



ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA EVACUACIÓN DE CALOR DE UNA MÁQUINA DE FRÍO SOLAR MEDIANTE UNA GRAN MASA DE AGUA.

Antonio Rodríguez García*. Eduardo Blanco Marigorta**. María José Suarez López**.

[*]Autor; [**]Tutores.

uo1104@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

1 Resumen.

El presente trabajo nace a partir de la situación energética en la que vivimos, en la cual cualquier sobrante energético ha de ser aprovechable, por ello se presenta el estudio de la evaporación de agua en un medio de disipación pura como es una piscina, por ello seremos capaces de al mismo tiempo de refrigerar el ambiente de una o varias salas, objetivo principal, como de calentar una piscina con la energía térmica residual proveniente del intercambiador del sistema de refrigeración.

2 Introducción.

Dado el contexto en el que se desenvuelve la situación energética actual, debido a la escasez de recursos y a la influencia del escenario consumista se requiere de forma inminente, la búsqueda de un desarrollo tecnológico sostenible para la obtención de energía. Se debe avanzar en la investigación para encontrar un suministro de energía que sea más eficiente y limpio.

Históricamente el sistema de producción energética estaba basado fundamentalmente en la utilización de combustibles fósiles - a excepción de la producción hidráulica- que tienen carácter finito. Problema que se trata de solucionar a través de la integración de las energías renovables en el proceso de generación. De entre las energías renovables, la energía solar tiene cada vez mayor implicación, en especial su aplicación en el campo del frío solar.

La ubicación de la instalación de estudio es en Gijón (España), dentro del campus de la Universidad de Oviedo, más específicamente en el Edificio de Energía, cuyas coordenadas geográficas son: 43°32'0" N; 5°42'0" O. Gijón es una ciudad costera de la cornisa cantábrica, lo que le hace tener un clima oceánico fresco. Según datos de la Agencia Estatal de Meteorología la media del mes más frío es 8,9°C. (Enero) y la media del mes más cálido es 19,7°C. (Agosto), teniendo una media anual de 13,8°C.

2.1 Sistemas de refrigeración.

Existe un amplio campo de sistemas de refrigeración en el mercado. Los más empleados dentro del sector vivienda y del sector terciario, son sistemas cuya fuente de energía principal es la electricidad. El inconveniente que plantea esta fuente energética es el progresivo e imparable aumento de su coste.

Debido a las necesidades actuales, son muchos los edificios que comienzan a tener sistemas de climatización cuya principal fuente

energética supone un gasto nulo o muy inferior al coste energético eléctrico equivalente.

En el presente trabajo se trata una de las cuestiones fundamentales que plantea el uso de energía solar en refrigeración; más específicamente la disipación de calor producida por un sistema de frío solar.

2.2 Los sistemas de frío solar.

Las tecnologías de frío solar son aquellas que utilizan la energía solar para el posible acondicionamiento mediante la refrigeración del aire a inyectar en un ambiente. Los sistemas de frío solar son muy útiles para encorsetar la dependencia del consumo eléctrico durante el verano [1], y de este modo, contribuir a favorecer el desarrollo de sistemas que utilicen fuentes de energía renovable [2].

En los últimos años se han investigado varios sistemas de refrigeración basados en la energía solar [3], que emplean tecnologías de sorción; refrigeración por absorción [4]; por adsorción [5]; y por medios desecantes [6]; además de otras opciones ventajosas [2].

En este caso la tecnología de refrigeración a estudiar es por absorción. La cual se basa en la capacidad para absorber calor de cientos de pares de sustancias [1,5]. Esta tecnología utiliza tres principios físicos:

1. Durante la evaporación del fluido, se absorbe calor y cuando se condensa lo cede.
2. La temperatura de ebullición de un líquido varía en función de la presión.
3. Existen parejas establecidas de compuestos químicos que tienen facilidad de absorberse uno al otro.

2.3 Evacuación de calor.

El elemento principal de cualquier sistema de refrigeración es una máquina térmica. En la máquina térmica se produce calor, el cual debe ser disipado para un correcto funcionamiento del sistema. Esta investigación se fundamenta en el aprovechamiento de tal disipación como fuente de energía de coste nulo.

El calor disipado que se puede aprovechar puede tener dos fuentes distintas. Por un lado si la máquina de frío es de absorción, hay que evacuar el calor originado en el proceso de condensación. Por otro lado si la máquina de frío es de adsorción, hay que evacuar el calor originado en el proceso adsorción- evaporación.

Existen diversos mecanismos para beneficiarse de la disipación de calor, que se pueden agrupar principalmente en dos bloques:

- Recuperación de calor; por ejemplo para la producción de ACS o mediante el ciclo de Brayton para precalentar el proceso de combustión.



- Como aplicación de foco caliente de una máquina térmica (en motores de pequeño salto térmico o en máquinas frigoríficas que funcionen mediante ciclos de absorción o adsorción).

Existe un método en el que no te beneficias de la disipación de calor, y es mediante la disipación pura, en este caso la disipación puede hacerse directamente al ambiente, al terreno, al ambiente a través del enfriamiento del agua evaporada a una masa de agua (caso estudiado en este trabajo).

2.4 Sistemas de disipación de calor.

Existen varios sistemas de disipación de calor, los cuales utilizan distintas metodologías para la disipación del calor, entre ellos se destacan los sistemas de disipación al ambiente, los evaporativo, y los disipativos al agua o al terreno.

La disipación al aire se puede realizar mediante aerotermos, que son intercambiadores de calor refrigerados por aire. Éstos disipan el calor por medio de un proceso de enfriamiento al medio circundante, mediante transferencia convectiva de calor (enfriamiento seco), si bien, también existen aerotermos híbridos (convección-evaporación) (Figura 1). Una de las ventajas fundamentales de este tipo de elementos de disipación, consiste en que favorecen el ahorro de agua frente al gran consumo de los sistemas basados en enfriamiento evaporativo [7].

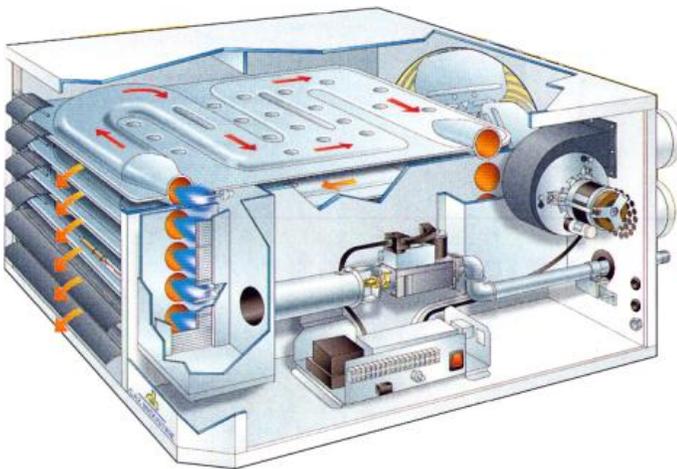


Figura 1. Esquema de un aerotermo híbrido.

En la disipación de calor mediante sistemas evaporativos destaca el uso de torres de enfriamiento evaporativo [8,9]. Las aplicaciones más frecuentes de las torres de enfriamiento de agua son sistemas de refrigeración y aire acondicionado. En ellos enfrían los compresores de refrigeración. En el ámbito industrial se aplican en relación con procesos térmicos de la industria alimenticia, minera y claramente en plantas termoeléctricas [5]. Y el condensador evaporativo, que condensa el gas refrigerante mediante un proceso de transferencia de calor sensible y latente (masa y energía) [10].

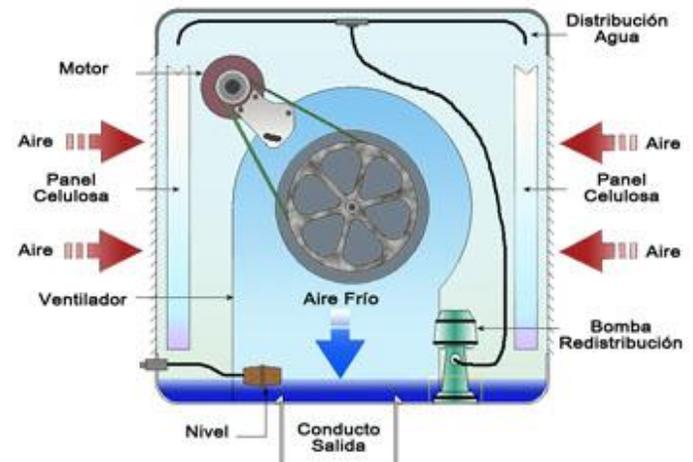


Figura 2. Esquema de un enfriador evaporativo.

El principio de funcionamiento del enfriamiento evaporativo [11] consiste en un proceso natural que emplea el agua como refrigerante y que se aplica para transmitir a la atmósfera el calor excedente de diferentes procesos y máquinas térmicas. En la Figura 2. Puede verse como el aire caliente se hace pasar a través de unos filtros de celulosa de alta eficacia y larga duración, por donde circula el agua en un circuito cerrado. La temperatura exterior se reduce por el proceso evaporativo, y el aire así enfriado lo introducimos en el edificio mediante el ventilador.

La disipación al terreno, consiste en utilizar éste como sumidero de calor, mediante sistemas de tubos enterrados horizontal o verticalmente y un medio circulante que puede ser agua o aire, que es utilizado para extraer el calor del ambiente y disiparlo en el terreno en verano y al revés en invierno [12].

En el caso de disponer de grandes volúmenes de agua, bien sea embalsada (estanques, cubetas o piscinas) o libre (ríos, lagos o mares), la disipación de calor en el agua es una opción a tener en cuenta, ya que la evaporación a través de la superficie libre es capaz de mantener la temperatura del volumen de agua [13,14]. Este sistema de disipación de calor es el escogido en el presente estudio.

La disipación de calor en masas de agua ha sido estudiada como aplicación para la refrigeración de edificios, y principalmente en zonas cálidas y áridas [14,15]. El mecanismo de disipación de calor al aire a través del agua depende de si la piscina es de interior o de exterior y su grado de ocupación. Asimismo se estudió experimentalmente la variación temporal de la temperatura para unas dimensiones dadas y unas condiciones meteorológicas determinadas [16].

3 Estudio analítico.

Durante los últimos años se han propuesto numerosas ecuaciones empíricas para el cálculo de la evaporación del agua en piscinas en reposo, demostrándose posteriormente su inexactitud. Algunos estudios derivan de las mediciones experimentales realizadas en piscinas reales, otros a partir de los balances energéticos de la piscina, otros de la evaluación de la cantidad de condensado en el serpentín de refrigeración de la unidad del aire acondicionado, suponiendo que es igual a la cantidad de agua evaporada de la superficie



de la piscina. La mayor parte de las propuestas, parten de la correlación empírica de Carrier [17]. Siendo Shah [18,19,20] el autor que realiza un resumen de todos los posibles métodos disponibles para el cálculo de la transferencia de calor en masa, unificando todos los sistemas de cálculo.

Hay que tener en cuenta si en la masa de agua existe ocupación o por el contrario, no existe esta, ya que al estar ocupada existe un aumento en el área de contacto entre el aire y el agua y además los ocupantes generan olas, ondas y nieblas provenientes de las salpicaduras debidas a la actividad del baño. Nuestro estudio se realiza en condiciones de no ocupación.

La mayoría de las ecuaciones empíricas para las piscinas vacías son de siguiente tipo:

$$E = \gamma A_p (\Delta P)^n \quad (1)$$

Donde: E es la tasa de evaporación de agua por unidad de superficie de la piscina (kg/m²s); γ es una constante; A_p es el área de superficie de la piscina (m²); $\Delta P = P_w - P_r$ es la diferencia de presiones entre el agua y la saturación de habitación (Pa); y n es un valor que va de 1 a 1,2.

La correlación mas utilizada para el cálculo de la tasa de evaporación es la propuesta por la Carrier [17], que más tarde se incluiría en el Manual de ASHRAE como método de aplicación [21,22]:

$$E = \frac{(0.089 + 0.40782V_a)A_p \Delta P}{Y} \quad (2)$$

Donde: V_a es la velocidad del aire paralela a la superficie del agua (m/s); Y es el calor latente de evaporación del agua (kJ/kg).

En la ecuación (2), E, A_p y ΔP se miden, respectivamente, en kg/h, m² y Pa.

La expresión se basa en experimentos de laboratorio en la que el aire fue valorado por encima de la superficie del agua de una piscina. Algunos autores sugieren que la fórmula sobreestima la evaporación en piscinas vacías y por ello recomiendan la evaluación de las pérdidas por evaporación en piscinas ocupadas [14].

Smith et al. [23,24] realiza pruebas comparando las fórmulas entre piscinas vacías piscinas y ocupadas obteniendo las siguientes ecuaciones:

Para las agrupaciones de desocupadas:

$$E = \frac{(C + 0.435V_a)A_p \Delta P}{Y} \quad (3)$$

Donde: C es un coeficiente que depende de la presión barométrica (C = 72 en la cota 5.000 metros y C = 69 en el nivel del mar).

Para las piscinas ocupadas:

$$E = \frac{(0.068 + 0.063F_u)A_p \Delta P}{I} \quad (4)$$

Donde: F_u es el factor de utilización de la piscina ($F_u = A_{\max}/A_p N$); A_{\max} es el área de la piscina; A_p es el incremento de área por olas; I es el calor latente de la evaporación del agua (kJ/kg).

Un modelo diferente fue propuesto por Hannsen y Mathisen [25]. Su fórmula para piscinas desocupadas es de la siguiente forma:

$$E = 3 \cdot 10^{-5} V^{1/3} (e^{0.06T_w} - \phi_a e^{0.06T_a}) \quad (5)$$

Donde:

$$V = \left[V_a^2 + \left(0.12(4(1 - \phi_a) - (T_a - T_w))^{0.5} \right)^2 \right]^{0.5}$$

T_w es la temperatura del agua en la superficie (°C); T_a es la temperatura del aire (°C), y ϕ_a es la humedad relativa del aire (-).

Shah [26] propuso una correlación basada en la analogía entre transferencia de calor y masa para las piscinas vacías, modificada posteriormente para mejorar la precisión:

$$E = K A_p \rho_w (\rho_r - \rho_w)^{1/3} (W_w - W_r) \quad (6)$$

Donde: ρ es la densidad del aire (kg/m³); mientras que ρ_w es la densidad del aire saturado; W es la humedad específica (kg de humedad / kg de aire seco), y K es una constante.

En la ecuación. (6), K = 40 si $\rho_r - \rho_w < 0,02$; K=35 si $\rho_r - \rho_w > 0.02$

La correlación anterior fue evaluada en una piscina de aguas sin perturbaciones tomando datos que abarcan una amplia gama de temperaturas del agua (7.1 - 94.2 °C), y del aire (6.1 - 34.6 °C); con humedades relativas (28-98%).

Shah recomienda la ecuación (6), para las piscinas de agua de interior con las superficies sin perturbaciones y flujo de aire forzado sobre la superficie.

Además propuso una correlación empírica para piscinas con ocupación, obtenida a partir de datos experimentales:

$$E = A_p \left(0.113 - \frac{0.0000175A_p}{N} + 0.000059\Delta P \right) \quad (7)$$

Esta ecuación (7) se recomienda para las piscinas ocupadas donde se desarrolle una actividad normal (N, es el número de ocupantes de la piscina, teniendo que ser menor de 45 personas), bajo las siguientes condiciones: temperatura del agua (25-30 °C), temperatura del aire (26 - 31,7 °C) y una humedad relativa del aire (33 - 72%). Por último, Shah [18] también propuso otra fórmula para piscinas ocupadas donde se desarrollen actividades intensas como el buceo y waterpolo.

3.1 Otras pérdidas.

Además de las pérdidas por evaporación hay que tener en cuenta otras, que aun siendo en menor medida, influyen directamente en el proceso. Para esta parte del estudio se ha seguido el Código Técnico de la Edificación (CTE) [27], realizando más hincapié en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE).

3.1.1 Pérdidas por radiación de calor.

Se definen como Q_{R_i} , midiéndose en W/m², para su cálculo se realizará a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{R_i} = D \cdot E \cdot (T_{ag}^4 - T_c^4) \quad (8)$$

Donde: D es la constante de Stefan-Boltzmann (5,67·10⁻⁸ W/ m² k⁴); E es la emisividad de la superficie (por ser agua 0,95); T_{ag} es la



temperatura del agua (K); y T_c es la temperatura de los cerramientos (K).

Este valor será despreciable cuando se consideren piscinas cubiertas.

3.1.2 Pérdidas por convección de calor.

Estas pérdidas son debidas al intercambio entre la diferencia de temperaturas del agua de la piscina y el aire ambiente interior. Este término suele ser despreciable en piscinas cubiertas. Se definen como Q_C , midiéndose en W/m^2 , para su cálculo se realizará a partir de la siguiente expresión:

$$Q_C = 0.6246 \cdot (T_{ag} - T_c)^{4/3} \quad (9)$$

Este término suele ser despreciable en piscinas cubiertas.

3.1.3 Pérdidas por transmisión.

Estas pérdidas son las producidas por la puesta en contacto de los cerramientos de la piscina, dependen de las características constructivas del vaso de la piscina y del coeficiente de transmisión térmica del material empleado. Se definen como Q_T , midiéndose en W/m^2 , para su cálculo se realizará a partir de la siguiente expresión:

$$Q_T = C_T \cdot S \cdot (T_{ag} - T_{ex}) \quad (10)$$

Donde: C_T es el coeficiente de transmisión de los muros de la piscina ($W/m^2 \cdot ^\circ C$); S es la superficie del cerramiento del vaso de la piscina (m^2); T_{ex} es la temperatura exterior del cerramiento.

3.1.4 Pérdidas por renovación del agua de la piscina.

Se definen como Q_{RE} , midiéndose en W/m^2 , para su cálculo se realizará a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{RE} = V_{RE} \cdot D \cdot C_E \cdot (T_{ag} - T_R) \quad (11)$$

Donde: V_{RE} es el volumen de agua de renovación (m^3); D es la densidad del agua (1000 kg/m^3); C_E Calor específico del agua ($1,6 \text{ W}\cdot\text{h/kg}\cdot^\circ\text{C}$); T_R es la temperatura del agua de la red ($^\circ\text{C}$).

Según la normativa anteriormente mencionada y además por razones higiénico sanitarias, diariamente se ha de reponer un 5% del volumen total del agua del vaso de la piscina, lo que convierte a estas pérdidas en un factor importante a tener en cuenta.

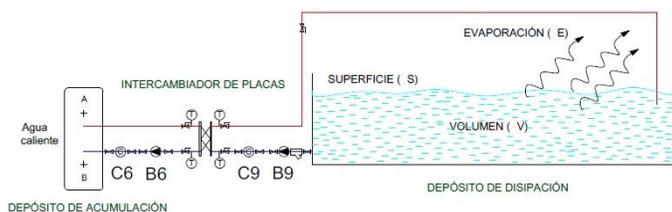


Figura 3. Esquema de la instalación sobre la que se han ejecutado los ensayos

4 Metodología.

La metodología para la realización de este trabajo se ha realizado de una forma experimental y a su vez se ha realizado una comprobación mediante la simulación numérica.

4.1 Descripción de la instalación.

Se ha partido desde la instalación existente en el Edificio de Energía en el Campus Universitario de Gijón. La instalación está compuesta de un sistema de aporte energético (colectores solares y caldera) y de varios sistemas de refrigeración (aerotermino, torre de enfriamiento evaporativo y deposito de agua abierto). Los ensayos se desarrollaron empleando la caldera como sistema de aporte calorífico, para poder disponer de la energía necesaria en cada momento, y el deposito de agua como elemento de disipación, ya que al usar este binomio de la instalación resulta mas fácil la realización de ensayos debido a que la caldera proporciona una temperatura constante durante todo el ensayo y necesita un menor mantenimiento.

El circuito de aporte energético gira alrededor de una caldera (que sirve para simular la evacuación de una máquina de refrigeración por absorción), siendo esta un equipo ETE, modelo GP 46/2 ECO. Teniendo una potencia térmica de 54kW que puede ser cedida a la instalación mediante el uso de 5 escalones fijos y de un sexto escalón regulable. Dicha caldera tiene una alimentación trifásica de 400V 50Hz. Así mismo el circuito de aporte energético también está compuesto por dos válvulas antirretorno, un vaso de expansión, una válvula motorizada de dos vías y dos válvulas de cierre de caldera.

Como se puede observar en la Figura 3. Los componentes fundamentales del circuito de disipación son: el intercambiador de placas, el depósito de disipación, la bomba de retorno del depósito de disipación a la piscina (B9) y el correspondiente caudalímetro (C9). La finalidad del circuito del sistema de disipación es evacuar al ambiente el calor generado por el sistema de refrigeración por absorción. En el circuito de disipación existen dos colectores (uno de impulsión y otro de retorno) al que van conectados los distintos sistemas de disipación. Entre éstos y los colectores, hay instalados unos intercambiadores de placas, que permiten que no se mezclen los fluidos de los sistemas de disipación con los que circulan por el interior del circuito de la máquina de absorción.

El intercambiador del depósito abierto es tipo Sedical UFP-34/17 H-C-PN16, con 30kW de potencia, los fluidos de trabajo son agua/agua, está diseñado para temperatura de entrada entre 19 y 36°C y temperaturas de salida entre 23 y 40°C. Se dispone de una bomba tipo Grundfos MAGNA UPE 32-120 PN6/10 de alimentación monofásica a 230V 50Hz, cuya temperatura máxima de funcionamiento es de 70°C, para un caudal nominal de 1.800l/h y un caudal máximo 3.600l/h. Asimismo el circuito consta de un vaso de expansión, dos válvulas de tres vías motorizadas, un caudalímetro (C9), diversas válvulas manuales y conducciones de cobre cubiertas de aislante térmico.

La piscina tiene unas dimensiones de 3x3x10 m, por lo que ofrece una película de agua de 30 m² de superficie. El volumen de agua que puede albergar es de 90m³, por lo que puede usarse para una disipación durante un periodo de tiempo considerable, sin que ello afecte significativamente a la temperatura del agua. Dicho volumen permite una importante inercia térmica, de modo que la temperatura de entrada a la máquina en el circuito de disipación es muy estable. La



bomba (B9) de esta parte del circuito es del tipo Grundfos IPS 25-80 180mm con una alimentación monofásica a 230V 50Hz, con una temperatura máxima de funcionamiento de 70°C, una pérdida de carga nominal del circuito de 4,04 mca, un caudal nominal de 1.985 l/h y un caudal máximo algo superior al nominal sin llegar al 200% de este, sin variador de velocidad. Se debe tener en cuenta que el comportamiento real del sistema está altamente influenciado por las pérdidas térmicas y la evaporación de la lámina de agua, de modo que cuanto mas aumenta la temperatura, mayores son las pérdidas producidas, se puede disipar mas energía y por tanto, la temperatura es mas estable, aumentando de forma mucho mas lenta, llegando a alcanzar un máximo, como se estudia experimentalmente.

Para la captación de ensayos se ha utilizado un sistema de adquisición de datos conjuntamente con el programa Natioonal Instruments Labview 8.6, que permitió instrumentar y registrar los datos de las temperatura y caudales a la entrada y salida del intercambiador, en la ida y el retorno, la temperatura y caudales en los depósitos de expansión y otros puntos intermedios de control.

4.2 Descripción de los ensayos.

Se han realizado cuatro ensayos a distintas temperaturas de calentamiento (25, 30, 35 y 40°C), generadas todas ellas por la caldera de agua.

Anteriormente a los ensayos planificados para la investigación se realizaron otros, para determinar el intervalo óptimo de registro de datos y el tiempo necesario de duración del mismo. El procedimiento consistió en aportar energía térmica a la piscina a ciertos niveles de temperatura y observar el tiempo de estabilización respecto a las condiciones ambientales, así como analizar el comportamiento del sistema para seleccionar el tiempo de muestreo más adecuado. A partir de estos ensayos iniciales, se determinó realizar un registro de datos cada minuto con una duración del ensayo de veinticuatro horas. Siendo esto así se pudieron registrar completamente los valores correspondientes a la temperatura de equilibrio de evaporación en el depósito abierto para los cuatro casos comentados.

Además de las temperaturas se recogieron los valores de los caudalímetros (C9, C6 y C4), anotándose también sus valores en los mismos registros que la toma de datos de las temperaturas, es decir, cada minuto durante un periodo de veinticuatro horas, para el cálculo de las potencias intercambiadas.

Además desde el inicio hasta la conclusión del ensayo, se tomaron manualmente "in situ" las medidas de la temperatura superficial del agua de la piscina, así como de la temperatura y humedad del aire en el entorno, para de este modo considerar las condiciones ambientales durante el ensayo. Tras analizar los datos obtenidos, la variación de las mismas se puede considerar despreciable.

4.3 Simulación numérica.

La simulación numérica se ha realizado teniendo en cuenta un estado no estacionario del comportamiento térmico y fluidodinámico de la piscina, realizado mediante el código de Dinámica de Fluidos Computacional, FLUENT 6.3, el cual resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes por el método de volúmenes finitos.

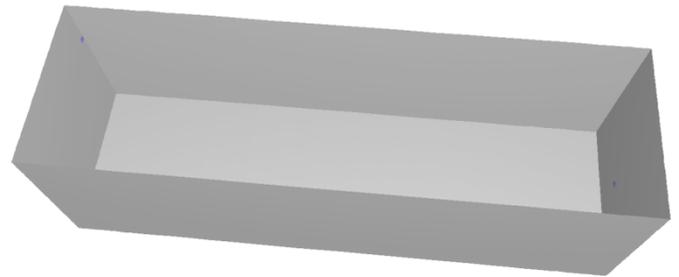


Figura 4. Diseño de la estructura de la simulación numérica.

En la Figura 4. se puede observar la geometría tridimensional utilizada para el estudio del sistema. Para ello se ha utilizado un mallado estructurado con celdas hexaédricas, como se puede observar en el detalle de la Figura 5, refinando algunas zonas como son la entrada y la salida del fluido. El mallado utilizado consta de unas 200.000 celdas.

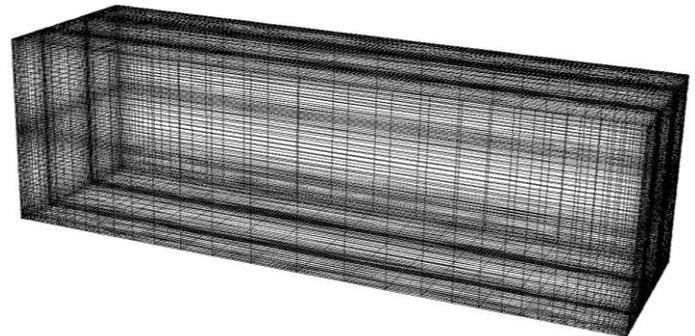


Figura 4. Mallado de la estructura a simular.

Se han incluido los efectos de la turbulencia utilizando el modelo K-epsilon (RNG) (Launder, 1974), incluyendo los efectos de flotación.

Los muros de contención de la piscina son de hormigón, tanto las laterales como el suelo, con un espesor de 0.20m y una conductividad térmica de 1.32W/m·K (según características de fabricantes). El fluido que circula por el interior de la piscina es agua cuyas características son: $\rho = 1.225 \text{ Kg/m}^3$; $k = 0.0242 \text{ W/m}\cdot\text{K}$; $C_p = 1006.43 \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$; $\mu = 1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m}\cdot\text{s}$.

En cada uno de los ensayos se ha tomado tanto la temperatura ambiente como la humedad y velocidad del aire constantes, influyendo estas directamente en la elección del coeficiente "h" que permite simular la evaporación del agua de la piscina (transferencia de materia desde el agua hacia el aire).

Respecto a las condiciones de contorno, la entrada del agua a la piscina se ha considerado como "pressure inlet", fijando la temperatura de la misma. La salida se ha considerado como "velocity inlet", fijando la velocidad se salida de la misma y obteniendo como resultado de la simulación la temperatura del agua a la salida. Se ha tenido en cuenta la transmisión de calor a través de las paredes de la piscina por convección y por conducción, fijando el coeficiente de transmisión de calor en 7.69 W/m²·K (según el Código Técnico de la Edificación) y la temperatura exterior como temperatura ambiente, así como el espesor de las paredes. Para evaluar la evaporación del agua de la piscina se ha



fijado un coeficiente “h” según las expresiones de Hansen y Mathisen (5), Carrier (ASHRAE 1999) (2) y Smith (3) y la temperatura exterior como la temperatura ambiente, de la siguiente forma.

$$h = \frac{E \cdot Y}{T_w - T_a} \quad (12)$$

Siendo E el valor obtenido de cada una de las expresiones de Hansen y Mathisen (5), Carrier (ASHRAE 1999) (2) y Smith (3); e Y el valor del calor latente de vaporización del agua a Tw (obtención directa por tablas)

En cuanto a las simulaciones, en primer lugar cada uno de los casos se ha simulado en estado estacionario fijando la temperatura de entrada del agua como la temperatura inicial de los experimentos. Una vez que los casos han convergido, se realizan las simulaciones en estado transitorio durante 24 horas, fijando el paso temporal en 10 segundos y variando la temperatura del agua de entrada en 25°C, 30°C, 35°C y 40°C.

5 Resultados.

5.1 Análisis cualitativo.

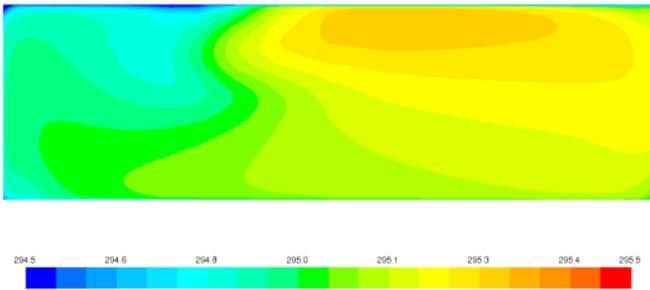


Figura 5. Contorno de temperaturas (K) obtenido a partir de la simulación numérica.

En el contorno de temperaturas (Figura 5.), se observa como la zona de masa de agua mas caliente tiene un desplazamiento hacia la salida de la piscina, mientras que la parte mas fría del sistema se concentra en la parte superficial de la entrada del fluido. Este contorno de temperatura se ha realizado para el caso de una temperatura de agua de entrada 25°C, con $h=4000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y caudal de 21.06 l/min (o velocidad de 0.035 m/s). Posteriormente se muestra el perfil de velocidades para el mismo caso (Figura 6.), en la que cabe destacar que no se representa el perfil de velocidades del fluido de entrada por coincidir la representación con el plano transversal medio de la piscina. Se observa como el fluido realiza un giro circular en sentido horario teniendo las mayores velocidades en el extremo de salida superior, y teniendo las velocidades mas bajas en la parte central de la piscina.

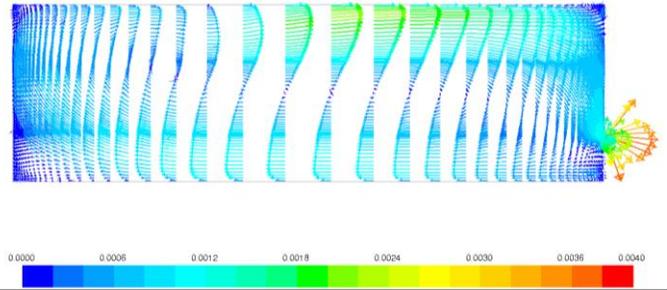
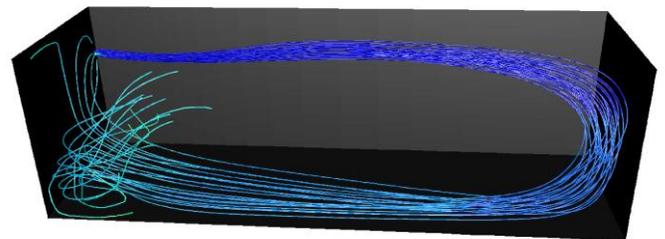
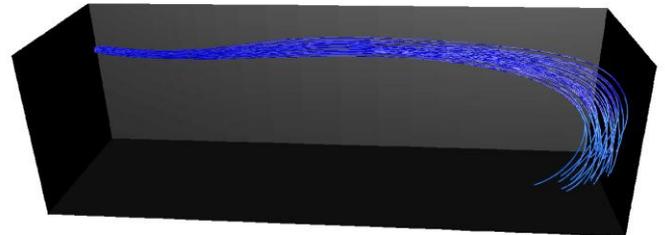
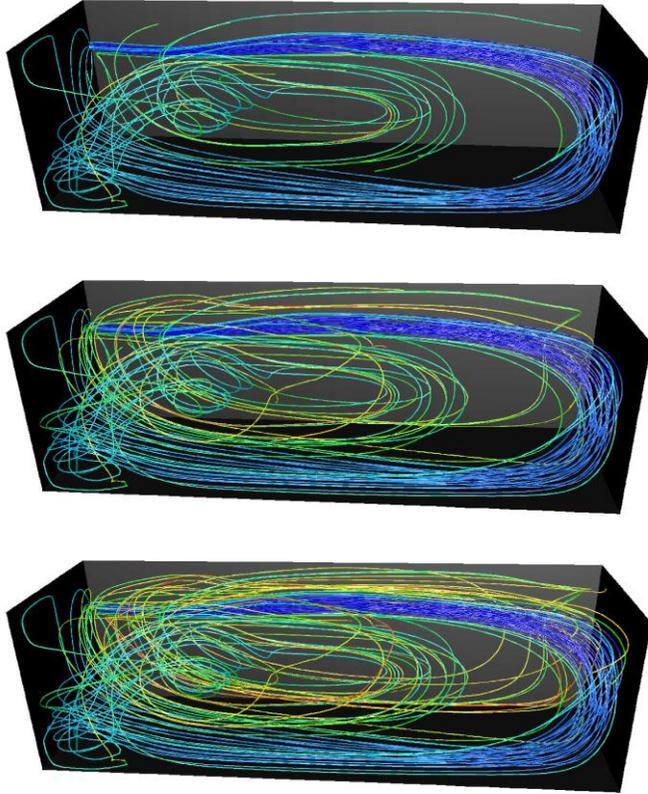


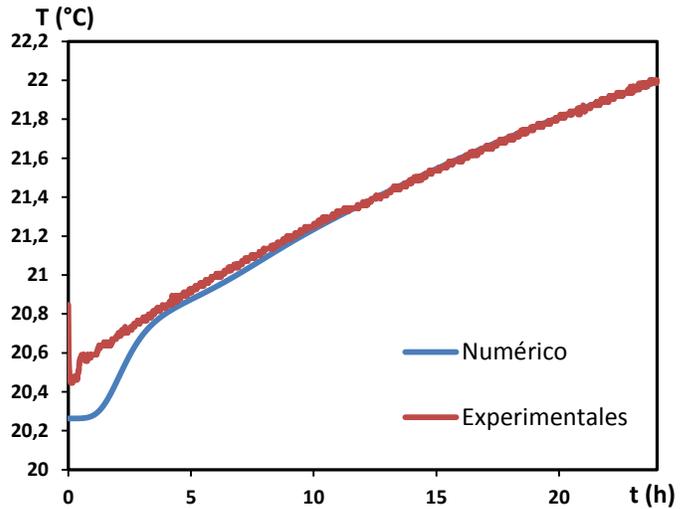
Figura 6. Perfil de velocidades (m/s) obtenido a partir de la simulación numérica.

El la Figura 7., se representa la evolución de la entrada del fluido en la piscina mediante las líneas de corriente, las cuales tienen un coloreado en función del tiempo, la entrada de agua se realiza de una forma uniforme y una muy baja dispersión del chorro inicial hasta llegar a la pared contraria, donde el chorro realiza un choque contra la pared y realiza un giro de 90° en el sentido de las agujas del reloj, en un segundo tramo el agua vuelve por el suelo de la piscina hasta llegar a la pared por la que entra el chorro de agua, en esta pared se realiza un choque donde alguna línea de corriente sigue el trayecto de giro y otras producidas por el choque sufren una dispersión en otras direcciones. Ya en el tercer, cuarto y quinto paso se puede observar como las líneas de corriente entran en un régimen de turbulencia creando un pequeño vórtice, que se sitúa en la primera mitad de la piscina.





la simulación en el que se manifiesta el escalón inercial del arranque de la simulación.



Gráfica 1: Temperatura del agua a la salida de la piscina experimental y numérica correspondientes al ensayo de una temperatura de 25°C y un coeficiente h de 4000 W/m²·K.

Figura 7. Evolución de la entrada de agua a la piscina, obtenida a partir de la simulación numérica.

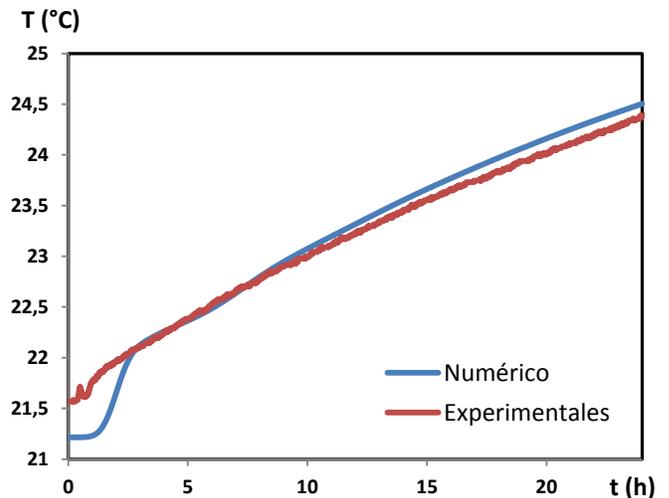
5.2 Análisis cuantitativo.

Una vez realizado el análisis cualitativo, se comparan de forma cuantitativa los resultados de la simulación numérica con los datos experimentales obtenidos.

Utilizando los métodos de ensayo anteriormente descrito se arrojan los siguientes resultados, para cada uno de los experimentos:

Como se puede comprobar en la **Gráfica 1**; se puede observar que la tendencia tanto de las mediciones experimentales como la simulación numérica es hacia los 30°C. si bien es cierto que la pendiente de la simulación con un h de 4000 es mayor. Existe una pequeña diferencia en el comienzo del ensayo de las mediciones, donde la simulación numérica difiere de los datos experimentales. Al comienzo del experimento, el agua que sale se encuentra en el interior de la piscina a una temperatura inferior a la que se tiene en la entrada. Una vez transcurrido un poco de tiempo el agua ya sale más caliente y los datos de la simulación y de los ensayos experimentales prácticamente no se diferencian. Aunque hayan transcurrido 24 horas, la tendencia de la temperatura es ascendente (no se estabiliza).

Para el ensayo a 30°C tanto los datos experimentales como la simulación numérica tienen unos resultados mas similares como se puede observar en la **Gráfica 2**; es reseñable también el comienzo de



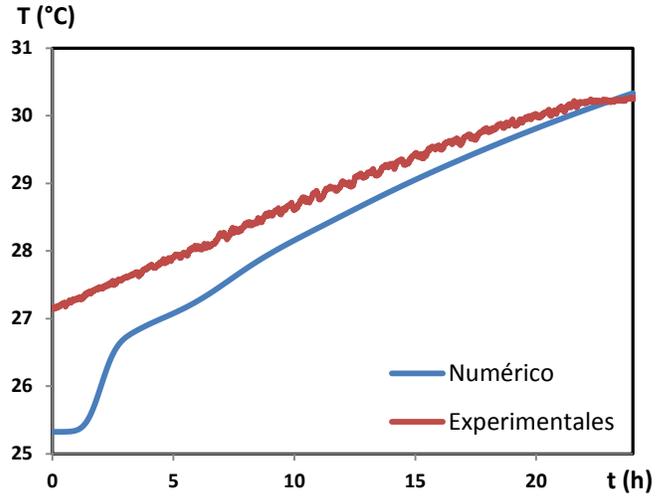
Gráfica 2: Temperatura del agua a la salida de la piscina experimental y numérica correspondientes al ensayo de una temperatura de 30°C y un coeficiente h de 4000 W/m²·K.



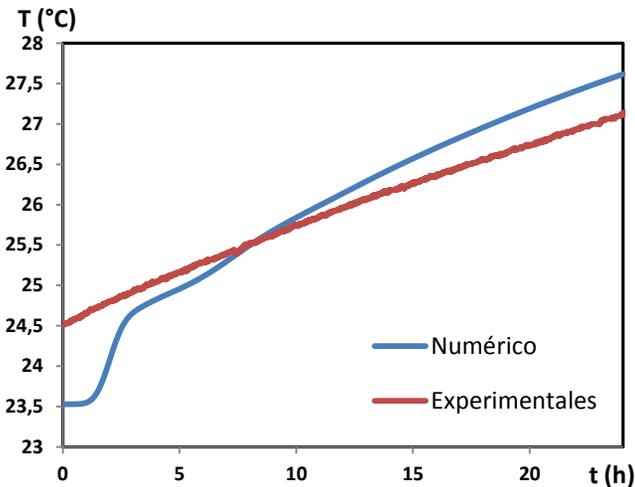
Para el ensayo de 35°C (*Gráfica 3*) la dispersión de la gráfica es mucho mayor que en los casos anteriores, además existe un cruce muy visible de ambas curvas en las aproximaciones de las 8 horas de ensayo, es reseñable también el comienzo de la simulación en el que se manifiesta el escalón inercial del arranque de la simulación.

En el ensayo de 40°C (*Gráfica 4*) los valores de la simulación numérica se sitúan por debajo de los datos experimentales, como ya ocurriera en las anteriores se manifiesta el escalón inercial del arranque de la simulación.

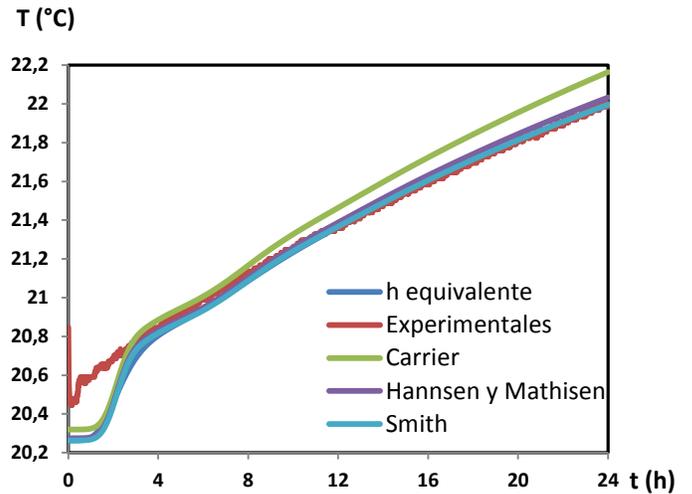
A forma de resumen en la *Gráfica 5*; se puede observar como para una misma temperatura 25°C existe una pequeña variación entre los datos de la simulación al hacer variar el coeficiente h y los datos obtenidos experimentalmente. El valor de h que mas se ajusta a los datos experimentales es el obtenido a partir de la expresión de Smith (3) con un valor para 25°C de 2807,43 w/m²K. Por el contrario el valor que menos se ajusta es a un h = 13,26 w/m²K. correspondiente a la expresión de Carrier (2).



Gráfica 4: Temperatura del agua a la salida de la piscina experimental y numérica correspondientes al ensayo de una temperatura de 40°C y un coeficiente h de 4000 W/m²·K.



Gráfica 3: Temperatura del agua a la salida de la piscina experimental y numérica correspondientes al ensayo de una temperatura de 35°C y un coeficiente h de 4000 W/m²·K.



Gráfica 5: Comparativa entre ensayo y simulación a una temperatura de 25°C y una variación de h



6 Conclusiones.

Considerando un coeficiente h de $4000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. para las temperaturas de entrada del agua en la piscina de 25°C . y 30°C . el ajuste del ensayo experimental con el modelo numérico es muy bueno, existen pocas variaciones de uno a otro. No ocurriendo lo mismo para temperaturas de 35°C . y mucho menos de 40°C , donde la dispersión de los valores es mucho mayor.

Por otro lado para una misma temperatura de 25°C . con una temperatura ambiente de 20°C . y una temperatura inicial del agua de 21°C . y teniendo en cuenta una variación del coeficiente h en función de los diversos autores que han estudiado este fenómeno se obtiene que el modelo que mas se ajusta es el de Smith obtenido a partir de la expresión (3), seguidamente del modelo Hansen y Mathisen, obtenido a partir de la expresión (5) y por último el modelo de Carrier (ASHRAE 1999) obtenido a partir de la expresión (2) siendo el que menos se ajusta.

7 Agradecimientos.

El autor agradece su apoyo a todos los miembros del PSE-ARFRISOL, referencia PS- 120000-2005-1, que es un proyecto científicotecnológico singular de carácter estratégico aceptado por el Plan Nacional de I+D+I 2004- 2007, cofinanciado con fondos FEDER y subvencionado por el antiguo Ministerio de Educación y Ciencia.

El autor agradece la amable colaboración del Departamento de Energía de la Universidad de Oviedo y del profesor responsable, D. Eduardo Blanco Marigorta, del Área de Máquinas y Motores Térmicos. Y en particular, quiere mostrarle su gratitud a su co-tutora, D^a. María José Suarez López y a D. Isaac Sarries Olmos, por sus amplios conocimientos en la máquina ensayada y por su apoyo inestimable en la realización de este estudio.

8 Referencias.

- [1] Calise, F., Dentice d'Accadia, M. Y Palombo, A., 2010, "Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations", *Solar Energy*, 84, pp. 432-449.
- [2] García-Casals, X, 2005, "Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations", *Renewable Energy*, 31, pp. 1371-1389.
- [3] Deng, J., Wang, R. Z., Han, G.Y., 2010, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems". *Progress in Energy and Combustion Science*, pp. 1-32.
- [4] Henning, H. M., 2007, "Solar assisted air conditioning of buildings – an overview". *Applied Thermal Engineering*, 27, pp. 1734-1749.
- [5] Wang, R. Z., Ge, T. S., Chen, C. J., Ma, Q. y Xiong, Z. Q., 2009, "Solar sorption cooling systems for residential applications: options and guidelines", *International Journal of Refrigeration*, 32, pp. 638-660.
- [6] Wang, R. Z., Oliveira, R. G., 2006, "Adsorption Refrigeration – an efficient way to make good use of waste heat and solar energy". *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, pp. 424-458.
- [7] Jensen, J.-P., Conrad, B., Shuetz, U., Ullrich, F.-R., Wanning, A., 2004, "Hybrid dry coolers in cooling systems of high energy physics accelerators", *Proceedings of EPAC*, pp. 1996-1998.
- [8] Milosavljevic, N., Heikkilä, P., 2001, "A comprehensive approach to cooling tower design", *Applied Thermal Engineering*, 21, pp. 899-915.
- [9] Cortinovis, G. F., Paiva, J. L., Song, T. W., Pinto, J. M., 2009, "A systemic approach for optimal cooling tower operation", *Energy Conversion and Management*, 50, pp. 2200-2209.
- [10] Velasco, E., Rey, F. J., Varela, F., Molina, M. J., Herrero, R., 2005, "Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler", *International Journal of Refrigeration*, 28, pp. 654-662.
- [11] Chen, Q., Yang, K., Wang, M., Pan, N., Guo Z-Y, 2010, "A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I: theory", *Energy*, 35, pp. 2448-2454.
- [12] Florides, G., Kalogirou, S., 2007, "Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications", *Renewable Energy* 32, pp. 2461-2478.
- [13] Lucas, M., Kaiser, A.S., Viedma, A., Zamora, B., 2006, "Energy Optimization of air conditioning suystem using hidrosolar roof as a heat sink", *Solar Energy*, 80, pp. 448-458.
- [14] Spanaki, A., 2007, "Comparative studies on different type of roof ponds for cooling purposes: literature review", 2nd PALENC Conference and 28th AIVC Conference on Building Low Energy Cooling and Advanced Ventilation Technologies in the 21st Century, vol. 2, pp. 1009-1015.
- [15] Tang, R., Etzion, Y., 2004, "Comparative studies on the water evaporation rate from a wetted surface and that from a free water surface", *Building and Environment*, 39, pp. 77-86.
- [16] Shah, M. M., 2008, "Analytical formulas for calculating water evaporation from pools", *ASHRAE Transactions*, pp. 610-618.
- [17] Carrier, W. H., 1918, "The temperature of evaporation", *ASHVE Transactions*, 24, pp. 25-50.



- [18] Shah, M. M., 2002, "Rate of evaporation from undisturbed water pools: evaluation of available correlations", HVAC&R Research, 8 (1), pp. 125-132.
- [19] Shah, M. M., 1992, "Calculation of evaporation from pools and tanks", Heating/Piping/Air Conditioning. April, pp. 69-71.
- [20] Shah, M. M., 1990, "Calculating evaporation from swimming pools" Heating/Piping/Air Conditioning. December, pp. 103-105.
- [21] ASHRAE, 2007, "2007 ASHRAE Handbook-HVAC Applications", Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [22] ASHRAE, 1982, "1982 ASHRAE Handbook-Applications", Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [23] C.C. Smith, C.O.G. Lof, R.W. Jones, Energy requirements and potential savings for heated indoor swimming pools, ASHRAE Transactions (1993) 864-874.
- [24] C.C. Smith, C.O.G. Lof, R.W. Jones, Rates of evaporation from swimming pools in active use, ASHRAE Transactions 104 (1A) (1999) 514-523.
- [25] S.O. Hanssen, H.M. Mathisen, Evaporation from swimming pools, in: Proceedings of Roomvent '90, Oslo, 1990.
- [26] Shah, M. M. 2004, "Calculating evaporation from swimming pools, Heating/Piping/Air" Conditioning Engineering 21-26 (2004).