

MODELAMIENTO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE PARA APLICACIONES HVAC/R.

Water /Air Cooling Coil Modeling to HVAC applications.

RESUMEN

Este artículo presenta los resultados de un estudio teórico experimental con el fin de efectuar el modelamiento térmico de un serpentín de enfriamiento como elemento fundamental de sistemas HVAC.

PALABRAS CLAVES: Auditoría energética, Experimental

ABSTRACT

This article presents the results of the theoretical and experimental study to perform the thermal modeling of an Air/Water Cooling Coil Model Control on HVAC systems

KEYWORDS: Commissioning, Experimental

NÉSTOR FONSECA DIAZ

Profesor Asistente
Universidad Tecnológica de Pereira
Ph.D. University of Liège Belgium
nfonseca@utp.edu.co

1. INTRODUCCIÓN

El presente modelo se utiliza para simular el rendimiento de un intercambiador clásico de tubos aletados en un serpentín de enfriamiento, alimentado con agua fría como el utilizado comúnmente en unidades de tratamiento de aire (Figura 1).

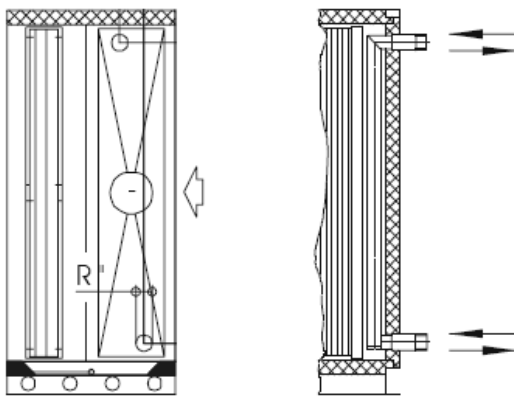


Figura 1. Modelo de un intercambiador de calor agua-aire.

La estrategia de regulación utilizada es tan simple como una estrategia de control real y será descrita más adelante.

Se han desarrollado dos tipos de modelos para los serpentines de calefacción:

- Modelos completamente validados, detallados y precisos llamados modelo “referencia”, usados para calcular cada componentes

- Simplificados, robustos y más fáciles de usar (llamados modelos simplificado), usados definiendo las características principales para ejecutar la simulación.

Estos modelos han sido desarrollados y usados en la Universidad de Lieja (André et al., 2006, Lebrun et al., 2006b) en el marco del proyecto de investigación de auditoría energética en edificios:

- AUDITAC
- AIE ECBCS Anexo 43
- AIE ECBCS Anexo 48

2. Modelo del serpentín de enfriamiento

Considerando que no existe riesgo de condensación en el caso de los serpentines de calefacción, se debe tener en cuenta para el modelamiento la aparición de condensación a lo largo de los tubos y las aletas de los serpentines de enfriamiento, en condiciones particulares de funcionamiento. De hecho, la capacidad de refrigeración está completamente influenciada por el régimen (seco o húmedo).

Ejemplo de los datos suministrados por el fabricante se suministran en la Tabla 1.

Fecha Recepción: 9 de Septiembre de 2010

Fecha aceptación: 15 de Noviembre de 2010

Tabla 1: Datos suministrados por el fabricante de serpentines de enfriamiento.

AHU	CC 1	CC 2	CC 3	CC 4	CC 5
Capacidad de enfriamiento [W]	61400	87400	87400	28200	16800
Potencia sensible [W]	42000	57900	57900	20300	15000
Flujo de aire [m ³ /h]	10000	11500	11500	5050	5000
Temp. del aire seco a la entrada. [°C]	30	30	30	30	25
Humedad relativa a la entrada [%]	50	50	50	50	50
Temp. del aire seco a la salida. [°C]	17.5	15	15	18	16.1
Humedad relativa a la salida [%]	89	98	98	90	84
Flujo de agua [m ³ /h]	10.6	15	15	4.9	2.4
Temp. del agua a la entrada [°C]	7	7	7	7	6
Temp. Del agua a la salida [°C]	12	12	12	12	12
Flujo de condensado [kg/h]	26.4	40.2	40.2	10.6	2.2

2.1. Modelo “referencia” completo

Este modelo de referencia (“Madre”) trata el serpentín de enfriamiento como un intercambiador de calor en contraflujo propuesto por Lebrun et al. (1990), basado en la teoría de Merkel (F.Merkel, 1925). En este modelo los regímenes completamente seco y húmedo son descritos y calculados completamente. Acorde con la hipótesis de Braun (Braun, J.E., Klein, S.A., Mitchell, J.W., 1989), el régimen a considerar es aquel con la capacidad térmica de enfriamiento.

Acorde a lo presentado en este modelo, la capacidad de enfriamiento es finalmente caracterizada por tres resistencias dispuestas en serie: la Resistencia convectiva del lado del aire, la resistencia por conducción en el metal y la Resistencia convectiva del lado del agua.

En régimen seco, el método clásico ε -NTU permite definir la capacidad de enfriamiento y eficiencia seca. El coeficiente global de transferencia de calor se calcula considerando las tres resistencias térmicas descritas previamente. (Eq. 1).

Air side

$$\dot{Q}_{\text{coolingcoil,dry}} = \dot{C}_{a,\text{coolingcoil}} \cdot (T_{a,\text{su,coolingcoil}} - t_{a,\text{ex,coolingcoil,dry}})$$

Effectiveness

$$\dot{Q}_{\text{coolingcoil,dry}} = \varepsilon_{\text{coolingcoil,dry}} \cdot \dot{C}_{\text{min,coolingcoil,dry}} \cdot (T_{a,\text{su,coolingcoil}} - t_{w,\text{su,coolingcoil}})$$

counterflow hypothesis

$$\varepsilon_{\text{coolingcoil,dry}} = \frac{1 - \exp(-NTU_{\text{coolingcoil,dry}} \cdot (1 - \omega_{\text{coolingcoil,dry}}))}{1 - \omega_{\text{coolingcoil,dry}} \cdot \exp(-NTU_{\text{coolingcoil,dry}} \cdot (1 - \omega_{\text{coolingcoil,dry}}))}$$

Definition of thermal resistances :

$$\frac{1}{AU_{\text{coolingcoil,dry}}} = R_{a,\text{coolingcoil}} + R_{m,\text{coolingcoil}} + R_{w,\text{coolingcoil}} \quad [1]$$

En régimen húmedo, el aire es remplazado por un gas ficticio perfecto, el cual es definido plenamente por la temperatura de bulbo húmedo. La capacidad de enfriamiento correspondiente y la resistencia térmica ficticia son definidas mediante las ecuaciones 2 y 3.

air side

$$\dot{Q}_{\text{coolingcoil,wet}} = \dot{C}_{af,\text{coolingcoil}} \cdot (t_{wb,\text{su,coolingcoil}} - t_{wb,\text{ex,coolingcoil,wet}}) \quad [2]$$

Effectiveness

$$\dot{Q}_{\text{coolingcoil,wet}} = \varepsilon_{\text{coolingcoil,wet}} \cdot \dot{C}_{\text{min,coolingcoil,wet}} \cdot (t_{wb,\text{su,coolingcoil}} - t_{w,\text{su,coolingcoil}})$$

Heat transfer coefficient

$$\frac{1}{AU_{\text{coolingcoil,wet}}} = R_{af,\text{coolingcoil}} + R_{m,\text{coolingcoil}} + R_{w,\text{coolingcoil}}$$

$$R_{af,\text{coolingcoil}} = R_{a,\text{coolingcoil}} \cdot \frac{c_{p,a}}{c_{p,af,\text{coolingcoil}}} \quad [3]$$

El estado del aire a la salida del serpentín de enfriamiento es calculado mediante un modelo de intercambiador de calor semi-isotermico siguiendo la metodología clásica propuesta por ASHRAE (ASHRAE, 2005). El intercambiador de calor ficticio propuesto se compone de un flujo de aire de un lado y un fluido ficticio (de capacidad térmica infinita) del otro lado. La temperatura de este fluido ficticio es llamada de “contacto” y corresponde a un promedio de la temperatura superficial del serpentín. La ecuación correspondiente es la siguiente:

$$h_{a,\text{su,coolingcoil}} - h_{a,\text{ex,coolingcoil,wet}} = \varepsilon_{c,\text{coolingcoil,wet}} \cdot (h_{a,\text{su,coolingcoil}} - h_{c,\text{coolingcoil,wet}})$$

$$W_{\text{su,coolingcoil}} - W_{\text{ex,coolingcoil,wet}} = \varepsilon_{c,\text{coolingcoil,wet}} \cdot (W_{\text{su,coolingcoil}} - W_{c,\text{coolingcoil,wet}})$$

$$\varepsilon_{c,\text{coolingcoil,wet}} = 1 - \exp(-NTU_{c,\text{coolingcoil,wet}})$$

$$NTU_{c,\text{coolingcoil,wet}} = \frac{1}{R_{a,\text{coolingcoil}} \cdot \dot{C}_{a,\text{coolingcoil}}}$$

Todas las entalpías, humedad absoluta y temperatura de bulbo húmedo son definidas usando funciones muy precisas implementadas previamente y disponibles en las librerías del programa EES.

Usando los datos suministrados en la (Tabla 1), el modelo provee los siguientes resultados (Tabla 2). Para identificar los parámetros del modelo (resistencias térmicas), se debe adoptar un valor tentativo para la resistencia térmica del metal. Una buena aproximación es suponer la resistencia térmica del metal despreciable contrario a lo que ocurrido con las resistencias térmicas convectivas.

Tabla 2. Características calculadas del serpentín de enfriamiento

AHU	Resistencia térmica del aire	Resistencia térmica del agua	Capacidad de enfriamiento [W]	SHR	ϵ_{dry}	ϵ_{wet}	$\epsilon_{contact}$
CC 1	0.0001774	0.0001038	61487	0.68	0.6173	0.3499	0.8155
CC 2	0.00008542	0.00007419	87010	0.66	0.7661	0.4525	0.9522
CC 3	0.00008542	0.00007419	87010	0.66	0.7661	0.4525	0.9522
CC 4	0.0003418	0.000247	28423	0.71	0.5952	0.3479	0.8243
CC 5	0.0004285	0.0002833	16710	0.90	0.497	0.5044	0.7498

Por comparación de las capacidades de enfriamiento y valores SHR con un flujo nominal dado para los punto ensayo se puede determinar los errores del modelo en esta estimación. La capacidad de enfriamiento y SHR se calculan con una exactitud de 0.8% y 1.3% respectivamente. Estos valores son satisfactorios y han sido confirmados por Lemort et al. (2007) durante un ejercicio de validación usando el modelo descrito en este trabajo.

Los mismos autores proveen leyes de variaciones para calcular la resistencia térmica para flujo de aire y agua variable

2.2. Modelo “simplificado” simplificado

La **primera simplificación** del modelo consiste en usar propiedades de los fluidos simplificadas en lugar del cálculo extremadamente preciso (pero pesado computacionalmente) implementado usando las funciones disponibles en la librería del programa. Se utilizan por lo tanto simples correlaciones parabólicas identificadas en su mayoría para estado en régimen húmedo.

La segunda simplificación es más específica y consiste en no tomar en cuenta lo que ocurre del lado del agua. Esto se hace asumiendo que a la salida del serpentín de enfriamiento la temperatura del aire es controlada por su

temperatura de contacto (en lugar del flujo másico de agua fría). El valor mínimo de la temperatura de contacto, corresponde a la válvula de control de dos vías totalmente abierta, es predeterminada como una función de la temperatura de suministro del agua y de la temperatura seca o húmeda del aire a la entrada (acorde al tipo de régimen seco o húmedo).

Una tercera simplificación consiste en hacer “como si” la transición entre los regímenes húmedo y seco pudiera ocurrir exactamente cuando la temperatura de contacto es igual a la de rocío en la entrada.

Las dos últimas simplificaciones pueden ser justificadas usando los resultados de las simulaciones efectuadas usando el modelo de referencia (Lebrun, Lemort and Cuevas, 2007). En el ejemplo considerado (Figura 2), la transición está ocurriendo para una temperatura del agua a la entrada de 12.5 °C, correspondiente a una temperatura de contacto de 15.5°C. Este último valor es ligeramente inferior a la temperatura de rocío (aproximadamente 16.7°C).

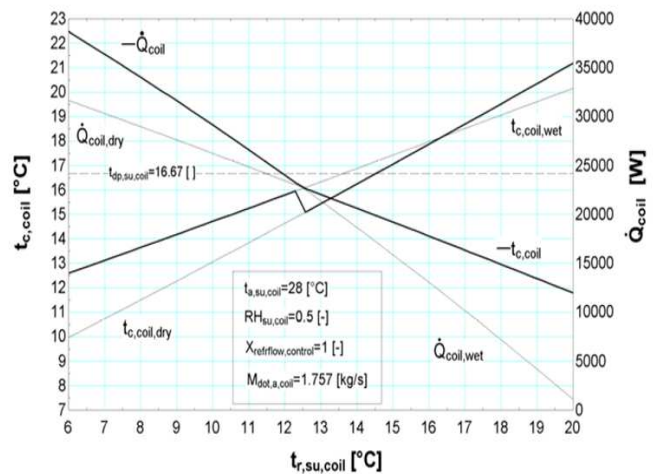


Figura 2. Evolución de la potencia de enfriamiento y temperatura de contacto con la temperatura del agua a la entrada (Lemort et al., 2007).

A demás para estas estas simplificaciones, se efectúan las mismas simplificaciones realizadas en el modelo para el serpentín de calefacción

- El flujo máximo capacitivo se supone del lado del aire.
- Las diferentes efectividades (seca, húmeda y de contacto) son supuestas contantes e iguales a la eficiencia nominal (calculada y dada en la Tabla 2)

Este modelo ha sido ya validado y ocurre que las pérdidas de exactitud están limitadas a la región de la

transición entre los dos regímenes (seco y húmedo). Esta falta de exactitud es probablemente no crítica en una simulación de largo alcance en un sistema HVAC completo.

El modelo simplificado se puede resumir en las siguientes ecuaciones.

$$\varepsilon_{a,coolingcoil,dry} = \varepsilon_{a,coolingcoil,dry,n}$$

$$\varepsilon_{a,coolingcoil,wet} = \varepsilon_{a,coolingcoil,wet,n}$$

$$\varepsilon_{c,coolingcoil} = \varepsilon_{c,coolingcoil,n}$$

Minimal Contact Temperature in dry regime

$$t_{c,coolingcoil,mindry} = t_{a,su,coolingcoil} - \frac{\varepsilon_{a,coolingcoil,dry}}{\varepsilon_{c,coolingcoil}} \cdot (t_{a,su,coolingcoil} - t_{w,su,coolingcoil})$$

Minimal Contact Temperature in wet regime

$$t_{c,coolingcoil,minwet} = t_{wb,su,coolingcoil} - \frac{\varepsilon_{a,coolingcoil,wet}}{\varepsilon_{c,coolingcoil}} \cdot (t_{wb,su,coolingcoil} - t_{w,su,coolingcoil})$$

Comparison with the supply dew point temperature

[4]

$$t_{c,coolingcoil,min} = \text{If} (t_{dp,su,coolingcoil} < t_{c,coolingcoil,minwet} \text{ then } t_{c,coolingcoil,minwet} \text{ else } t_{c,coolingcoil,mindry})$$

La ley de regulación es por lo tanto utilizada para calcular la temperatura de contacto “usada” la cual es limitada por la temperatura de contacto mínima definida por la ecuación 4. El estado del aire a la salida es calculada usando las siguientes ecuaciones.

Exhaust Air State

$$t_{a,ex,coolingcoil} = t_{a,su,coolingcoil} - \varepsilon_{c,coolingcoil} \cdot (t_{a,su,coolingcoil} - t_{c,coolingcoil})$$

$$W_{ex,coolingcoil} = \text{Min} (W_{su,coolingcoil}, W_{ex,coolingcoil,wet})$$

$$W_{ex,coolingcoil,wet} = W_{su,coolingcoil} - \varepsilon_{c,coolingcoil} \cdot (W_{su,coolingcoil} - W_{c,coolingcoil})$$

7. REFERENCIAS

André, Ph., Lebrun, J., Adam, C., Aparecida Silva, C., Hannay, J., Lemort, V. et al. (2006) A contribution to the audit of an air-conditioning system : modelling, simulation and benchmarking. Proceedings of the 7th International Conference on System Simulation in Buildings, Liège, Belgium. Liège : Les Editions de l'Université de Liège.

ASHRAE (2004) 2004 ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE (2005) 2005 ASHRAE Handbook-Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Braun, J.E., Klein, S.A., Mitchell, J.W. (1989) Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. ASHRAE Transactions, (95), 164-174.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (1996, 4th ed.) Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons. ISBN 0-471-30460-3

Lebrun, J.(2006a) Utilisation rationnelle de l'énergie, Climatisation des bâtiments et des véhicules : notes de cours : cours MECA0034-1. University of Liège, Liège, Belgium.

Lebrun, J., André, Ph., Aparecida Silva, C., Hannay, J., Lemort, V., Teodorese, V. (2006b) Simulation of HVAC systems : development and validation of simulation models and examples of practical applications. Proceedings of the Mercofrio 2006 Conference, Porto Alegre, Brazil.

Lemort, V., Cuevas, V., Lebrun, J. (2007) Towards a more easy-to-use cooling coil model. Paper submitted to be presented and published as an ASHRAE Transaction.

Ngendakumana, Ph. (2006) Echangeurs de chaleur, aspects fondamentaux et constructifs : notes de cours : cours MECA 0447-1. University of Liège.