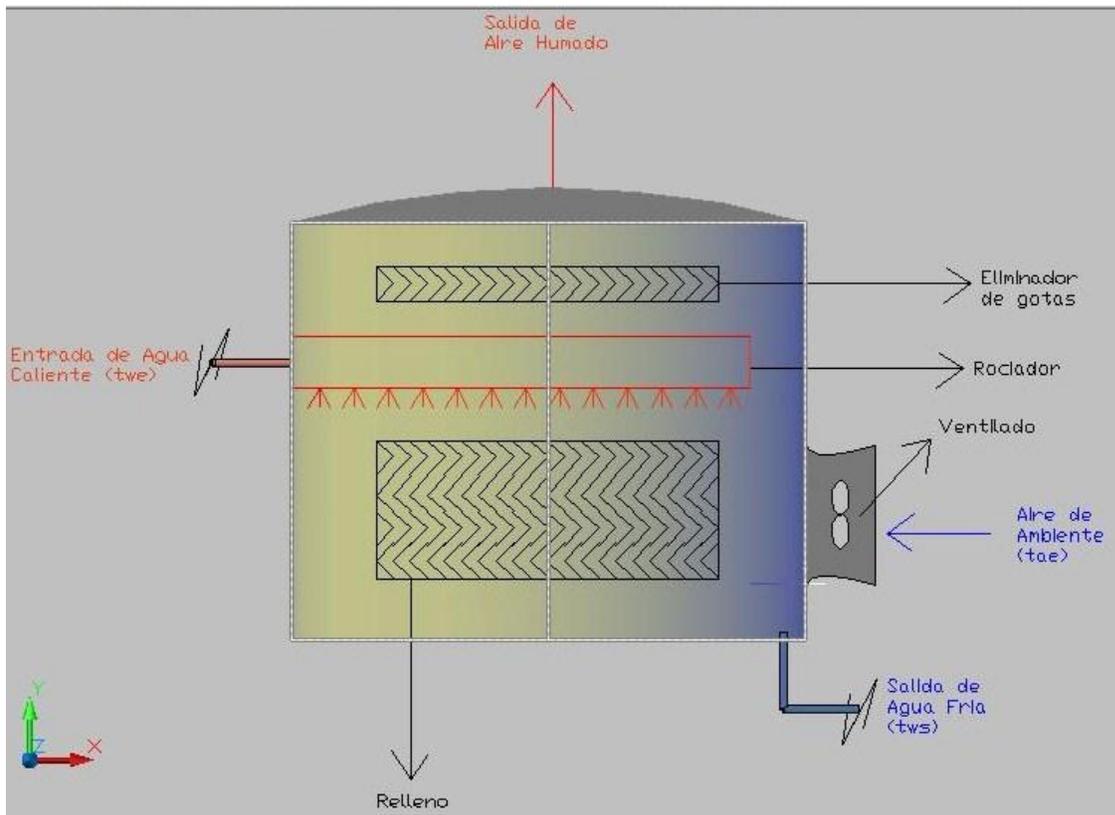


Figura 1.4 Torre de tiro forzado.

En este tipo de torres el aire entra a través de una abertura circular en la parte inferior mediante el ventilador y su distribución es relativamente baja, ya tienen que girar 90° a gran velocidad, por lo que el ventilador debe consumir una gran potencia para vencer la resistencia producida por el cambio de dirección que experimenta el aire, además de la resistencia producida por el relleno. A causa de esto se debe disponer de una altura específica de torre (Kern, 1969).

Este arreglo tiene la ventaja de ubicar el ventilador y el motor propulsor fuera de la torre, espacio muy conveniente para la inspección, y el mantenimiento de los mismos. Puesto que el ventilador fuera de la zona caliente y húmeda de la torre, e no esta sometido a condiciones de corrosión. Estas torres registran una carga térmica específica de 58 kW/m^2 y una pérdida por arrastre de $0,51\%$ (Annemos, 2002).

1.2.4.2 Torres de tiro inducido

Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo cruzado o flujo a contracorriente. El flujo cruzado significa que el aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende. Estas torres tienen una altura menor que las de flujo a contracorriente, ya que la altura de la torre es casi igual a la del empaque. Su mantenimiento es menos complicado que las de contracorriente, debido a la facilidad para inspeccionar los distintos elementos internos de la torre (Fulkerson, 2009). Las desventajas básicas de estas torres es que no se aconsejan para cuando se requiere un gran salto térmico y una aproximación pequeña, puesto que esto significa una gran superficie transversal y más potencia de ventilación, que en una torre de flujo a contracorriente.

En las torres de tiro inducido de flujo cruzado, figura 1.4, para obtener una aproximación amplia de (8 a 11) °C, y un rango de enfriamiento de (14 a 20) °C se necesita una torre con recorrido de agua de (4,6 a 6,1) m. Para las torres de tiro inducido las pérdidas por arrastre de agua se pueden considerar de (0,1 a 0,3) %. Para este tipo de torres registran una carga específica de 63 kW / m² y pérdidas por arrastre de 0,1% (Guillen, 2009).

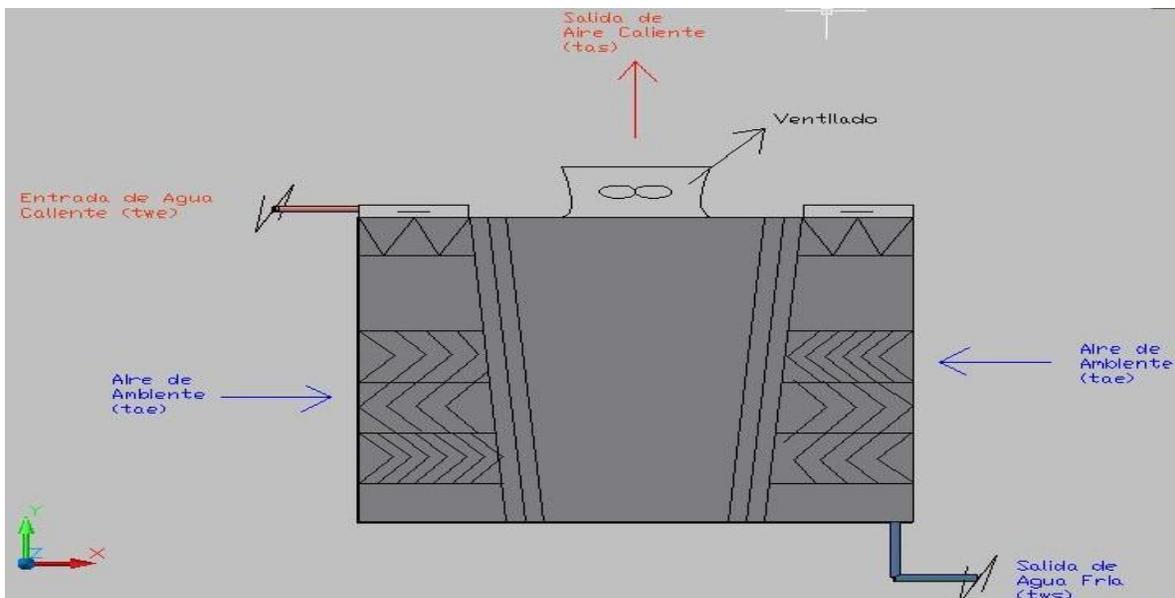


Figura 1.4.1 Torre de tiro inducido con flujo cruzado

El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de forma que los flujos de aire y agua tienen la misma dirección pero sentidos opuestos.

La ventaja de este tipo de torre es que el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco, produciéndose un máximo rendimiento térmico.

Las desventajas son que la elevada velocidad de entrada del aire produce el riesgo de arrastre de suciedad y cuerpos extraños hacia el interior. La resistencia del aire que asciende contra el agua que cae se transforma en una gran pérdida de presión estática y como consecuencia aumenta la potencia de ventilación en comparación con las torres de flujo cruzado.

En la figura 1.4.2 se esquematiza una torre de tiro inducido a flujo contracorriente (Kern, 1967) estas son de uso frecuente.

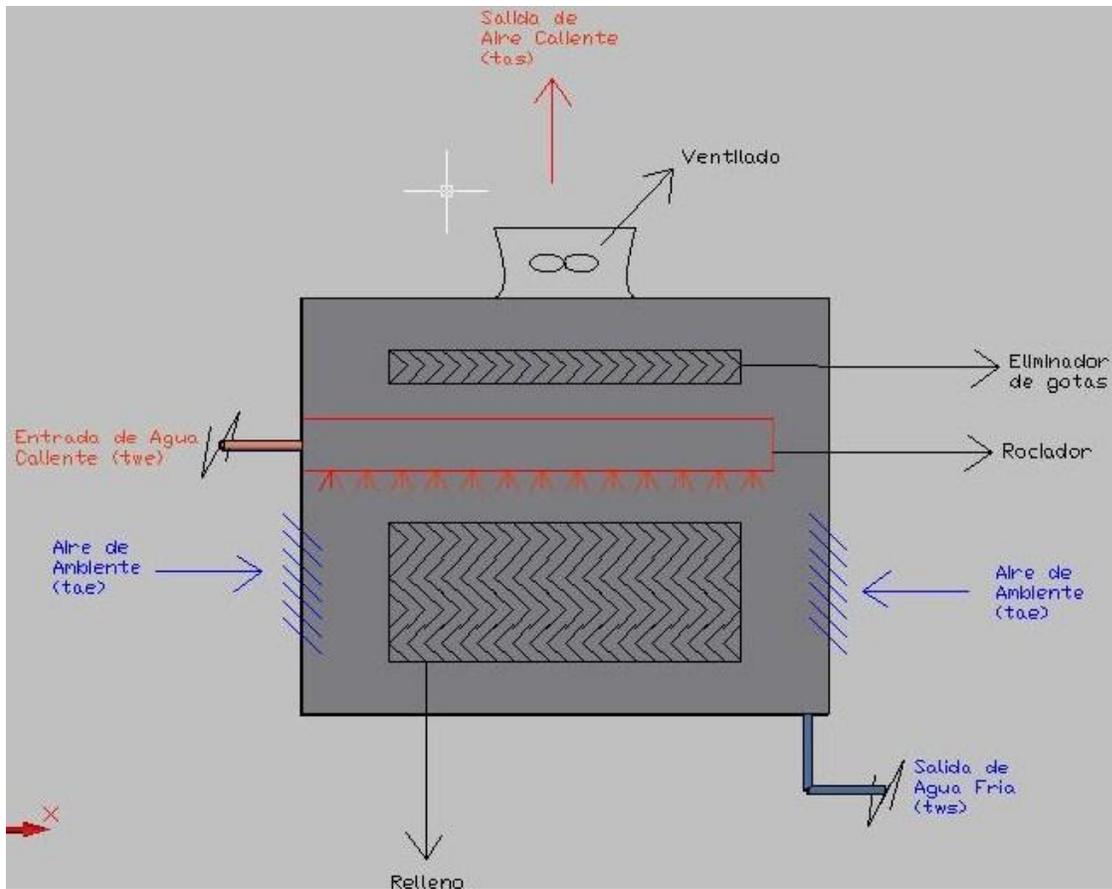


Figura 1.4.2 Torres de tiro inducido con flujo a contracorriente.

1.2.4.3 Torres de rellenos

Son aquellas donde el contacto del líquido y el gas es continuo, tanto en flujo a contracorriente como en paralelo, es decir, son columnas verticales que se llenan con rellenos o con dispositivos de superficie grande, donde el líquido escurre hacia abajo, a través del lecho empacado, de forma que expone una gran superficie al contacto con el gas (Garlobo, et al, 2006).

1.4.1 Relleno.

Pueden ser trozos de diferentes materiales y formas geométricas o laminas regulares que originan arreglos regulares (Treybal, 2001).

Los rellenos de las torres deben tener las siguientes características:

Proporcionar una gran superficie interfacial entre el gas y el líquido. La superficie del relleno por unidad de volumen de espacio del relleno "ap".

El área específica "ap" debe ser grande.

Debe generar las características deseables del flujo de fluidos, es decir, que el volumen fraccionario vacío " ε " o fracción de espacio vacío, en el lecho del relleno tiene que ser grande, para que pasen por el mismo grandes volúmenes de fluidos a través de pequeñas secciones transversales de la torre, sin recargo o inundación, además, de una baja caída de presión del gas.

Deben ser químicamente inerte con respecto a los fluidos del proceso.

Deben ser estructuralmente fuertes para permitir el fácil manejo y la instalación.

Deben poseer un bajo costo.

Existen dos tipos de rellenos los Aleatorios (azar) y los regulares.

Los rellenos al azar son trozos que simplemente se arrojan en las torres durante su instalación y que se dejan caer en forma aleatoria. Pueden ser trozos de piedras rotas, grava, pedazos de coque u otros. Actualmente se fabrican los anillos Rasching que son cilindros huecos de metal, plástico o porcelana industrial; Además de hojas delgadas de metal y plástico (**poli cloruro de vinilo**, PVC (<http://www.quiminet.commx.ar41ar%25f4%29951%25d7kzt.htm>. 2010)), que su ventaja es que son más livianos.

Los rellenos regulares presentan una gran variedad, son de formas continuas, rejillas o vallas de madera metal o plástico, su ventaja con respecto a los aleatorios, es que producen una caída de presión menor para el gas y un mayor flujo (Treybal, 2001).

En el flujo a contracorriente del líquido y el gas a través del relleno la caída de presión del gas, se produce por las variaciones del flujo de gas y del líquido. A una

velocidad fija del gas, la caída de presión del gas aumenta al aumentar el flujo del líquido, debido a la reducción de la sección transversal libre que puede utilizar el flujo de gas, como resultado de la presencia del líquido(Ditnerskovo, 1983).

La retención de líquido en el relleno, es la cantidad de líquido contenido en el lecho del mismo, el cual es razonablemente constante con respecto a los cambios de velocidad del gas, aunque aumenta con el flujo del líquido(Mccabe, et al,2003).

En los rellenos se produce el recargo, que es cuando la retención del líquido aumenta rápidamente con el flujo del gas, ya que el área libre para el gas se reduce y la caída de presión aumenta más rápidamente (<http://www.sc.ehu.es.nmwmiga/torre.htm.com> ,2010).

Cuando el flujo del gas aumenta y el flujo del líquido permanece fijo, pueden ocurrir los siguientes cambios:

Aparece una capa de líquido, a través de la cual burbujea el gas, en la parte superior del relleno.

El líquido puede llenar la torre, empezando por el fondo o por cualquier restricción intermedia como el soporte del relleno, de tal forma que produce un cambio de gas (disperso)- líquido (continuo) a líquido (disperso)- gas (continuo), que se denomina inmersión.

Puede aumentarse rápidamente la producción de espuma a través del relleno. Al mismo tiempo, el arrastre del líquido por el gas efluente aumenta con rapidez y la torre se inunda. Entonces la caída de presión del gas aumenta rápidamente.

En los rellenos regulares la retención de líquido, el recargo, la inmersión y la inundación es menor que los rellenos al azar.

Los rellenos de tipo salpicadura, todavía se utilizan en algunas torres de flujo cruzado, pero se emplean barras en forma de V de cloruro de polivinilo en lugar de tablillas de madera. La caída de presión es menor debido a que el flujo de aire es

paralelo a las barras o tablillas, y la estructura abierta permite que la inspección y la limpieza sean relativamente fáciles. El relleno de tipo salpicadura no se recomienda para torres a contracorriente (Treybal, 2001).

El tipo de relleno más común para nuevas instalaciones es el relleno celular o el relleno tipo película, que consiste en láminas acanaladas de plásticos semejantes a las que se utilizan en los intercambiadores de calor de tipo placa. El agua fluye sobre la superficie del relleno, proporcionando más área de transferencia por unidad de volumen que los rellenos de tipo salpicadura (McCabe et al, 2003).

Las láminas de plástico están separadas en un espacio de (18 a 25) mm para permitir velocidades elevadas de flujo de aire y agua con sólo una caída de presión moderada. La profundidad del relleno es sólo de unos cuantos centímetros, es decir, una pequeña fracción de la altura total de la unidad. Cuando se utilizan rellenos celulares, la consideración anterior es especialmente importante a fin de obtener una adecuada distribución de agua en la parte superior, puesto que la redistribución no ocurre de manera natural, como en el caso de los rellenos empaquetados de manera aleatoria (<http://www.quiminet.com.mx.ar41ar%25f4%29951%25d7kzt.htm> ,2010).

Entre los materiales, en la actualidad, más utilizados para la fabricación de rellenos, se encuentra el el poli cloruro de vinilo, cuyas principales características se presentan a continuación :

- Posee una elevada resistencia a la abrasión, junto con una baja densidad (1,4 g/cm³), buena resistencia mecánica y al impacto, lo que lo hace común e ideal para la edificación y construcción (<http://www.torresderefrigeracion.com> ,2010).
- Al utilizar aditivos tales como estabilizantes, plastificantes entre otros, el PVC puede transformarse en un material rígido o flexible, característica que le permite ser usado en un gran número de aplicaciones.

- Es estable e inerte por lo que se emplea extensivamente donde la higiene es una prioridad, por ejemplo los catéteres y las bolsas para sangre y hemoderivados están fabricadas con PVC, así como muchas tuberías de agua potable.
- Es un material altamente resistente, los productos de PVC pueden durar hasta más de sesenta años.
- La producción de PVC va unida a la producción de cloro, uno de los mayores contaminantes que existen.
- Su alto contenido en cloro y aditivos convierten a este plástico en un veneno ambiental y para la salud en todo su ciclo de vida. Durante su producción, debido a la intervención de gran cantidad de sustancias tóxicas.
- Bajo costo de instalación y prácticamente costo nulo de mantenimiento en su vida útil.

Teniendo en cuenta las propiedades mencionadas la utilización del PVC se ha generalizado en la construcción de equipos e instalaciones industriales como residenciales (<http://www.sc.ehu.es/nmwmiga/torre.htm> ,2010).

1.2.5 Torres por eyección

Actualmente, por la necesidad de disminuir la contaminación y ahorrar recursos naturales, se desarrollan nuevas tecnologías de torres de enfriamiento de agua entre ellas, las torres de eyección.

1.2.5.1 Torres por eyección de flujo horizontal

Como última generación tecnológica, se desarrollan las torres con un nuevo principio como son las torres de eyección, que operan con flujos concurrentes. Las primeras se desarrollan en Norteamérica por la compañía Baltimore Aircoil en 1982 y opera horizontalmente.

Las torres de eyección horizontales desarrolladas en Estados Unidos por Baltimore Aircoil consisten fundamentalmente de una caja metálica más un sistema de pulverización de un lado y un sistema de eliminación de gotas del otro lado, además de un tanque de almacenamiento de agua.

El agua, al ser atomizada con cierta diferencia de presión, origina el efecto de eyección causando una corriente mixta y paralela de agua y aire (Goshayshi, et al, 1999).

En la figura 1.5 se esquematiza una torre de eyección horizontal.

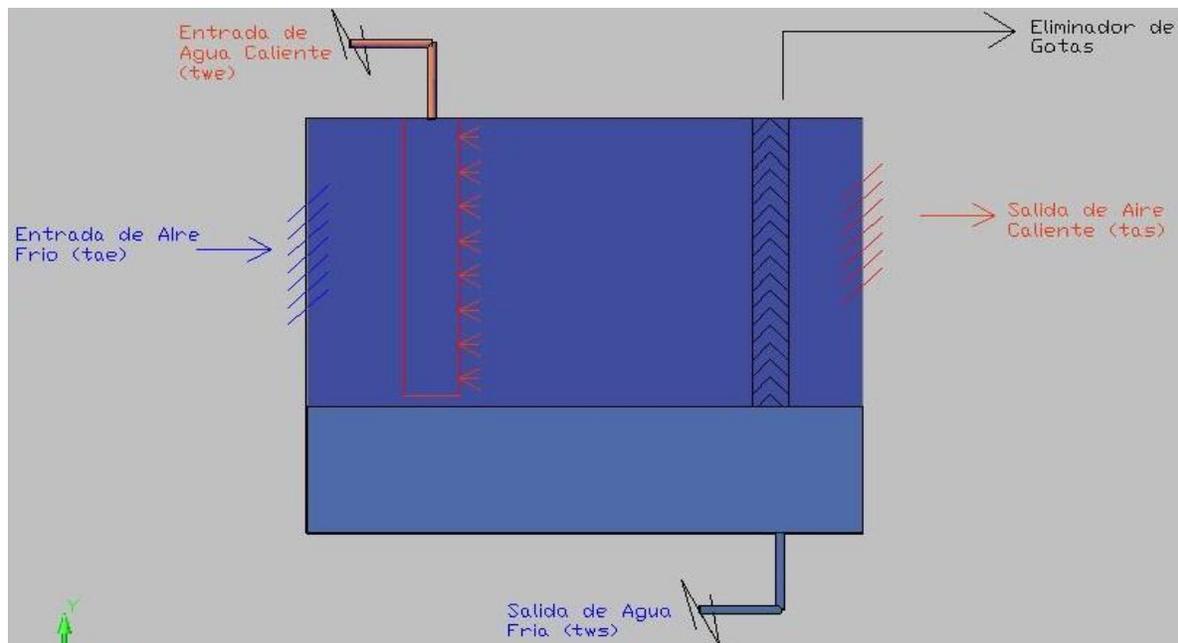


Figura 1.5 esquema de una torre por eyección horizontal.

Las ventajas significativas de estas torres son una elevada seguridad en su funcionamiento, bajo nivel de ruido, larga vida útil, su mantenimiento es de baja frecuencia, no requiere de ventilador para el movimiento del aire, de fácil montaje y es de costo muy bajo su mantenimiento.

Las desventajas que presentan son que necesita altas presiones de atomización, que van de (20 a 60) m de columna de agua, lo que origina una potencia de

consumo mayor en las bombas, esto se traduce en un aumento de la energía de consumo.

Se ha comparado el consumo energético de estas torres con las mecánicas, y el resultado es un consumo similar (Guillen, 2009).

1.2.5.2 Torres por eyección de flujo vertical descendente

Como una variante perfeccionada de torre por eyección, en 1993, surge en Cuba un prototipo de torre de enfriamiento autoventilada que también usa el principio de eyección pero con circulación vertical descendente de aire y agua (Guillen, 2009).

Las torres de enfriamiento autoventiladas (TEA), también son de eyección, pero se caracterizan por tener el flujo de agua – aire en forma vertical, con sentido descendente, producto de un chorro de agua cónico y periférico que sale atomizado, y la transferencia de calor se genera gracias al movimiento descendente de una fina mezcla de ambos fluidos.

Esta tecnología, está siendo desarrollada en la Universidad de Oriente de Cuba, por un equipo de investigadores integrados por Guillen Gordin, Pacheco Bertot, Vallar Vázquez entre otros; a partir del año 2000 (Guillen, 2009).

En la figura 1.6 se esquematiza una torre de enfriamiento Autoventilada.

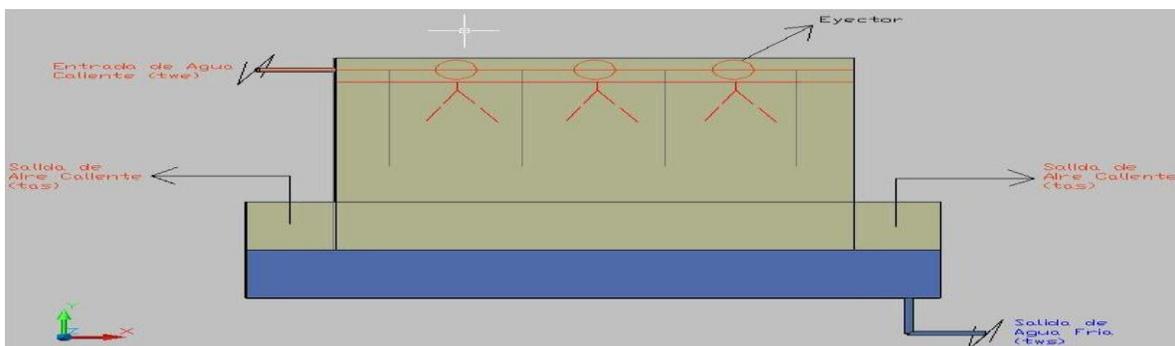


Figura 1.6 esquema de una torre de enfriamiento Autoventilada.

Como se observa en la figura 1.6 en esta torre, el agua se atomiza en la parte superior de la cámara, que es cerrada lateralmente y abierta a la atmósfera por la parte superior e inferior.

El aire fresco y el agua caliente entran por la parte superior y el líquido atomizado transfiere parte de su energía cinética al aire, y éste se mueve de forma descendente hasta el fondo de la torre, este recorrido permite que se forme una fina mezcla de aire –agua.

Al producir un arreglo equidistante de varios chorros, que originen un corte en un mismo plano horizontal y perpendicular a la dirección principal del flujo, entonces se origina una neblina de pequeñas gotas de agua y una corriente de aire descende hasta llegar a la superficie del agua del pozo de la torre, por donde sale el aire caliente y húmedo hacia el exterior.

El flujo de aire en esta torre depende de la característica del eyector (atomizador) y la relación del flujo G/L se determina por la presión de eyección, la cual se ajusta en función de la carga térmica requerida.

El arrastre en TEA es mínimo, ya que el aire al salir tiene que cambiar de dirección en 180°, y así casi todo el líquido que descende al chocar con la superficie del agua del fondo queda atrapada. Se han registrado pérdidas por arrastre hasta de 0,2%, pudiendo reducirse si se garantizan velocidades bajas de aire a la salida.

Los parámetros de explotación registrados para la TEA son: valores de eficiencia entre (45 a 60) %, el rango de uso (2 a 4) °C, que corresponde a la mayoría de las instalaciones industriales de climatización y refrigeración. Hasta ahora la carga térmica específica oscila entre (35 a 42) kW / m².

1.3 Comparación de las torres

La tabla 1.2.1 registra los valores que caracteriza las diferentes torres, lo cual es una herramienta útil para la selección de éstas.

Tabla 1.2.1 indicadores de torres (Guillen, 2009).

Parámetro	unidad	Piscina	Atmosférica	Natural	Inducida	<i>forzada</i>	TEA
eficiencia	%	40 - 50	45 - 55	40 -50	75 -85	<i>75 - 85</i>	45-60
Densidad de lluvia	m ³ /(m ² h)	0,7- 1	2,5-3,5	2,5-3,5	4,8-12	<i>4,8-12</i>	5-14
Carga de calor es.	kW/m ²	1,7-4,6	10-20	10-20	58-65	<i>58-65</i>	35-42
Aproximación	°C	3-4	3-4	3-4	3-4	<i>3-4</i>	3-5
Rango	°C	1-2	Hasta30	-	Hasta30	<i>Hasta30</i>	3-4
Velocidad del aire	m /s	1-2	1-2	1-2	1,5-2,8	<i>1,5-2,8</i>	1,5-3,5
Arrastre del agua	%	3	3	0,3-1	0,1-3	<i>0,1-3</i>	0,2-1,5
Altura	m	0	6-15	100	2-12	<i>2-4</i>	4-5
G/L	kg(aire) /kg H ₂ O	Muy bajo	Bajo	-	Controlado	<i>Controlado</i>	0,9-1,5
Relleno	-	no	no	si	si	<i>si</i>	No
Motores eléctricos	-	no	no	no	si	<i>si</i>	No
Costo	-	Medio	Medio	Alto	Alto	<i>Alto</i>	Bajo
Espacio necesario	-	Grande	Medio	Enorme	Poco	<i>Poco</i>	Poco
Efecto Ambiental	-	Grande	Medio	Bajo	Bajo	<i>Bajo</i>	Bajo

1.4 Generalidades sobre el diseño de las torres de enfriamiento.

Los criterios de diseño empleados para fabricar las torres cuando estas emergieron y aun en la actualidad, generalmente se basan en pruebas empíricas, que validan su funcionamiento y efectividad; sin embargo en las literatura aparecen muy pocos los resultados de tales pruebas, debido al carácter mercantil de estos equipos (Stefanovic, et al, 2000).

Para diseñar, comparar o evaluar sistemas de enfriamientos de agua de circulación, es vital conocer el rango de valores de los parámetros que suministran la información necesaria, para establecer la comparación entre los sistemas y así poder determinar cuál es el más adecuado para enfriar el agua(ASHRAE, 1982).

Seguidamente se ofrece un resumen de los principales parámetros.

1.4.1 Eficiencia

Es el parámetro fundamental para evaluar el desempeño de un sistema. Valora la temperatura que podría alcanzar el agua desde el punto de vista teórico y la que en realidad alcanza (Kern, 1967).

$$\eta = \frac{(t_{we} - t_{ws})}{(t_{we} - t_{bh})} * 100 \quad (1.1)$$

Esta definición de eficiencia no toma en cuenta la energía del proceso y muestra solamente hasta donde es posible enfriar el agua. Hay que ser cuidadoso al evaluar únicamente tomando como referencia este parámetro.

Lo anterior induce a considerar, en cualquier estado, el uso de torres de tiro mecánico, por ser más eficientes.

Estrictamente hay que realizar una evaluación de la aplicación que la torre tendrá, y considerar el mejor costo beneficio. Por ejemplo, un proceso que presente una diferencia pequeña de temperatura puede usarse una torre natural, que posee una

baja eficiencia termodinámica, sin embargo no consume energía eléctrica al no usar ventiladores (Perry, 2001).

1.4.2 Densidad de lluvia o carga Hidráulica específica

Está indica el flujo volumétrico de agua por cada metro cuadrado de área transversal de la torre, se expresa en $m^3 / (m^2 \cdot h)$, y se calcula como:

$$\rho_{ch} = L_w / A_s$$

(1.2)

La densidad de lluvia da una idea de cuan compacta es una torre con respecto a otra. Define el flujo de agua para cada tipo de torre (Adams-Stevens, 1993).

1.4.3 Carga de calor específica

Mide el flujo de calor que es posible extraer del agua por metro cuadrado de área transversal de la torre de enfriamiento, para que genere el enfriamiento deseado. Se calcula como:

$$q = Q_t / A_s \tag{1.3}$$

Este parámetro se usa, a veces, como criterio de proyecto para determinar el área de la sección transversal de la torre (Stoecker, 1965; Bosinja, Knoche, 1988).

1.4.4 Aproximación de Temperatura

Este indicador está estrechamente ligado con la eficiencia térmica de la torre y muestra la diferencia que existe entre la temperatura a la salida del agua fría y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada. Teóricamente, cuando ambas temperatura son iguales, se alcanzaría un 100% de eficiencia de la torre.

La aproximación de temperatura de (8 a 11) °C es amplia, de (4 a 7) °C es moderada y de 3°C es Estrecha (Perry, 2001; Ortiz-Napoleón, 2005).

Una torre de enfriamiento que tenga una aproximación de 3°C para una carga térmica dada, es de (60 a 70) % más costosa que una con aproximación de 6°C (Brossard, et al, 1993).

1.4.5 Rango de enfriamiento

Es la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua en la torre de enfriamiento. Es el indicador que determina la temperatura del agua para garantizar las condiciones necesarias en los procesos donde se extrae.

El rango de enfriamiento, según Perry (1967,2001), se encuentra generalmente entre (14 y 20) °C. Según Sulzer para casos concretos (Ronera de Santa Cruz, Cuba) va desde (4,5 a 31,6) °C (Danger, 1992)

1.4.6 Relación entre los caudales de agua y aire

Es un indicador de gran importancia para el proyecto de las torres, sirve para determinar el flujo de aire para un flujo de agua preestablecido.

En las torres mecánicas es un indicador que facilita la selección del ventilador.

Tabla 1.3.1 Valores de la relación de flujo de aire vs. Agua.

Fuente de la información	G/L; kg de aire / kg de agua
(Sawistowski, 1967)	1 a 1,5
(Perry, 1967,2001)	0,75 a1,5
Norma (MINAL,1980)	0,7 a 1,3

Tabla 1.3.1 valores G/ L

1.4.7 Velocidad del aire

Este parámetro varía según el tipo de torre de enfriamiento y de acuerdo a las condiciones ambientales imperantes en el lugar de ubicación de la misma, generalmente se expresa en m/s y se relaciona con el flujo de aire.

1.4.8 Tiempo de contacto

Es el período durante el cual el agua y el aire están en contacto dentro de la torre para intercambiar calor y masa. El tiempo de contacto queda determinado por la velocidad del líquido enfriado y la altura de la torre, y afecta la aproximación de la temperatura.

Arrastre de agua.

Enseña la relación que existe entre el agua que se arrastra por acción del aire y el total de agua de circulación que entra en la torre, expresado en porcentaje (%).

1.5 Teoría de torres de enfriamiento de tiro inducido de flujo a contracorriente

En las torres a contra flujo (contracorriente) el aire entra en la capa de relleno y circula en contracorriente ascendente hacia el flujo de agua descendente. Esta es la distribución más eficiente para la transferencia de calor y permite una mayor aproximación de la temperatura, en los intercambiadores de calor a contracorriente y flujo cruzado (McCabe et al, 2003).

En la figura 1.7 se presentan dos de los principales tipos de torres de enfriamiento.

a) Torre de flujo transversal y b) torre a contraflujo.

La torre a contraflujo se utiliza con un ventilador de corriente de aire forzado colocado en la base de la torre, pero es necesario que exista un gran espacio de bajo del relleno para una buena distribución de aire.

En la torre de flujo transversal, que es rectangular en su sección transversal, el aire circula en forma horizontal a través de lechos inclinados de empaque o rellenos, mientras que el agua fluye de manera descendente. Rejillas oblicuas previenen el escape de las gotas de agua hacia la salida, y los deflectores angulares, llamados eliminadores de desplazamientos, capturan la mayoría de las gotas que son arrastradas en el aire de salida (McQuiston, et al, 2003).

El aire circula a través de la torre mediante ventiladores de tipo de hélice con varias láminas. En unidades grandes, la distancia de las láminas se ajusta con el fin de variar el flujo de aire.

El ventilador con frecuencia se localiza en la garganta de un cilindro de forma venturi, que promueve el flujo continuo del aire hacia el ventilador y proporciona alguna recuperación de la presión en la sección expandida.

El cilindro también descarga el aire húmedo muy por encima del nivel del suelo, lo que disminuye el riesgo de recirculación hacia la entrada del aire. Este tipo de cilindro de recuperación de la presión se utiliza principalmente en torres de enfriamientos grandes.

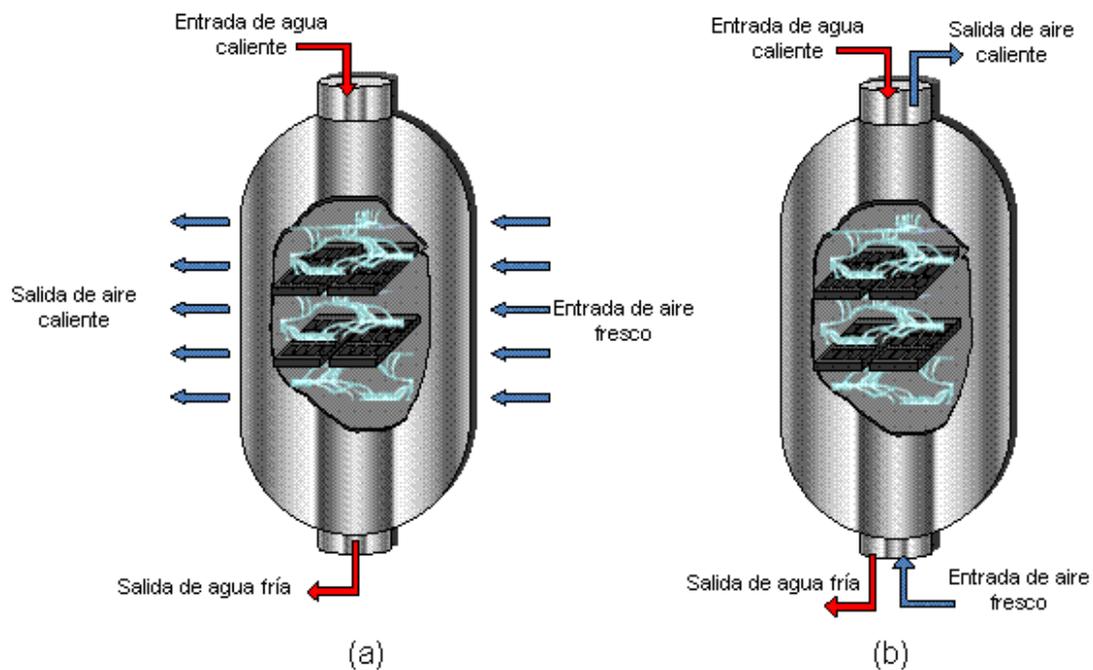


Figura 1.7 Torres de enfriamiento tiro inducido a) flujo transversal b) flujo a contracorriente

En las torres antiguas, el relleno consistía de secoya horizontal o tablillas de ciprés separadas de tal forma que el agua en el relleno de las tablillas podía salpicar y las gotas eran interceptadas en la siguiente capa de empaque (Treybal, 2001).

La reducción de la temperatura del agua en la torre de enfriamiento se produce principalmente por evaporación, y aun cuando la temperatura del aire sea baja, también se registra cierta transferencia de calor sensible hacia el aire. Sin embargo, incluso cuando el aire está más caliente que el agua, es posible que el agua se enfríe por evaporación si la temperatura del bulbo húmedo es inferior que la del agua. En la práctica, la temperatura de descarga del agua es de (3 a 8) °C por encima de la temperatura del bulbo húmedo, y esta diferencia se conoce como el intervalo (rango o escala), y éste es generalmente a (6 a 17) °C (McCabe, et al,2003).

La pérdida de agua por evaporación durante el enfriamiento es pequeña. Puesto que se requiere de aproximadamente 252 kilocalorías (1000 Btu) para evaporar 0,454 kg de agua, y 22,68 kg se deben enfriar a – 6,66 °C para proporcionar 252 kilocalorías (1000 Btu), un intervalo de – 6,66 °C, lo que significa una pérdida por evaporación de 2 %. Además hay pérdidas de las gotas esparcidas, referidas como desplazamiento o efecto del viento, pero en una torre bien diseñada esta cantidad es sólo de alrededor 0,2%.

La composición o cantidad total del agua suministrada debe ser igual a la de evaporación y las pérdidas de desplazamiento más la cantidad de purga o expulsión necesaria para limitar la formación de sales disueltas.

Cuando se mide la temperatura de bulbo húmedo, la transferencia de calor y la transferencia de masa tienen lugar en un estado estacionario con gradientes como se muestran en la figura 1.8. El flujo del calor hacia la superficie de contacto concuerda con el necesario para la evaporación del agua que se difunde como vapor dentro de la masa global del gas. No hay un gradiente significativo en el líquido, el cual permanece a una temperatura constante. En contraste, en una torre de enfriamiento, la temperatura del agua varía cuando las gotas pasan a través de la torre, y esto es necesario para considerar el flujo de calor en la fase líquida, así como la transferencia de calor y masa en el gas.

Los gradientes típicos en el fondo y en la parte superior de la torre de enfriamiento se observan en la figura 1.8

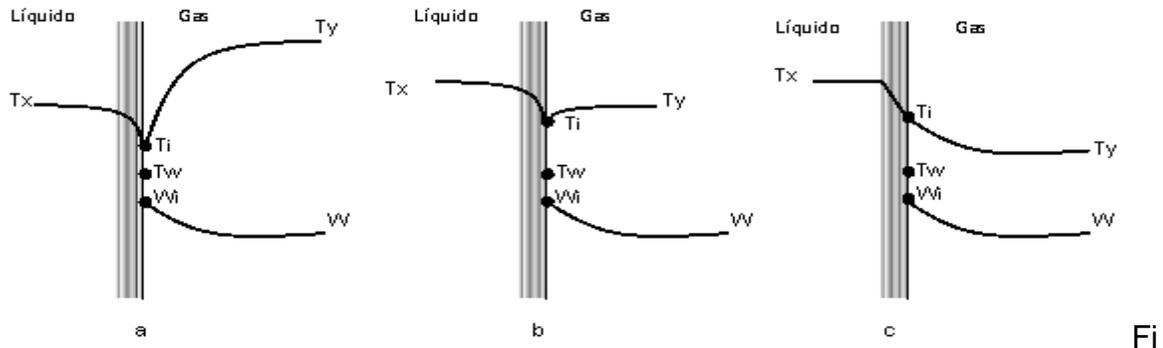


Figura 1.8 Condiciones en la torre de enfriamiento: a) y b) en el fondo de la torre, c) en la parte superior de la torre (McCabe, et al, 2003).

En el fondo la temperatura del aire puede ser mayor que la temperatura del agua Figura 1.8 (a), donde el agua comienza a enfriar, porque la temperatura de la superficie de contacto T_i es menor que la temperatura global del agua T_x .

La humedad en la superficie de contacto es mayor que en la masa global de gas, lo cual proporciona una fuerza impulsora para la transferencia de masa del vapor de agua.

Si la temperatura del aire a la entrada es menor que la temperatura del agua a la salida como se observa en la Figura 1.8 (b), los gradientes son similares en forma, pero existe menor transferencia del calor sensible a través de la película gaseosa. En todos los casos, la temperatura de la superficie de contacto debe ser superior a la temperatura del bulbo húmedo, puesto que si $T_x = T_{bh}$, todos los calores de vaporización deben provenir del gas, y no existiría gradiente de temperatura en el agua, ni enfriamiento del agua.

A medida que el aire pasa hacia arriba de la torre, la temperatura del aire podría disminuir para una distancia corta, pero eventualmente se irá incrementando en forma gradual los gradientes cuando el aire más caliente entra en contacto con el agua más caliente. En la parte superior, los gradientes deben ser como se

muestran en la Figura 1.8 (c), el calor transferido del agua a la superficie de contacto se utiliza para calentar el aire, así como, para proveer el calor de vaporización, aunque el agua enfriada a causa de la evaporación proviene de la transferencia del calor sensible al aire. La temperatura del gas a la salida tiene por lo regular unos grados centígrados menos que la temperatura del agua de entrada.

Los procesos de transferencia de calor en una torre de enfriamiento, fueron desarrollados por Merkel. Este análisis se basa en la diferencia del 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 proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento.

En la figura 1.9 se ilustran las relaciones del agua, el aire y el potencial impulsor que existe en una torre a contraflujo, en donde el aire fluye en sentido paralelo, pero siguiendo una dirección opuesta al flujo del agua (McCabe, et al, 2003).

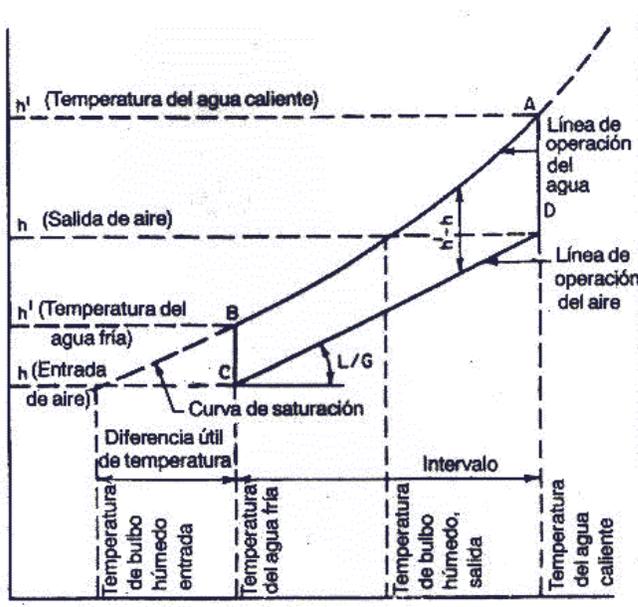


Figura 1.9 Grafica de la fuerza de impulso (McCabe, et al, 2003)

La línea de operación del agua está 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 ($h' - h$). 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 (Khan et al, 2003; McCabe, et al, 2003).

1.6 Caracterización de la torre de enfriamiento del sistema de climatización del aeropuerto "Simón Bolívar".

La torre de enfriamiento que constituye el objeto de estudio del presente trabajo, es del tipo tiro inducido de flujo contracorriente, mostrándose un esquema general de la misma en figura 1.10

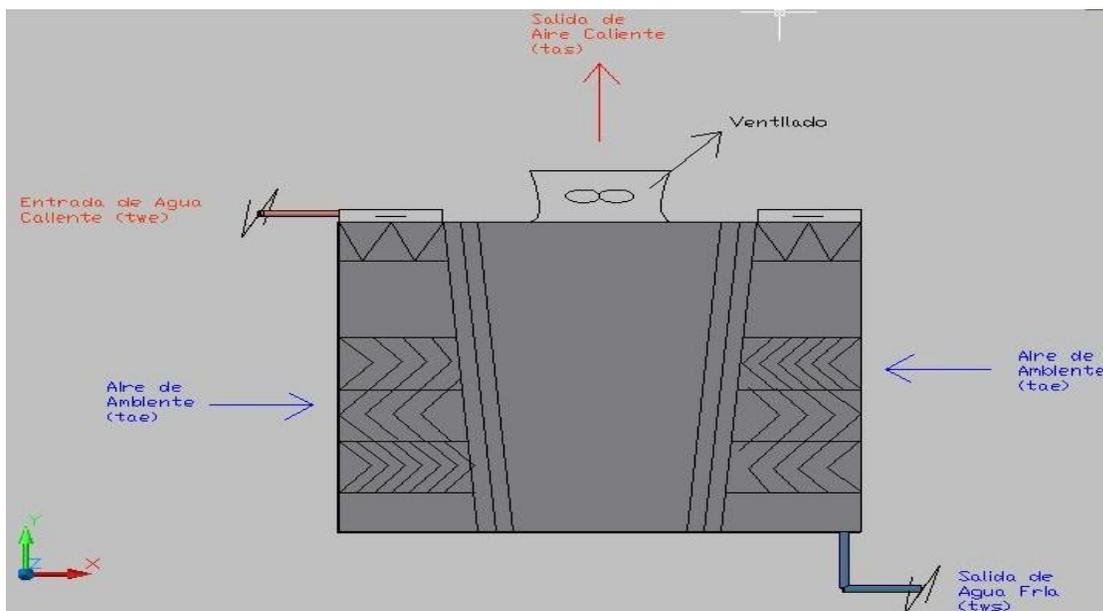


Figura 1.10 Torres de tiro inducido con flujo a contracorriente.

La misma fue proyectada y montada en el año 1973, por la empresa Marly C.A.

La altura y área de la sección transversal son de 6,05m y 46,65m² respectivamente y sus características generales aparecen en la tabla 1.4.

DATOS DEL CONTRATO:										
Cliente :	Instituto Autónomo Aeropuerto Internacional de Maiquetía					Fecha:	22.7.03	Rev.		
Dirección de Instalación:		Sala de Compresores. Fase II								
Contrato N°	02-022. Aprobación cuenta No DM-10 AG No. 068 del 10.12.01					Fecha:	24.01.02			
Orden de trabajo:	OT-1178	Fecha:	24.01.03	Rev.						
Ensamblaje realizado por:		Oficina Técnica Leo CA.								
CONDICIONES DE DISEÑO										
Modelo:	Torre del tipo contracorriente, tiro inducido, entrada de aire por un solo lado y cuatro celdas									
Caudal:	15600 gpm	TAC:	100° F	TAF:	89° F	TBH:	82°F	Potencia:	75HP	
ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS ROTATIVOS										
Ventilador :	Marca Hudson APT-18H-7									
Cant:	4	Diámetro:	18"	Modelo:	APT-18H-7	Angulo:	7,3°			
N° aspas:	7	Manzana:	R2-4207	CFM / Vent:	323314	P. Estática:	0,891 in wg			
REDUCTOR: MARCA MARLEY SERIE 2400										
Cant:	4	Serie:	2400	Relación:	5 5/1					
Eje Cardan:	1 5/8"	Cuñero:	3/8x3/8x3"	Eje Ventilador:	2.801"	Cuñero:	5/7x5/7x1 ¼			
CARDAN MARCA MARLEY SERIE 175										
Cant:	4	Tipo:	Flotante	Clase:	II	OAL:	109 3/8"			

Eje Motor	2 7/8"	Cunero	3/4 x 3/4 x 5 5/8"				
MOTOR MARCA MARATHON							
Cant:	4	Potencia	75Hp	Tipo	TEFC	Velocidad	1200rpm
Frame:	405T	Arranque	Directo	Voltaje	220/440V	Fases	3
Frecuencia	60Hz	Amperaje	195/97.5 AMP	Modelo	9E405TTFS4086B	S.F.	1.1 5
ESPECIFICACIONES COMPONENTES							
Material estructura		Concreto					
Material Tanque Agua fría		Concreto					
Material paredes de cubierta		Concreto					
Material paredes divisorias		Concreto					
Material cilindro ventilador		Concreto					
Material soporte equipo rotativo		Concreto, con base de acero galvanizado al caliente					
Rociadores		Modelo	MARLEY NS diam 1 7/8"	Cant	320 piezas		
Sensor de vibraciones		Modelo	5550-113-01 SPDT			Marca	Metrix
Relleno		Tipo	Salpicado	Modelo	Optigrip	Cant	3630 rejillas
Soporte de Relleno		Material	ss-304	Modelo	Clamp	Cant	154 piezas
Eliminador de arrastre		Tipo	MARLEY CELULAR		MODELO	EXCELLTU12	
Sensor Nivel aceite		Modelo	F7-hps-2		Marc	DYUEAR	
Línea de Lubricación		Material	Cobre		Diámetro		
Calidad de agua de recirculación				Agua filtrada y tratada			
Observaciones: 1) tubería principal del sistema de distribución de agua fabricada en PRFV diam 18". Tuberías ramales de PVC, diam 6" y brazos de los rociadores de polipropileno,							

diam 2". Presión máxima presión de operación del sistema 5 psi.

Tabla 1.4 característica generales de la torre del Aeropuerto "Simón Bolívar"

El proyecto inicial presentaba un relleno de cerámica vitrificada siendo sustituido el mismo por otro de material, **poli cloruró de vinilo (PVC)**, en el año 2001.

En la figura 1.11 se muestran los rellenos antes mencionados.



Cerámica vitrificada



b) PVC

Figura 1.11 Rellenos de la torre.

El PVC es un material que comienza a reblandecer alrededor de los 80°C y se descompone sobre 140°C. Cabe mencionar que es un polímero por adición y además una resina que resulta de la polimerización del cloruro de vinilo o cloro etileno.

1.6 Marco Teórico para el cálculo de torres de enfriamiento de tiro inducido de flujo a contracorriente.

Realizar los cálculos que permiten determinar los flujos y dimensiones fundamentales de las torres, se usando dos expresiones básicas (McCabe, et al, 2003):

1. La que permite determinar la relación líquido - aire (L/Q), y que calcula a partir del volumen de agua la cantidad de aire que debe ser introducido en

la torre y seleccionar además el ventilador , lo que hace posible conocer también la caída de presión del aire en su trayecto

2. Para el cálculo de las dimensiones que garanticen el intercambio de calor y masa requerido para que se produzca el enfriamiento del agua.

A continuación se presentará el análisis requerido en cada caso.

1.6.1 El cálculo de la relación agua–aire (L/Q)

Para calcular la relación (L/Q) se parte del balance de energía que entran y salen de la torre (Torravel, 1999), (figura 2.1)

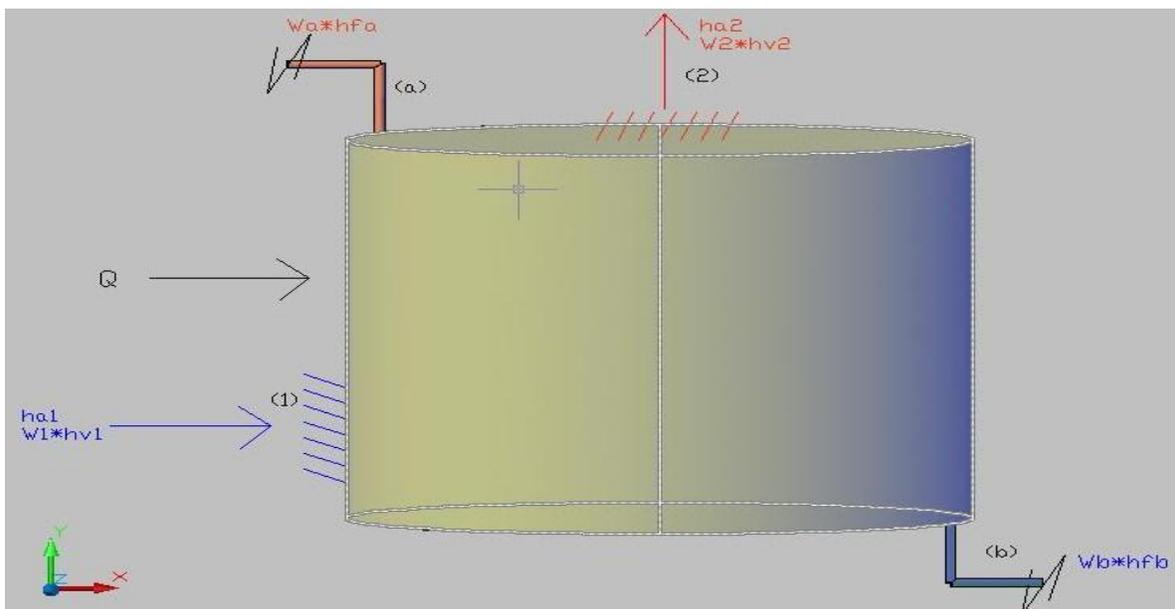


Figura 2.1 Balance de energía de la torre

El balance de energía será:

$$Q + H_{a1} + \dot{m}_1 * H_{v1} + \dot{m}_a * H_{fw} = H_{a2} + \dot{m}_2 * H_{v2} + \dot{m}_b * H_{fb} \quad (\text{Kcal} / \text{kg}_{\text{vapor}}) \quad (2.1)$$

Donde:

El "1" y "2" representan la entrada y salida del aire(a) respetivamente. "A" y "B" para el caso del agua (w).

Q - energía calórica, que puede entrar o salir del sistema.

H_{a1} - entalpía específica del aire en la entrada, a temperatura de bulbo seco.

x_1 - humedad absoluta del aire.

H_{v1} - entalpía del vapor recalentado en la atmósfera.

x_a - humedad absoluta del aire.

H_{fw} - entalpía específica del agua a la temperatura t_a .

H_{a2} - entalpía específica del aire en la salida, a temperatura del bulbo seco.

x_2 es la humedad absoluta del aire.

H_{v2} - entalpía del vapor recalentado en la atmósfera.

x_b - humedad absoluta del aire.

H_{fb} - entalpía específica del agua a la temperatura t_b

Balance de masa del agua de la torre.

$$x_b = x_a - (x_2 - x_1) \quad [\text{kg del agua saliente/ kg}_{as}] \quad (2.2)$$

Donde la diferencia ($x_2 - x_1$) representa el incremento de humedad en el aire, debido a las pérdidas por evaporización que experimenta el agua

Para utilizar la expresión (2.2) hay que sustituir x_b de (2.1), entonces

El calor absorbido por el aire durante su trayecto a través de la torre se determina por la expresión:

$$H_{a2} - H_{a1} = C_p (t_2 - t_1) = 0.24 (t_2 - t_1) \quad (2.3.)$$

Si $Q = 0$, entonces la expresión final, teniendo en cuenta 2.1, 2.2 y 2.3, resulta:

$$x_a = (0.24 (t_2 - t_1) + x_2 (H_{v2} - H_{fb}) - x_1 (H_{v1} - H_{fb})) / (H_{fA} - H_{fB}) \quad (2.4)$$

x_a (L/G) en (kg de agua / kg de aire)

Con la relación (L/G), conociendo la cantidad de agua a circular se puede calcular la de aire G. (Stefanovic, et al, 2000).

1.6.2 Dimensionamiento de la torre

Los procesos de transferencia de calor en una torre de enfriamiento, fueron desarrollados por el Dr. Merkel en el año 1925. El análisis se basa en la diferencia del potencial de entalpía como fuerza impulsora (Stoecker, 1965).

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 proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento (McCabe, et al, 2003).

En la figura 2.2 se ilustran las relaciones del agua y el aire, y el potencial impulsor que existe en una torre de contraflujo, en donde el aire fluye en sentido paralelo, pero siguiendo una dirección opuesta al flujo del agua.

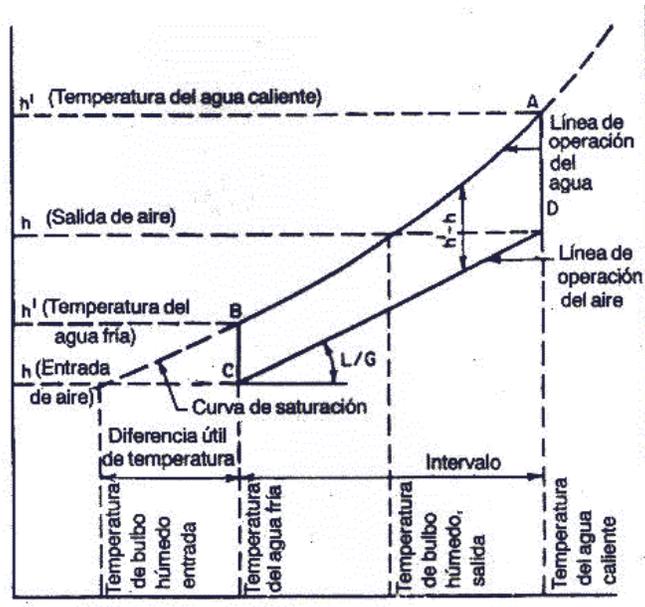


Figura 2.2 Grafica de la fuerza de impulso (McCabe, et al, 2003)

La línea de operación del agua está 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 ($h' - h$). 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.

Para determinar las dimensiones el método de Merkel propuesto por el autor, el cual consiste en un concepto simplificado para el cálculo de unidades de transferencia. Las suposiciones fundamentales son:

- 1.- El aire y el agua alcanzan el equilibrio termodinámico en la interfase.
- 2.- La evaporización es pequeña y puede despreciarse, por lo cual se asume que los flujos de líquido es constante a lo largo de la torre, quedando inutilizado el balance de masa, siendo imposible el cálculo de la humedad por este método.

3.- Los términos de calor sensible pueden despreciarse frente a los de calor latente, por lo que, esta suposición sumada a las anteriores simplifican los balances de entalpías, tanto para el gas como para el líquido.

Al hacer válida la relación de Lewis para el sistema aire-agua, se llega fácilmente a la ecuación:

$$C_{pl} \int_{T_{11}}^{T_{12}} \frac{dT_l}{H^* - H_h} = \frac{K_y a_y Z t}{m_l} \quad (2.5)$$

En la ecuación 2.5 el término de la izquierda es el número de unidades de transferencia (N_d), lo cual, es una medida de la dificultad de la tarea que exige la torre. La fuerza impulsora del proceso es definida como la diferencia de entalpía del aire con respecto a la saturación: si esta es pequeña el valor de N_d será elevado y la altura requerida será mayor. El término de la derecha es la característica de la torre que representa la capacidad del relleno para llevar a cabo el servicio requerido.

CAPÍTULO 2

EVALUACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO ANTES Y DESPUÉS DE LA MODIFICACIÓN

El presente capítulo tiene como objetivo la realización de las evaluaciones teniendo en cuenta los resultados obtenidos luego del montaje de la torre, en la explotación en un período posterior a su montaje y para las condiciones de trabajo de la torre cuando la misma se modificaron los rellenos de cerámicos a PVC.

Los datos requeridos en cada caso fueron obtenidos en informes y mediciones realizadas de acuerdo a las metodologías para las evaluaciones correspondientes.

2.1 Metodología general

Las mediciones con instrumentos confiables de diferentes parámetros de interés, tales como, las temperaturas de los fluidos que intervienen en el proceso, incluyendo las del agua, y la del aire (bulbo seco y húmedo) a la entrada y la salida de la torre.

Mediante métodos estadísticos utilizando el programa Excel, se realiza el procesamiento requerido.

Para comprobar los resultados en cada caso, estos se compararon con los de diseño, tomando estos como patrón referencial (Hernández, 2006).

2.2 Evaluación de las torres de enfriamiento del Aeropuerto “Simón Bolívar” para las condiciones de diseño.

Los datos para evaluar la torre de enfriamiento con relleno de cerámica vitrificada, fueron tomados en el año 2001, por la empresa Oficina Técnica LEO, C.A., presentando los más significativos en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Datos para evaluar la Torre, según la Oficina Técnica LEO C.A.

Denominación de la variable	símbolo	unidades	Base de calculo	valor
Temperatura de Bul. Húmedo	t_{bh}	°C	MA*	27,77
Temperatura de Bul. Seco	t_{bs}	°C	MA*	30,76
Humedad relativa del aire	Φ	%	Carta psicométrica	80,00
Presión barométrica	P_b	mm de H ₂ O	MA*	756,66
Gradiente de temp. de agua condensador	Δt_w	°C	norma	6,11
Factor de Merkel	f_m	--	norma	1,00
Temp. H ₂ O a entrada de TE	t_{we}	°C	norma	37,77
Flujo de calor evacuado en la torre	Q_{cT}	Kcal/hr	Balance del chiller	5,41*10 ⁶
Humedad absoluta del aire de entrada	x_{ae}	kg de H ₂ O/kg de aire seco	Carta psicométrica	0,023
Temp. de bulbo húmedo a la salida de la torre	t_{bhs}	°C	CTI**	34,58
Evaporación		%	CTI**	0,92
Relación de flujo de gas/liquido	G/L	--	norma	0,685

MA* - Medio Ambiente.

CTI** - Instituto de Torres de Enfriamiento (Internacional)

En la tabla 2.2 Se muestran los resultados de la evaluación por la Oficina Técnica LEO C.A.

Tabla 2.2 – Resultados de evaluación por la Oficina Técnica LEO C.A.

Flujo de agua c.	L	m ³ /min	calculado	11,2
Carga de agua	ρ_{ch}	m ³ /min-m ²	calculado	0,0243
Flujo de aire	G	m ³ /min	calculado	7.672
Potencia del	P_v	kW	medido	55,93

ventilador				
Temp. de bulbo húmedo	t_{bh}	°C	medido	34,86
Húmeda absoluta del aire a salida	x_{as}	kg de H ₂ O /kg de aire a salida		0,037

Como resultado significativo se puede mencionar la casi coincidencia del valor de temperatura de bulbo húmedo a la salida de la torre, el cual es prácticamente igual con el tomado de la norma CTI** que fue 34,58°C y el medido 34,86°C.

La humedad absoluta del aire a la salida de la torre corresponde a un valor de 0,037 kg de agua/ kg de aire seco, considerando iguales las temperaturas de bulbo húmedo y seco.

La humedad absoluta del aire varía de (0,023 a 0,037) [kg de H₂O/ kg de aire], aumentándose el contenido de humedad en 0,014 [kg de agua /kg de aire] la cual es cedida por el agua introducida en la torre, resultando este valor de menos del 1% de evaporación, tal como está acordada en la norma.

La eficiencia calculada de la torre fue de 61 % que de acuerdo con la literatura (Goshayshi, et al, 1999). se encuentra en un rango de 75 a 85 %, lo que indica una menor capacidad de enfriamiento de la misma.

2.2.1 Evaluación de la torre durante el periodo de explotación con relleno cerámico

En el mes de Agosto del año 2001, durante un mes se realizaron mediciones diariamente desde las (8,00 a 12,00) am., de los parámetros fundamentales de la torre en explotación registrados en un intervalo entre cada medición de dos (02) horas con la instrumentación original del sistema (anexo 1). Estos parámetros fueron: a) Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre; b) El voltaje y amperaje consumido por el ventilador y c) Las condiciones atmosféricas.

El número de mediciones por variable fue de noventa (90), realizándose el proceso estadístico a través del programa Excel, que permitió determinar los valores promedios, máximos y mínimos de las variables evaluadas.

En el anexo 2 se muestran los resultados finales obtenidos mediante el proceso estadístico.

Al analizar los resultados de los valores de las temperaturas del agua de entrada y salida de la torre, dados en el anexo 2, muestran que los mayores valores en general corresponden a la hora del mediodía.

Los valores promedios diarios correspondiente al agua a la entrada de 36,27°C, con un máximo de 36,48 °C y mínimo de 36,06°C.

Con relación al agua de salida de la torre los valores obtenidos fueron los siguientes: promedio 29,16°C, máximo 29,16°C, mínimo 29,06°C. Lo anterior muestra que los valores del máximo y mínimo difieren muy poco.

En cuanto al rango fue en base de los valores promedios de 7,11°C un poco mayor al de diseño que fue de 6,11°C.

La potencia promedio del motor del ventilador (anexo 2) fue de 25 kW, mucho menor que la potencia del motor seleccionado por diseño (55,92 kW).

La eficiencia obtenida fue de 83,64 %.

2.3 Evaluación de la torre durante el periodo de explotación con relleno de PVC

Los datos para la evaluación de la torre en la cual el relleno fue sustituido por PVC aparecen en el anexo 3 correspondiente al mes de agosto del 2009.

Los resultados de la evaluación realizada en la torre modificada muestran que la temperatura del agua a la entrada y salida corresponden a (31,5°C a 28,79°C)

respectivamente con un rango de 2,83°C y comparando éstos contra los de diseño, los valores resultan menores en 6,2°C para la temperatura a entrada del agua y 2,87°C para la salida y 3,28 °C en el caso del rango.

La potencia del motor del ventilador es de 33,6 kW inferior a la de diseño en 22,32 kW.

La eficiencia obtenida fue de 47% que resulta menor para los casos anteriores, producto que la temperatura del agua que llega a la torre es más baja.

Los resultados para los casos analizados se presentan en la tabla 2.1.

Tablas 2.1 Resultados finales de las evaluaciones.

variable	unidad	diseño	Cerámica(2001)	PVC (2009)
t_{we}	°C	37,77	36,27	31,7
t_{ws}	°C	31,66	29,16	28,83
t_{bh}	°C	27,77	27,77	24,99
t_{bs}	°C	30,76	30,76	29,63
η	%	61	83,64	47
P_v	kW	55,92	25	33,6

La comparación entre los valores de temperaturas de diseño y cerámica prácticamente no difieren, y si en los valores de la eficiencia y potencia de los ventiladores.

En los anexos 3, 4, 5, y 6 se muestran gráficamente los comportamientos de la temperatura a la entrada y salida del agua, el gradiente de temperatura del agua y la potencia del ventilador, para los rellenos de cerámica y PVC respectivamente.

Se observa en todos los casos mayores valores para el caso de cerámica y no uniformidad de los mismos, debido a las variaciones de las cargas de trabajo que experimentan los chiller y las condiciones atmosféricas en el tiempo.

La variación entre las eficiencias se debe a que la “aproximación” para el caso de la cerámica resulta mayor, y en cuanto a la potencia de los ventiladores, ya que la de diseño fue tomada de los datos del fabricante y no por mediciones realizadas, como en los casos de los rellenos de cerámica y PVC, podría ser que realmente el motor del diseño no esté trabajando a la potencia especificada en la placa.

Con relación a los valores obtenidos para el caso de relleno con PVC resulta significativo la baja temperatura del agua de entrada de la torre así como la “aproximación” que resulta ser la más baja (2,87°C) de todas. Podría ser debido a las condiciones de trabajo del nuevo chiller instalado en el sistema de climatización.

La potencia del motor del ventilador para el caso del PVC es de 33,6 kW inferior a la diseño en 22,32 kW, pero de acuerdo a lo señalado anteriormente es más razonable compararlo con el obtenido con relleno de cerámica que fue de 25 kW, es decir, una diferencia de 8,6 kW, lo cual deberá ser estudiado en trabajos futuros.

2.3.1 Determinación teórica de la relación agua-aire para las torres con cerámica y PVC

Para determinar de la relación líquido-gas se empleó la ecuación (2.4), al tomar los datos correspondientes para cada caso, la temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire, las temperaturas del agua a la entra y salida, se presentan los resultados del cálculo en la tabla 2.2 relación L/G para las torres evaluadas

Tabla 2.2 Relación L/G para las torres evaluadas

variable	Relación L/G
Diseño	1,459
Relleno Cerámico	1,40
Relleno PVC	1,44

Como se puede observar los valores para los tres casos son prácticamente iguales.

2.3.2 Determinación de las unidades de transferencia en los rellenos de cerámica y de PVC

Cuando se desea obtener, para una condición de trabajo dada, las prestaciones térmicas de una torre de enfriamiento y los requerimientos de potencia del ventilador es necesario conocer el número de unidades de difusión (transferencia) (N_d) y la pérdida de carga inducida por el relleno en la circulación del aire (McCabe, et al, 2003).

Al determinar estos dos parámetros, los que tiene una importancia fundamentalmente económica, ya que el primero define la magnitud del proceso de termotransferencia y el segundo cuanta la energía que debe aportarse mediante el ventilador para vencer la resistencia que presenta el relleno al pasaje del aire (Toro, 1996).

Dichos parámetros no pueden ser obtenidos analíticamente, puesto que con el estado actual del arte no es posible formular un modelo que represente, satisfactoriamente, el comportamiento aerotermodinámica del relleno, teniendo en cuenta su complejidad geométrica, la gran variedad disponible en el mercado y las combinaciones posibles de los mismos (Treybal, 2001).

En síntesis, la única vía para obtener las prestaciones térmicas y aerotermodinámicas necesarias para el diseño de una torre de enfriamiento de agua de utilidad práctica, es la experimental. Los resultados de los ensayos permitirán seleccionar para cada aplicación práctica el relleno que resulte más conveniente.

La metodología empleada para la determinación del N_d fue tomada de la literatura de McCabe (2003) la cual se deriva de lo planteado por Dr. Merkel de la ecuación 2.5 en donde la expresión base para el cálculo es la siguiente,

$$\int \frac{dH_y}{(H_y^* - H_y)} = N_{oy} = \frac{z_T}{H_{oy}} \quad (2.6)$$

donde:

H_y^* - entalpía del gas en equilibrio con el líquido a una temperatura t_x

N_{oy} - número de unidades de transferencia y Z_T es la altura total de la sección de contacto.

$H_{oy} = \frac{G^*}{kg \alpha}$ - altura de una unidad de transferencia global.

G^* - gasto másico del aire

Kg - coeficiente global de masa

α - área específica volumétrica del relleno

Para La solución de esta expresión se emplea un método grafico con la utilización de la figura 2.3 donde se presenta la curva de equilibrio del agua en aire con respecto a la temperatura del agua.

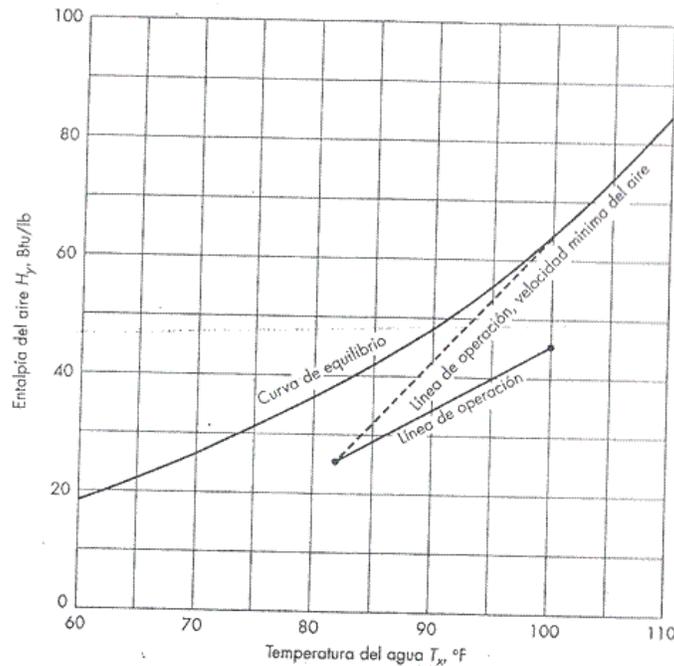


Figura 2.3 Línea de operaciones de la torre de enfriamiento.

El número de unidades de transferencia se obtiene determinado la fuerza impulsora en la mitad de la columna y utilizando la media logarítmica ΔH a fin de obtener el número de unidades de transferencia de calor (McCabe, et al, 2003)

La metodología para el cálculo del N_d es como sigue:

- a) A partir de las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire a la entrada de la torre se determina la humedad absoluta y relativa del mismo.
- b) Utilizando las expresiones (2.7 y 2.8) se determinan las entalpías del aire a la entrada y salida de la torre.

$$H_b = C_a^* (t_{bs} - 32) + 1075(\lambda b) \quad (2.7)$$

$$L_w^* C_{H_2O} \Delta t_w = G_a^* (H_{as} - H_b) \quad (2.8)$$

- c) Con las temperaturas del agua a la entrada y la entalpía del aire a la salida, y la temperatura del agua a la salida y entalpía del agua a la entrada, se grafican en la figura 2.3 de referencia, como los puntos de inicio y fin de la línea de operación.
- d) Con los valores de la temperatura del agua, la entalpía de equilibrio y la entalpía de operación se construye la tabla 2.4

Tabla 2.3 Formato de la tablas de entalpías del proceso

T_x °F	H^*	H	$H^* - H$	$(H^* - H)L$	ΔN_d

donde:

T_x - temperatura del agua (°F)

H^* - Valor de la entalpía de equilibrio Btu/ lb.

H - Entalpía del aire Btu / lb.

$(H^* - H)L$ – media logarítmica.

ΔN_d – número de unidades de transferencia en cada sección.

A continuación se presenta la tabla 2.3 los datos en sistema Anglosajón (las unidades de medidas utilizadas en los gráficos corresponden a este sistema), necesarios para cálculo de las unidades de transferencia de la torre para el relleno de cerámica y PVC.

Tabla 2.4 Datos para cálculo de la unidad de transferencia

Datos	Unidades	Relleno de cerámica	Relleno de PVC	Base de cálculo.
t_{we}	°F	(37,77°C) 100°F	(31,67°C) 89°F	medido
t_{ws}	°F	(31,66°C) 88°F	(28,83°C) 83,9°F	medido
t_{bse}	°F	(30,76°C) 87°F	87°F	medido
t_{bhe}	°F	(27,77°C) 82°F	82°F	medido
Φ_e	%	80	80	diseño
α_i	lb _{H2O} /lb de aire	0,022826	0,022826	carta psicométrica

Tabla 2.4 Continuación

Datos	Unidades	Relleno de cerámica	Relleno de PVC	Base de cálculo.
G_{aire}	lb/h	18,92x10 ⁶ (8,6.10 ⁶ kg/h)	50,53x10 ⁶ (22,89x10 ⁶ kg/h)	calculada
L_{agua}	lb/h	27,67x10 ⁶ 12,56. 10 ⁶ kg /h	73,54x10 ⁶ (33,43x10 ⁶ kg/h)	calculada
A	pie ²	502,14	502,14	Medida
G_a^x	lb/h-pie ²	37x10 ³	100x10 ³	Calculada
L_w^*	lb/h-pie ²	55x10 ³	146x10 ³	Calculada

Z	pie	8,20	10,17	medida
---	-----	------	-------	--------

2.3.3 Determinación del N_d para relleno de cerámica

Siguiendo la metodología antes mencionada (McCabe, et al, 2003) con los datos al inicio y al final en grafico de la figura 2.4 se determino la línea de operación de la torre con el relleno de cerámica, que se muestra en la figura 2.5

Figura 2.5 Línea de operación de la torre con relleno de cerámica.

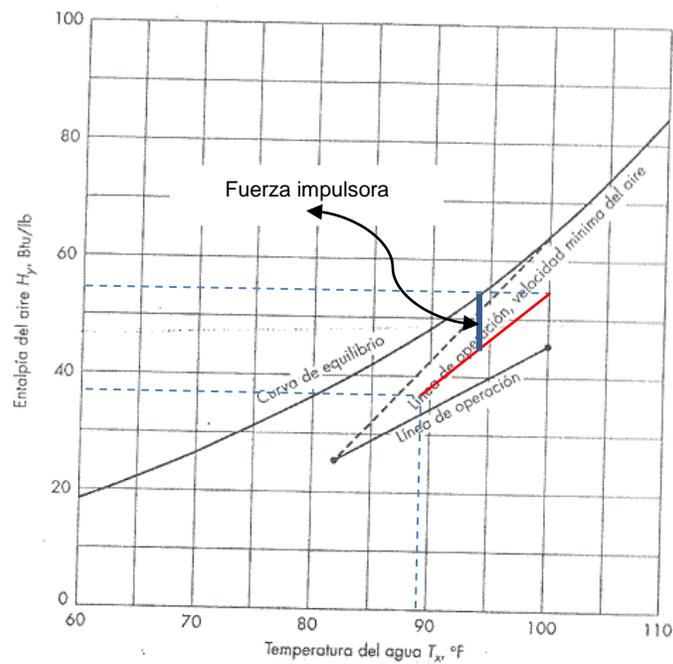


Figura 2.5.línea de operación con relleno de cerámica.

Los resultados de los cálculos de entalpía y número de unidades de transferencia en sus secciones y en toda la torre se dan en la tabla 2.5

Tabla 2.5 Entalpía del aire en la línea de operación.

T _x °F	H*	H	H* - H	(H* - H)L	ΔN _d
88	48	38,36	9,64		
94	54	46,64	7,36	8,38	0,98
100	62	54,92	7,08	7,16	1,516
					Nd = 2,13

Para la determinación de la altura de unidades de transferencia de calor se emplea la expresión siguiente:

$$H_{oy} = Z / N_d \quad (2.7)$$

donde Z y N_d, son la altura y el número de unidades de transferencia respetivamente.

Sustituyen los valores de Z =8,20 pie y N_d = 2,13, H_{oy} = 3,84 pie

Por otro lado la expresión (2.7)

$$H_{oy} = G_a^* / K_g \cdot a \quad (2.8)$$

donde:

G_a^* - velocidad másica en lb/ pie²-h.

K_g. a- coeficiente volumétrico global de transferencia.

K_g – coeficiente de transferencia de masa en lb mol / pie² -h

a – Área específica volumétrica en pie² / pie³

$$K_g \cdot a = G_a^* / H_{oy} = 37 \times 10^3 / 3,84 = 9,6 \times 10^3 \text{ lb} / \text{pie}^3 \cdot \text{h}$$

2.3.4 Determinación del N_d para relleno de PVC

Siguiendo el mismo procedimiento anterior la línea de operación para el caso de relleno de PVC se muestra en la figura 2.6

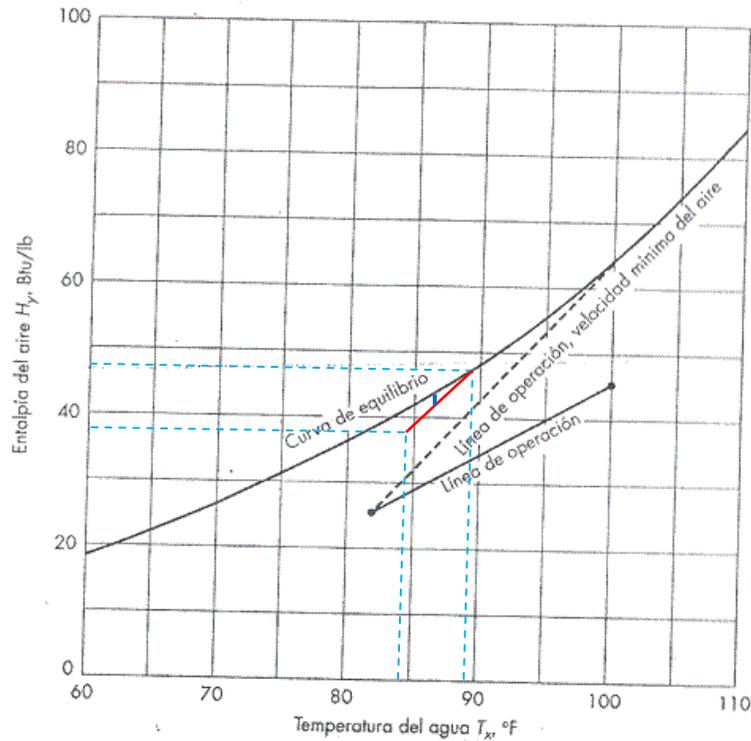


Figura 2.6. Línea de operación de la torre con relleno PVC

Los resultados de los cálculos de entalpía y número de unidades de transferencia en sus secciones y en toda la torre se dan en la tabla 2.5

Tabla 2.5 Entalpía del aire en la línea de operación.

T_x °F	H^*	H	$H^* - H$	$(H^* - H)L$	ΔN_d
84	40,5	38,36	2,14		
86.5	43	42,00	1	0,165	22
89	49	45,7	3,26	1,82	0,60
					$N_d = 22,6$

Para la determinación de la altura de unidades de transferencia de calor se utilizaron las mismas expresiones que para el caso de relleno de cerámica. En este caso los valores de $Z = 10,17$ pie y $N_d = 22,6$, resultando que $H_{oy} = 0,45$ pie

$$K_g * a = G_a^* / H_{oy} = 100 \times 10^3 / 0,45 = 222 \times 10^3 \text{ lb} / \text{pie}^3\text{-h}$$

Los resultados de los cálculos para los rellenos de cerámica y PVC aparecen en la tabla 2.6

Tabla 2.6 Resultados para los rellenos de cerámica y PVC.

Rellenos o empaque	N_d	$K_g a$	a	K_g
Cerámica vitrificada	2,13	$9,6 \times 10^3$	59,49	161
PVC	22,60	222×10^3	248,26	895

En la figura 2.7 se muestran las líneas de operaciones para los rellenos cerámicos y PVC.

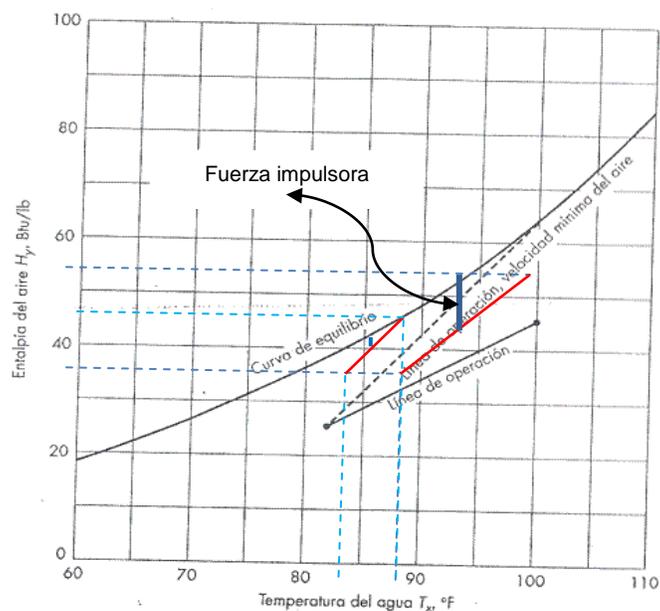


Figura 2.7 Líneas de operaciones de los rellenos cerámicos y PVC

Se puede observar que la línea de operación para el PVC esta más cercana a la curva de equilibrio que la de cerámica lo que indica una menor fuerza impulsora por lo que el número de unidades de transferencia es mayor.

2.4 Análisis de los resultados

Corresponde a un análisis integral de los resultados del trabajo que permita definir las ventajas del cambio de los rellenos de cerámica por PVC, a partir de indicadores relacionados con la utilización de energía eléctrica consumida en el proceso específicamente en los momentos actuales de crisis energética que vive nuestro país.

En la tabla 3.1 se dan los resultados principales de los caculos realizados para el caso de relleno de cerámica como el caso de PVC, tomado como valor común el calor a disipar en la torre igual a $5,41 \times 10^6$ Kcal/h.

Parámetro	Unidades	Cerámica	PVC
L	kg/h	$12,56 \times 10^6$	$33,43 \times 10^6$
G	kg /h	$8,6 \times 10^6$	$22,89 \times 10^6$
L /G	----	1,4	1,44
Caída de temperatura	°C	7,11	3,28
Eficiencia térmica	%	83,84	47
ap	m^2 /m^3	59,49	248
Nd	----	2,13	22,66
Z	m	2,5	3,1
$K_g a$	kW/h-°C	$9,6 \times 10^3$	222×10^3
K_g	kW/(h.°C.m ²)	161	895
P	kW	25	33.6
Q /P^o	kcal/kW-h	216×10^3	163×10^3

Tabla # 2.7 resultados finales para las torres en dependencia del relleno utilizado.

Los valores característicos de los rellenos, tales como, los coeficientes de transferencia de calor y masa, además del área específica volumétrica que resultó ser de 59,49 y 248 m^2/m^3 , para el relleno de cerámica y el de PVC respetivamente. Esto evidencia mejores parámetros de transferencia de calor en el PVC; sin

embargo, en la práctica, este trabaja con una eficiencia térmica igual a 47 %, que es considerablemente menor que 83,4 que es la correspondiente a la cerámica. Lo anterior se debe a que en las condiciones actuales la temperatura de entrada del agua a la torre es considerablemente menor que la temperatura de entrada cuando se utilizaba la cerámica, condición que es ajena totalmente al tipo de relleno y se encuentra dada por el comportamiento del sistema de refrigeración.

El número de unidades de transferencia, en el caso del PVC resultan relativamente alto. Esto es provocado por las bajas temperaturas del agua a la entrada de la torre, lo que conlleva a una fuerza motriz media considerablemente menor que en el caso de las condiciones bajo las cuales estaba sometida la cerámica.

De lo anterior se deduce, que a pesar de que en la actualidad, la eficiencia térmica de la torre con relleno de PVC, es menor que antes de este tipo de relleno sustituir al de cerámica; causado esto por condiciones de entradas diferentes, caracterizadas por una menor temperatura inicial del agua, situación que es ajena al funcionamiento de la torre propiamente dicho, en caso de que en el futuro la torre con relleno de PVC, fuese sometida a la necesidad de enfriar a partir de una temperatura de entrada igual o mayor que el valor al que estaba sometida la cerámica, indiscutiblemente el nuevo relleno estaría en mejores condiciones de garantizar la temperatura de salida en el valor requerido. Lo anterior, unido a que el PVC es de más fácil manejo y de mayor durabilidad, permite considerar acertada la decisión de sustituir la cerámica por el PVC.

CONCLUSIONES

En caso de que en el futuro, la torre con relleno de PVC, fuese sometida a la necesidad de enfriar a partir de una temperatura de entrada igual o mayor que el valor al que estaba sometida la cerámica, indiscutiblemente el nuevo relleno estaría en mejores condiciones de garantizar la temperatura de salida en el valor requerido. Lo anterior, unido a que el PVC es de más fácil manejo y de mayor durabilidad, permite considerar acertada la decisión de sustituir la cerámica por el PVC.

RECOMENDACIONES

1. Evaluar la temperatura máxima admisible del agua en la entrada de la torre.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adams S., Stevens J., 1993, Strategies for improved cooling-tower economy power.

Annemos Tecnología en Resfriamiento, 2002, Proposta Comercial, TR-011-498/2002 .Porto Alegre.

ASHRAE, 1982, cooling tower, In Handbook HVAC Systems and Equipment.

Baltimore Air Coil, 1982, Torres de refrimiento de agua, (Boletins /220/1-01BR).

Benoeci J., Buchlin M., Weinacht P., 1988, Prediction of the air-droplet interaction Cooling inlet section of a Natural Graught Cooling tower. In Proceedings of the Fifth/ AHR Tower Workshop.

Bosinja Kovica F., Knoche K.F., 1988, Pinch Analysis of cooling tower, Energy Convers. Mgmt.

Brossard Pérez Luis, González Luis V., Guillen Gordin Reinaldo J., 1993, Torre de enfriamiento Autoventilada. IX Fórum Nacional de Ciencia y Tecnología, (Ponencia destacada. Grupo 4, código: 1303315).

Carrier, 1999, Manual de Aire Acondicionado, Editorial Marcombo Boixareu.

Casanova Leonel, 1994, Comportamiento de la torre de enfriamiento Autoventilada. (Trabajo de Diplomado (Faculta de Ingeniería Mecánica, ISPSAM).

Danger Beatriz, 1992, Métodos de cálculo de torres de enfriamiento, (Trabajo de Diplomado (Faculta De ingeniería, Universidad de Oriente)), Santiago de Cuba.

Ditnerskovo, 1983, Procesos Básicos y aparatos de la Tecnología Química, Editorial Ximia.

Ferrara. Nicolás H., 1996, Torres de enfriamiento de agua-Evaluación de performances térmica. Mediterránea- Ingeniería & tecnología – N° 20. III.

Fulkerson Robert, 2009, Crossflow Cooling tower Performance Calculation. C.T.I., Journal. The official Publication of the Cooling Tecchnology Institute, Winter.

Garlobo Leticia, Montoya Danileyvis, McPherson Dvina, 2006, Simulación del trabajo con torres con rellenas para el proceso de enfriamiento de agua. Tecnología Química.

Goshayshi H.R, M.J.F., Tozer R., 1999 Cooling tower-An Energy Conservación Resource, Applied Termal Engineering.

Guillen Gordin, 2009, Modelación de la transferencia de calor y masa y metodología de diseño de la torre enfriamiento Autoventilada, Tesis Doctoral. Santiago de Cuba.

Hernández Melendrez Edelsys, 2006, Metodología de la investigación, como escribir una tesis, Escuela Nacional de Salud, La Habana, Cuba.

Hernán J. Pavoni, 1996, Trabajo final-III, Proyecto de un equipo experimental para la determinación de performances térmica de rellenos de torres para enfriamiento de agua.

Himmelblau David M., 1997, Principios básicos y cálculos en ingeniería química, Prentice Hall Hispanoamérica, 1997.

Kern Donal Q., 1969, Proceso de transferencia de calor. Edición Revolucionaria, La Habana, Cuba.

Khan Jameel, Ur. Rehman, Y.M.Z., Syed M., 2003, Performance Characteristics of counter flow wet cooling tower. Energy conversión and Management.

Mccabe, Smith, Harriott, 2003 Operaciones Unitarias de Ingeniería Química, Editorial McGraw Hill.

McQuiston, Parker, Spitler, 2003, Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado, Análisis y Diseño. Editorial LIMUSA WILEY.

Minal, 1980, Normas para empresas de proyecto del Minal, Buro.

Miranda, Ángel Luis, 2007, Técnica de climatización, ALFAOMEGA Grupo Editor.

Olmos Diego E., 1995, Ensayos de homologación de torres para enfriamiento de agua de tiro forzado

Ortiz Coll, Napoleón H., 2005, Aire Acondicionado, Teoría y Práctica, Editado por FUNDACITE Anzoátegui, Venezuela.

Perry R.H. Chilton C.H., Kirpatrick S., 1967, Chemical Engineer's Handbook. Edición Revolucionaria, La Habana, Cuba.

Perry Robert, 2001, Manual del Ingeniero Químico, Mc Graw Hill.

Qureshi B.A., Zubair S. M., 2006, An improved non- dimensional model of wet-cooling tower, Process Mechanical Engineering.

Raibinin Q., 1982, Máquina e instalaciones frigoríficas, Editor ORBE, La Habana, Cuba.

Revista del Colegio de Ingeniero, 2000, Especialistas de Córdoba, ED. N° 29, España.

Rocha Miranda José, Nantes Da Silva, 1988, Revisao de Conceitos básicos de transferencia de calor en torres de resfriamiento. ABCM., ENCT88, agua de Lindoia SP.

Sawitoski H., Smith W., 1967, Método de cálculo en los procesos de transferencia de materia, .Alhambra S.A., España.

Shackelford, James, 1998, Introducción a la Ciencia de materiales para Ingenieros, Prentice Hall Iberia Madrid, 1998.

Steen H.J., T'Joel C., Van Belleghen M., Janssens A., De Paepe M., 2009, Evaluation of the different definitions of the convective mass transfer coefficient for water evaporation into air, International Journal of Heat and transfer.

Stefanovic V., Lakovic S., Radojkovic N., Llic G., 2000, Experimental study on Heat and mass transfer in cooling tower, Mechanical Engineering.

Stoecker, 1965, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Mc Graw Hill.

Sutherland J.W., 1983, Analysis of mechanical- draught counter flow air/ water cooling towers. Transaction of the ASME.

Torravel (Ed). , 1999, Torres de refrigeración, Catalogo, Editor Torravel S.A., Bilbao, España.

Toro Gonzales M., 1996, Programas para calculo de torres de enfriamiento.

Treybal, Robert E., 2001, Operaciones de transferencia de masa, Editorial Mc Graw Hill.

V.V., Baturin, 1976, Fundamentos de ventilación industrial, Editorial Labor, S.A.

Virgil, Moring, 1973, Faires, 2^{da} Edición en Español.

Web. Grafía.

<http://www.sc.ehu.es/nmwmiga/torre.htm> [Consulta 12- Marzo- 2010].

<http://www.quiminet.commx.ar41ar%25f4%29951%25d7kzt.htm>. [Consulta 13- Marzo- 2010].

<http://www.torresderefrigeracion.com>. [Consulta 13- Marzo- 2010].

<http://www.Annemos.com.br>. [Consulta 14- Marzo- 2010].

<http://www.hidrotermica.com.br>. [Consulta 14- Marzo- 2010].

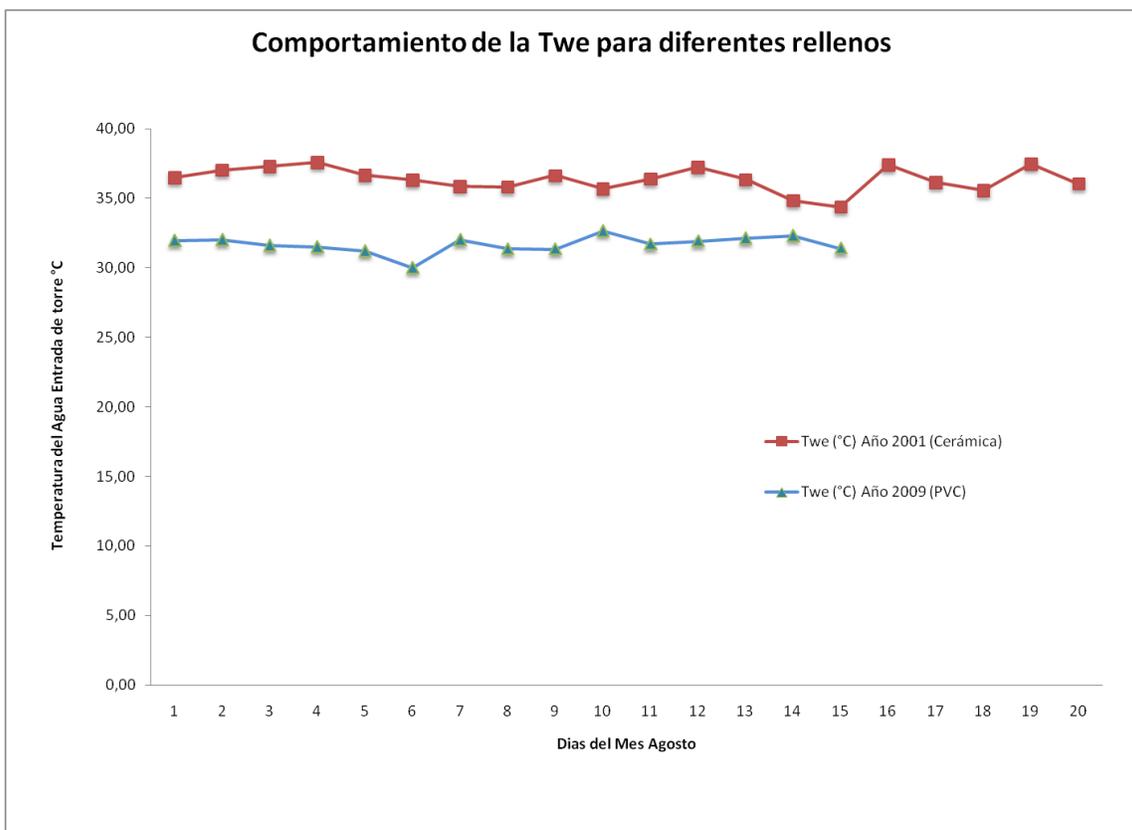
ANEXOS

Anexo 1 Torre 3 Promedios diarios de relleno cerámica vitrificada								
						Ventilador		
Agua						Voltaje	Intensidad	Potencia
Día / hr	Twc(°F)	Twc (°C)	Twf (°F)	Twf (°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Bajo(kV)	(A)	(kW)
01/08/2001	97,67	36,48	84,67	29,26	7,22	486,67	33,67	16,38
02/08/2001	98,67	37,04	88,67	31,48	5,56	480,00	33,67	16,16
03/08/2001	99,13	37,30	87,70	30,94	6,35	483,33	50,00	24,17
05/08/2001	99,67	37,59	87,00	30,56	7,04	476,67	50,33	23,99
06/08/2001	98,00	36,67	87,30	30,72	5,94	490,00	49,00	24,01
07/08/2001	97,35	36,31	90,35	32,42	3,89	476,67	50,00	23,83
08/08/2001	96,57	35,87	85,77	29,87	6,00	480,00	49,67	23,84
09/08/2001	96,47	35,81	86,57	30,31	5,50	478,33	54,33	25,99
10/08/2001	97,95	36,64	87,75	30,97	5,67	480,00	56,50	27,12
14/08/2001	96,23	35,69	84,57	29,20	6,48	480,00	50,00	24,00
15/08/2001	97,53	36,41	86,03	30,02	6,39	475,00	48,00	22,80
17/08/2001	99,00	37,22	89,00	31,67	5,56	470,00	48,00	22,56
18/08/2001	97,43	36,35	87,63	30,91	5,44	463,33	48,00	22,24
19/08/2001	94,73	34,85	85,30	29,61	5,24	482,67	47,67	23,01
21/08/2001	93,90	34,39	84,03	28,91	5,48	480,00	50,00	24,00
23/08/2001	99,33	37,41	86,67	30,37	7,04	478,33	50,00	23,92
24/08/2001	97,07	36,15	86,33	30,19	5,96	480,00	48,67	23,36
25/08/2001	96,00	35,56	86,30	30,17	5,39	473,33	49,33	23,35
28/08/2001	99,47	37,48	86,60	30,33	7,15	493,33	50,00	24,67
30/08/2001	96,90	36,06	84,30	29,06	7,00	478,33	50,00	23,92
promedio	97,28	36,27	84,48	29,16	7,11	482,50	41,83	20,15
maximo	97,67	36,48	84,67	29,26	7,22	486,67	50,00	23,92
minimo	96,90	36,06	84,30	29,06	7,00	478,33	33,67	16,38

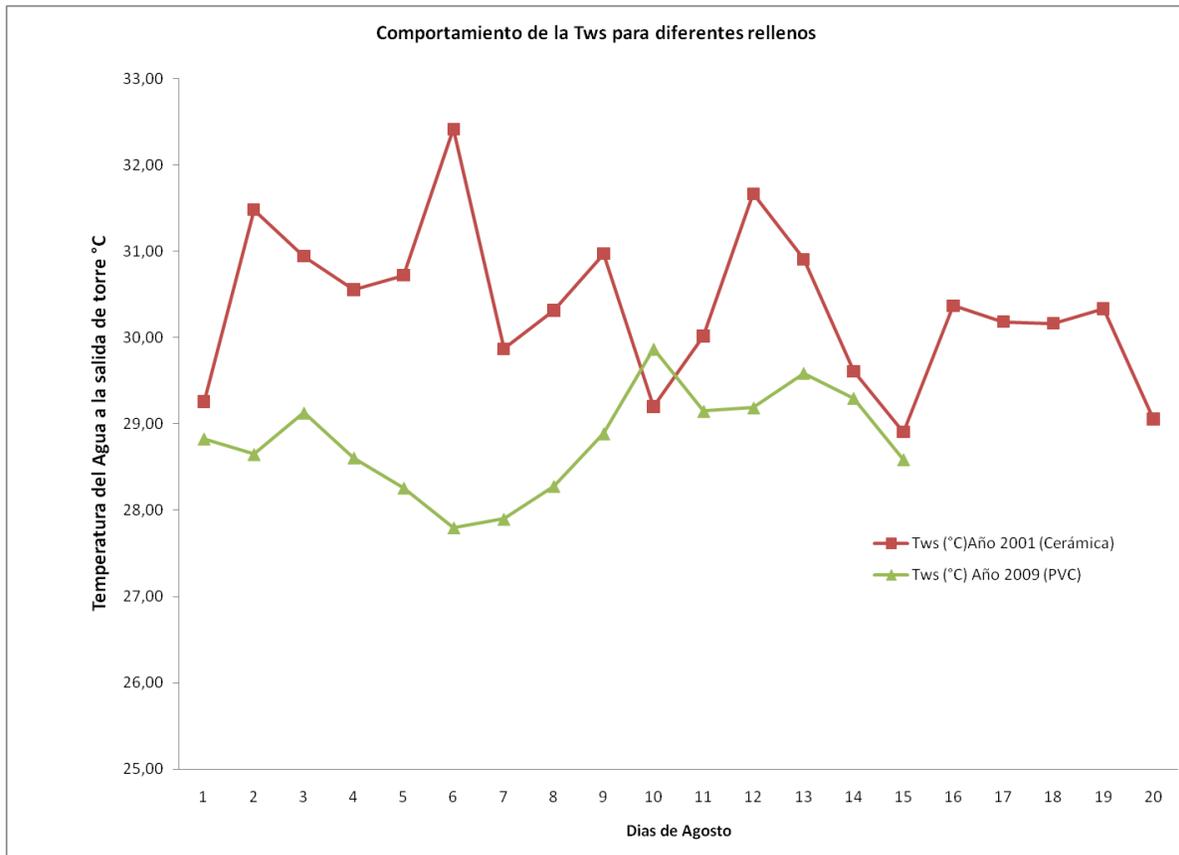
continuacion Anexo 1 Torre3 Promedios diarios de rellenos de PVC							
	Agua de Torre			Voltaje	Ventilador		
Día / hr	T _{wc} (°C)	T _{wf} (°C)	ΔT(°C)	Bajo(kV)	Intensidad (A)	Potencia (kW)	
01/08/2009	31,94	28,83	2,07	480	70	33,60	
02/08/2009	32	28,65	3,37	483	71	34,29	
03/08/2009	31,59	29,13	2,46	476	68	32,37	
04/08/2009	31,5	28,61	2,89	478	70	33,46	
05/08/2009	31,19	28,26	2,93	480	70	33,60	
06/08/2009	30	27,8	2,26	478	70	33,46	
07/08/2009	32	27,9	4,59	480	69	33,12	
08/08/2009	31,35	28,28	3,07	480	70	33,60	
09/08/2009	31,34	28,89	2,57	475	70	33,25	
10/08/2009	32,65	29,87	2,78	483	69	33,33	
11/08/2009	31,7	29,15	2,56	473	71	33,58	
12/08/2009	31,91	29,19	2,72	463	71	32,87	
13/08/2009	32,11	29,59	2,52	480	70	33,60	
14/08/2009	32,3	29,3	3	480	70	33,60	
15/08/2009	31,39	28,59	2,8	480	71	34,08	
promedio	31,665	28,71	2,435	480	70,5	33,84	
maximo	32,65	29,87	0	483	71	34,293	
minimo	30	27,8	0	463	68	32,368	

Anexos

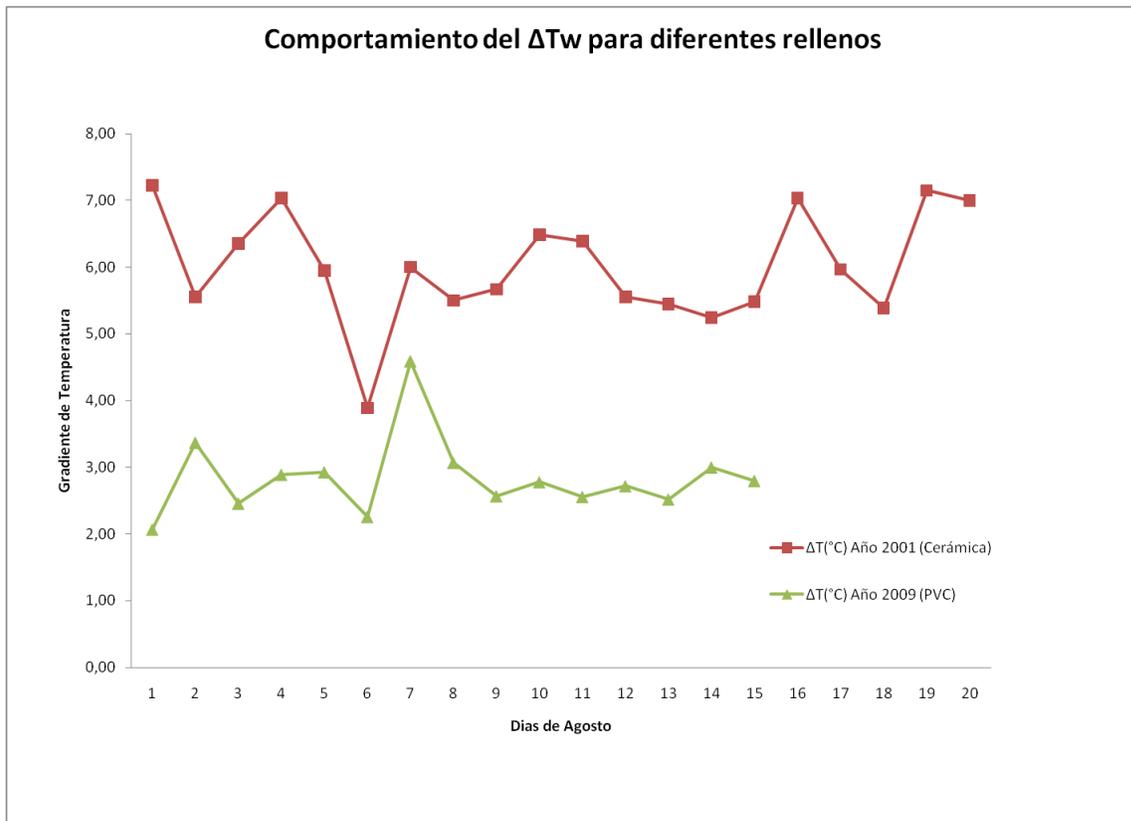
Anexo 3, Gráfico 1, Temperaturas del agua a la entrada de la torre, con rellenos (Cerámico y PVC)



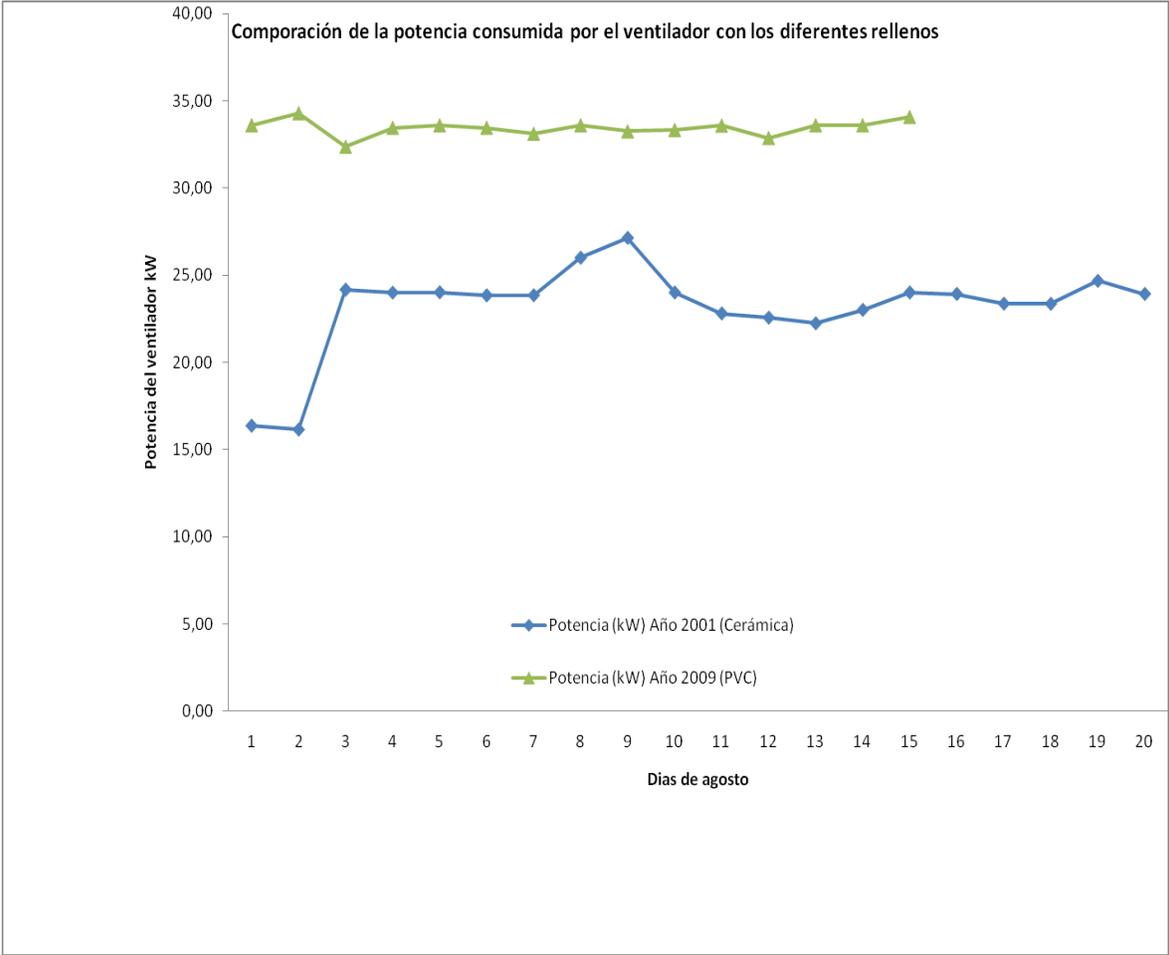
Anexo 4, Grafico 2, comportamiento de la Tws para diferentes rellenos.



Anexo 5, Grafico 3, comportamiento del ΔT_w para diferentes rellenos.



Anexo 6, Grafico 4, comportamiento de la potencia consumida por el ventilador con los diferentes rellenos.



Anexo 7, Grafico 5, comportamiento de las temperaturas de bulbo húmedo de la torre a la entrada y salida (2009)

