

ANÁLISIS EXPERIMENTAL EN LA MEDICIÓN DE LAS TEMPERATURAS SUPERFICIALES DE UN RECINTO PARA APLICACIONES HVAC/R.

Experimental analysis for enclosure surfaces temperature measurement useful to HVAC/R applications

RESUMEN

Este artículo presenta los resultados del análisis experimental en la medición de temperaturas superficiales en el interior de un recinto, de utilidad en aplicaciones HVAC/R (Calefacción, Ventilación, acondicionamiento de aire y refrigeración). En este tipo de aplicaciones la temperatura representa uno de los principales parámetros en la validación experimental del modelo térmico de un recinto con un muro y ventana expuestos al ambiente exterior. Se requiere por lo tanto sistemas de medición que garanticen cierto grado de certitud en los resultados, para mejorar su los resultados del modelo.

PALABRAS CLAVES: Temperatura del aire, instrumentación, análisis de incertidumbre.

ABSTRACT

This paper present the results of the experimental design performed to enclosure surfaces temperature measurement useful to HVAC/R applications (Heating, Ventilation, air conditioning and refrigeration). In this type of applications the temperature represents one of the main parameters of experimental validation thermal model of a enclosure with a wall and window exposed to external ambient, with which to evaluate its global operation. Therefore requires measurement systems that guarantee some certainty degree at the results, to improve its efficiency and operation condition.

KEYWORDS: Air temperature, instrumentation, uncertainty analysis.

1. INTRODUCCIÓN

En el cálculo de la carga térmica de un recinto, la ventana tiene un peso significativo debido al efecto de la radiación solar. Esta carga térmica no puede ser removida directamente por el equipo de enfriamiento ya que se acumula inicialmente en la estructura de la construcción y luego pasa lentamente al aire circundante por convección. Se genera por lo tanto, una diferencia apreciable entre la ganancia de calor del recinto y la cantidad de calor removida por el equipo de enfriamiento debido al efecto de la inercia térmica de la construcción.

Una construcción con una estructura masiva, presenta por lo tanto una mayor inercia térmica. Esto implica que la radiación solar no debe ser considerada como carga instantánea ya que se estaría sobredimensionando el sistema de enfriamiento. Se debe considerada sin embargo el efecto de la inercia térmica, en el diseño del sistema de control, para reducir el consumo de energía del equipo sin afectar las condiciones de confort debido a que sólo cuando el aire contenido dentro del recinto recibe le energía mediante convección, se puede afirmar que esta energía contribuye a la carga de enfriamiento.

Para el diseño de sistemas de enfriamiento se debe utilizar por lo tanto el *análisis transitorio*. Para este

análisis resulta fundamental la medición de las temperaturas superficiales del recinto. Con este objetivo, se creó un modelo de cálculo teórico para el diseño térmico de ventanas. Este modelo está especialmente adaptado para ventanas de vidrio simple en climas templados y permite simular el comportamiento térmico de un local inmerso dentro de un edificio, con sólo un muro y ventana expuestos al ambiente exterior.

Las temperaturas superficiales interiores del recinto (vidrio y paredes) son algunas de las salidas del modelo. Sus registros experimentales son comparados con los resultados del modelo, durante la fase de validación experimental. Se requieren por lo tanto, mediciones muy precisas que permitan mejorar la calidad de los resultados del modelo, dado que las diferencias entre las ganancias y las pérdidas de calor a través de la ventana, que indicarían si se puede modificar su diseño, son pequeñas [1,2,3,4,5,6,7]. Esto implica un adecuado diseño experimental, que involucre también el diseño del banco de ensayos y los sistemas de medición asociados para garantizar confiabilidad en los resultados entregados por el modelo. En este trabajo se entrega el resultado del análisis experimental en la medición de la temperatura superficial interior del vidrio y las paredes de un recinto, así como las características más importantes del sistema

NÉSTOR FONSECA DÍAZ

Ingeniero Mecánico, M.Sc.
Profesor Auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira
nfonseca@utp.edu.co

JUAN CARLOS BURBANO

Ingeniero Mecánico, M.Sc.
Profesor Asociado.
Universidad Tecnológica de Pereira
jburbano@utp.edu.co

de medición diseñado para reducir al máximo la incertidumbre de medición en esta variable.

2. MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL INTERIOR DE UN VIDRIO

La técnica más usada y recomendada para la medición de esta variable en el rango de temperaturas moderadas como las de esta aplicación, consiste en el uso de una termocupla de contacto ubicada directamente sobre el vidrio [8].

Desafortunadamente la zona sensible de la termocupla es excitada no sólo por la temperatura del vidrio, sino también por el intercambio por radiación y conducción entre éste y el medio circundante.

Esto se debe básicamente a tres razones: la primera que los materiales componentes de la termocupla y el sistema de fijación no poseen las mismas propiedades termofísicas del vidrio; el sistema de medición actúa por lo tanto, como una barrera al paso de la radiación solar, generando un flujo de calor, producto de la reflexión de la radiación solar sobre la termocupla y su posterior absorción en el interior del vidrio. La segunda está relacionada con el intercambio por radiación con las demás superficies, a la cual se ve sometido el sensor y por último el efecto de aleta producto del flujo de calor por conducción a través del cable de la termocupla.

Lo anterior hace extremadamente difícil realizar correctamente esta medición. Se debe establecer un sistema que atenúe al máximo los anteriores factores y sobre todo estimar con qué grado de distorsión se logran, para poder obtener conclusiones sobre el resultado entregado por el modelo. El resultado de su medición es por lo tanto considerado como parámetro de diseño, control y optimización en instalaciones HVAC/R. Se requiere en ambos casos, un sistema de medición que asegure el mínimo de incertidumbre posible. En este aspecto, resulta muy importante la selección adecuada del tipo de sensor implementado para su medición. Para este análisis, se optó por un sistema que utiliza la termocupla como sensor, por su alto nivel de aceptación y uso extensivo en aplicaciones HVAC/R. Esto último debido en parte a la facilidad con la que puede ser incorporada a un sistema de adquisición de datos, su bajo costo y razonable precisión (cuando se conocen sus limitaciones y ventajas).

2.1 Descripción del sistema

Se utiliza una termocupla muy fina (0,5 mm de diámetro) adherida en forma paralela al vidrio mediante una capa delgada de pegamento. De esta forma, se aproxima la temperatura del sensor a la del vidrio y se minimiza el efecto de aleta sobre el cable de la termocupla.

El montaje del sistema de medición se muestra en la Figura 1.

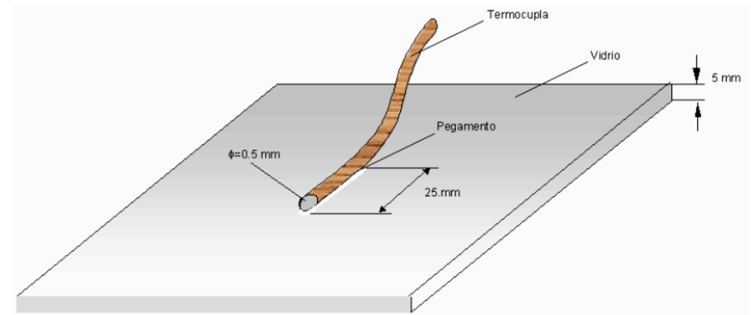


Figura 1. Sistema de medición de la temperatura superficial del vidrio

2.2 Cálculo de incertidumbre

Aplicando la técnica clásica de propagación de incertidumbre, la incertidumbre expandida en la medición de la temperatura superficial del vidrio U_{TV} , puede ser expresada mediante la siguiente ecuación:

$$U_{TV} = \sqrt{U_{TC}^2 + U_{Vol}^2 + U_{r_{Term}}^2} \text{ [K]} \quad [1]$$

Donde:

U_{TC} = Incertidumbre debida a la transferencia de calor

U_{Vol} = Incertidumbre en la medición del voltaje de salida de la termocupla.

$U_{r_{Term}}$ = Incertidumbres asociadas a la termocupla: Composición, envejecimiento, campos magnéticos.

El balance térmico del vidrio mostrado en la Figura 2a, permite establecer los flujos de calor a los cuales está sometido el sistema ideal (sin el sensor). En la Figura 2 b se aprecia el balance de calor para el sistema vidrio mas el sensor.

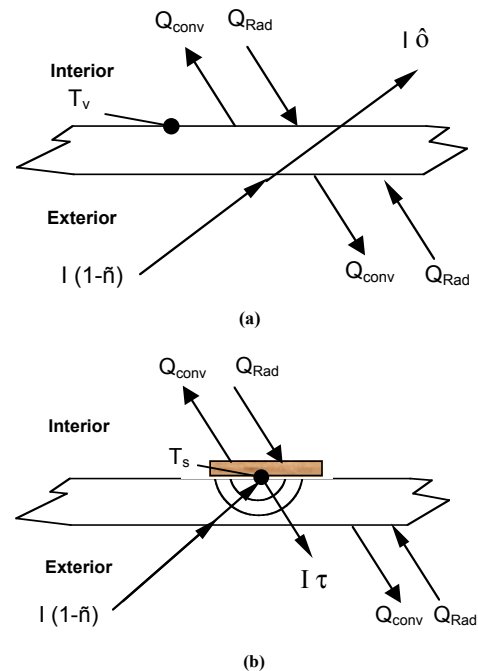


Figura 2. Flujos de calor actuando sobre el vidrio, con y sin sensor.

La incertidumbre debida a la transferencia de calor, se calcula como la diferencia entre la temperatura superficial del vidrio con y sin el efecto del sensor mediante la siguiente expresión:

$$U_{TC} = T_s - T_v \quad [2]$$

Estas temperaturas se obtienen de dos modelos tridimensionales de diferencias finitas en régimen permanente para cada caso en particular mediante el software MATLAB. En la Figura 3 se observa en detalle la geometría considerada para la discretización.

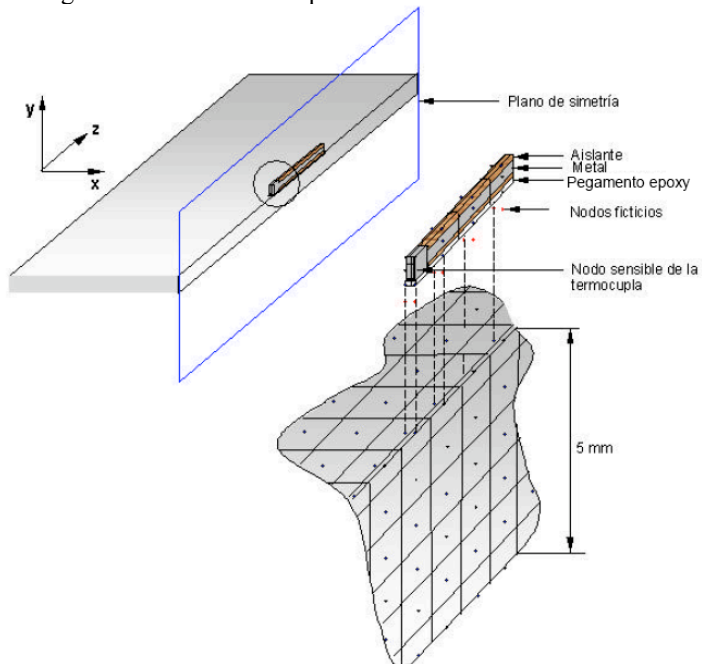


Figura 3. Detalle de la discretización en la zona sensible (termocupla - vidrio).

Se consideró para el modelo la termocupla que esta compuesta por un núcleo metálico (Cobre-Constantan), recubierta salvo en su extremo con una capa de aislante. La zona descubierta, representa la junta del termopar. Toda la termocupla se encuentra unida al vidrio mediante una película de pegamento epoxy también discretizada. La teoría de las diferencias finitas [9] es aplicable sólo a medios continuos, por lo tanto, no es posible calcular la temperatura justo en la unión de los materiales en contacto, debido a que los nodos ubicados en esta posición, no pertenecen a ninguno de los dos volúmenes. Comúnmente se soluciona este inconveniente colocando los nodos en el interior del elemento y suponiendo un flujo de calor uniforme desde la superficie hasta la ubicación del nodo. Como se verá más adelante para el caso del vidrio, la radiación solar es absorbida en forma no homogénea, por lo tanto, se tendría una incertidumbre considerable al asumir esta solución. Para solucionar el problema, se recurre a otra técnica [9] en la cual se generan nodos ficticios sin volumen aparente en la interfase entre la termocupla y el vidrio, mostrados en la Figura 3. Estos nodos simplemente establecen un promedio de las temperaturas de todos los nodos

adyacentes, permitiendo de esta forma “unir” los dos elementos al resolver en cada volumen el sistema de ecuaciones. Las condiciones de borde consideradas en cada modelo son:

- Se discretiza sólo la mitad del sistema mostrado en la Figura 1, tomando como superficie adiabática el plano de simetría que pasa por la mitad de la termocupla (ver figura 3).
- Con base en los datos obtenidos del banco de ensayos, se selecciona como caso más desfavorable la fecha y hora con mayor índice de irradiación solar (I) en el plano vertical (724 W/m²). Para esta condición, se toman como datos de entrada del modelo las mediciones de temperatura de las superficies interiores, con las cuales se establece un promedio (28°C) para el cálculo de la radiación interior. También la temperatura del aire interior (27,95°C) y exterior (17,93°C), para el cálculo de los flujos de calor por convección y radiación. En el caso de la radiación exterior se asume un intercambio con las superficies adyacentes, suponiendo que se encuentran a la misma temperatura del aire.
- Los coeficientes convectivos utilizados son calculados mediante correlaciones empíricas propuestas para cada caso en particular y los datos de velocidad del viento y temperaturas involucradas para el día y hora seleccionados antes.

En las Figuras 4 y 5 se observa el perfil de la radiación solar absorbida a través del espesor del vidrio, bajo las condiciones iniciales antes mencionadas. Estos perfiles son el resultado del análisis desarrollado en [10], en el cual se describe el proceso de reflexión dentro del vidrio mediante la ley de Bourguer [11].

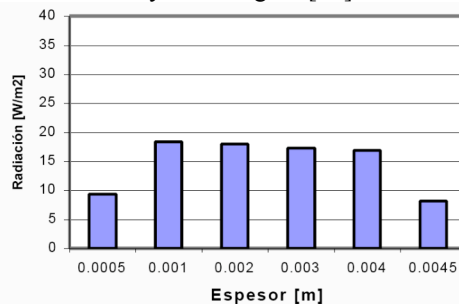


Figura 4. Radiación solar absorbida por cada nodo dentro del vidrio sin sensor

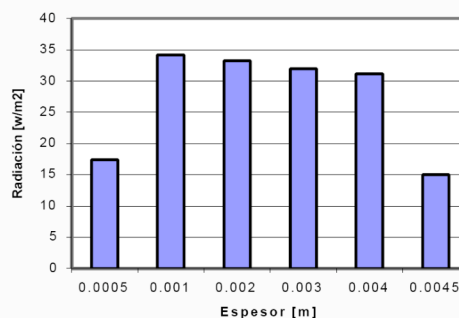


Figura 5. Radiación solar absorbida por cada nodo dentro del vidrio con sensor

Al comparar los gráficos 4 y 5 se observa claramente que para el vidrio que considera el efecto de la termocupla, la radiación solar absorbida es mayor que para el vidrio simple.

Los valores calculados en cada perfil, corresponden a la radiación solar absorbida en cada nodo a través del espesor del vidrio y se consideran como dato de entrada del modelo para cada caso en particular.

Resultados:

En la Figura 6 se muestra el perfil de temperatura para los nodos en el plano de simetría y-z indicado en la Figura 3, para el vidrio con la termocupla en la zona de medición.

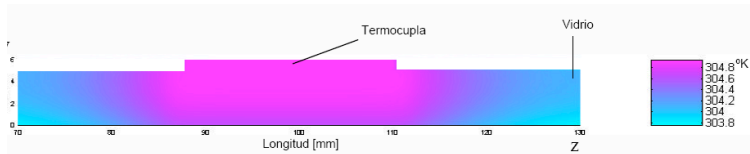


Figura 6. Temperatura de los nodos del vidrio y sensor

Se puede observar el calentamiento localizado en el vidrio por efecto de la termocupla. Este es equivalente a la incertidumbre debida a la transferencia de calor generado por la presencia del sensor sobre el vidrio.

La temperatura del vidrio sin la presencia de la termocupla es 303,8K. Al incorporar la termocupla la temperatura en el nodo sensible es 304,95K

La incertidumbre debida a la transferencia de calor corresponde por lo tanto a:

$$U_{TC} \pm 1,15K$$

La incertidumbre en la medición de voltaje de salida de la termocupla y la incertidumbre en su composición, tratados en la referencia [10], corresponden a 0,23K y 0,4K respectivamente. Finalmente, la incertidumbre total en la medición de la temperatura superficial del vidrio, calculado mediante la ecuación [1] es:

$$U_{TV} \pm 1,23K$$

Durante la noche la incertidumbre total en la medición de la temperatura superficial del vidrio se reduce a sólo a +/- 0,8K.

3. MEDICIÓN DE TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LAS PAREDES

En el banco de ensayos, se mide la temperatura de las paredes en el interior del recinto de prueba y en la entrecámara o anillo térmico de protección del recinto de ensayo [10]. El primer caso corresponde a una de las salidas del modelo matemático. El segundo representan una de las condiciones de borde del mismo. Ambas son de especial importancia durante la fase de validación experimental del modelo.

3.1 Descripción del sistema

Cada sensor está formado por una termocupla tipo T, unida mediante un punto de soldadura a una lámina muy fina de cobre de 4 cm² de área. Lámina y cable se adhieren al muro mediante una capa delgada de pegamento, para aproximar la temperatura del sensor a la del muro y evitar el efecto de aleta. En las mediciones en el interior del recinto se recubren el sensor, con una capa de pintura igual a la del muro. Se busca reducir la distorsión causada por la presencia del sistema de medición sobre el efecto de la radiación solar o de las paredes vecinas sobre el muro (Figura 7).

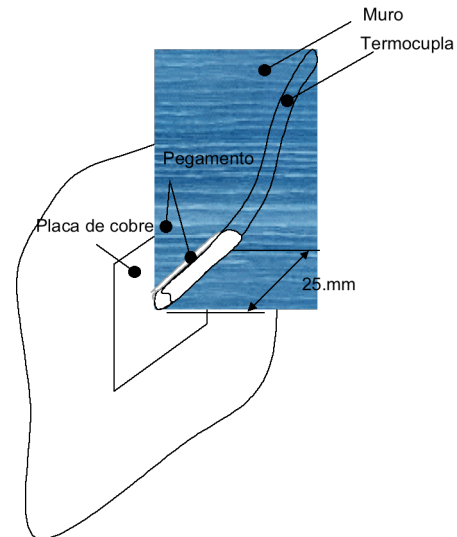


Figura 7. Sistema de medición de la temperatura superficial de las paredes

Para comparar los resultados del modelo matemático con los registros en el banco de ensayos, se debe considerar que el modelo toma en cuenta una temperatura única de la pared. Es decir que si hay radiación solar el modelo la reparte sobre toda la superficie del muro [12].

Se mide por lo tanto la temperatura promedio de las paredes interiores, techo y piso del recinto, mediante cuatro termocuplas de contacto conectadas en paralelo y distribuidas sobre áreas iguales de cada muro. Se considera además una medición independiente en el centro, para detectar una posible zonificación de la radiación solar. En el caso de las paredes en la entrecámara, el sistema de medición es el mismo pero se suprime la medición en el centro del muro.

3.2 Cálculo de incertidumbre

La incertidumbre total en la medición de la temperatura superficial de la pared puede ser expresado como:

$$U_{TP} = \sqrt{U_{TC}^2 + U_{TPR}^2 + U_{Vol}^2 + U_{Ter}^2} \text{ [K]} \quad [3]$$

Donde:

U_{TC} = Incertidumbre debida a la transferencia de calor.

U_{TPR} = Incertidumbre al considerar la temperatura

promedio del muro.

U_{Vol} = Incertidumbre en la medición del voltaje de salida de la termocupla.

U_{Ter} = Incertidumbres asociadas a la termocupla: Composición, envejecimiento, campos magnéticos.

Incertidumbre debida ala transferencia de calor

El balance térmico de la pared mostrado en la Figura 7a, permite establecer los flujos de calor a los cuales está sometido el sistema ideal (sin el sensor). En la Figura 7b se aprecia el balance de calor para el sistema pared mas sensor.

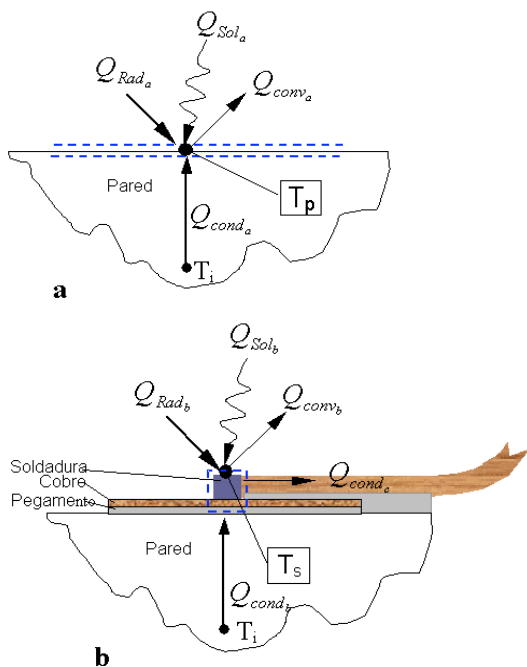


Figura 7. Flujos de calor sobre la pared, con y sin sensor.

La incertidumbre debida a la transferencia de calor se calcula como la diferencia entre temperatura superficial del muro con y sin el efecto del sensor, mediante la siguiente expresión:

$$U_{TC} = T_s - T_p \quad [K] \quad [4]$$

Estas temperaturas se obtienen de dos modelos simplificados en régimen permanente y los flujos de calor por conducción unidimensional para cada caso en particular mediante el software MATLAB. Para la pared sin sensor (Figura 2.55a) el balance de calor es:

$$Q_{cond_a} = Q_{Rad_a} + Q_{conv_a} - Q_{sol_a} \quad [W/m^2] \quad [5]$$

Para la pared con el sensor (Figura 2.55b) el balance es:

$$Q_{cond_b} = Q_{Rad_b} + Q_{conv_b} + Q_{Cond_c} - Q_{sol_b} \quad [W/m^2] \quad [6]$$

A partir de las ecuaciones [5] y [6] se puede deducir que la incertidumbre debida a la transferencia de calor se

debe a:

- Efecto de la conducción a través de las capas de material adicional (cobre, pegamento y soldadura).
- Conducción a través del cable de la termocupla.
- Efecto de aleta causado por la presencia de la soldadura, debido al aumento del área efectiva de superficie afectada por el flujo de calor por convección con el aire.
- Variación en el flujo de calor por radiación con otras superficies, causado por la diferencia de temperaturas y áreas involucradas respecto al muro, sin efecto del sensor.

Las consideraciones tomadas en cada modelo son:

- Como el cable de la termocupla está adherido a la pared una distancia de 25 mm y ésta zona se encuentra aislada, se desprecia el efecto de la conducción a través del cable dado que éste toma una temperatura muy cercana a la del muro, por lo tanto el flujo de calor se considera cercano a cero.
- Se desprecia el efecto de la resistencia térmica de contacto entre las superficies.
- Para el cálculo de la radiación proveniente de las demás superficies interiores, se asume que todas están a la temperatura del aire interior.

Para el caso de la pared sin el sensor de la ecuación [5] y de acuerdo a lo expuesto antes, se llega a las siguientes expresiones:

$$Q_{cond_a} = hc(T_{ai} - T_p) + \sigma \epsilon_p (T_{ai}^4 - T_p^4) - I\alpha_p \quad [W/m^2] \quad [7]$$

$$Q_{cond_a} = (T_i - T_p) / Rte_a \quad [W/m^2] \quad [8]$$

Donde:

Rte_a = Resistencia térmica equivalente (pared).

T_i = Temperatura interior del muro.

El valor del flujo de calor por conducción en la pared sin el sensor, se obtiene de las mediciones registradas en el banco de ensayos para esta variable.

Para el caso de la pared que incluye el sistema de medición de la ecuación [6] y de acuerdo a lo expuesto antes se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$Q_{cond_b} = hcFa(T_{ai} - T_s) + \sigma \epsilon_p Fa (T_{ai}^4 - T_s^4) - I\alpha_p * Fa \quad [W/m^2] \quad [9]$$

$$Q_{cond_b} = (T_i - T_s) / Rte_b \quad [W/m^2] \quad [10]$$

Donde:

Rte_b = Resistencia térmica equivalente (pared, pegamento, placa, soldadura).

$Fa =$ Factor que incluye el efecto de aumento del área expuesta a los diferentes flujos de calor, causado por la soldadura.

En general la incertidumbre aumenta en forma proporcional a la magnitud del flujo de calor por conducción a través del muro. Se consideran por lo tanto, dos casos principales, uno para el muro expuesto al ambiente exterior y otro para los muros interiores. Para el muro exterior, la condición más desfavorable corresponde a un flujo de calor de 12 W/m^2 (saliendo del recinto) registrado durante la noche. Resolviendo en forma simultánea las ecuaciones [4],[7],[8],[9] y [10], se tiene para estas condiciones :

$U_{TC} \pm 0,94K$ Muro expuesto al ambiente exterior

Para los muros interiores se asume como caso más desfavorable un flujo de calor de $1,5 \text{ W/m}^2$ (saliendo del recinto) y una radiación solar de 850 W/m^2 , se tiene para estas condiciones:

$U_{TC} \pm 0,17K$ Muros interiores

La incertidumbre en la medición de voltaje de salida de la termocupla y la incertidumbre en su composición, tratados previamente corresponden a $0,23K$ y $0,4K$ respectivamente. La incertidumbre al usar una temperatura promedio, se evalúa, como la diferencia máxima registrada entre la temperatura promedio y la medición en el centro del muro. Como resultado para el caso más desfavorable, se considera la pared de fondo frente a la ventana (mayor efecto del sol) con una diferencia máxima de $0,4K$, en las horas de mayor incidencia del sol.

Finalmente, la incertidumbre total en la medición de la temperatura superficial de las paredes del recinto, aplicando los anteriores valores mediante la ecuación [3] es:

$U_{TP} \pm 1,1K$ Pared expuesta al ambiente exterior

$U_{TP} \pm 0,6K$ Paredes interiores

En las paredes en la entrecámara (sin efecto del sol), se asume como caso más desfavorable un flujo de calor de $1,5 \text{ W/m}^2$. Resolviendo en forma simultánea las ecuaciones [4],[7],[8],[9] y [10], se tiene para estas condiciones:

$U_{TC} \pm 0,13K$

La incertidumbre en la medición de voltaje de salida de la termocupla para los muros de la entrecámara es de $1K$, considerando que para las mediciones se utiliza el escáner de termocuplas [10].

La incertidumbre en la composición de la termocupla es de $\pm 0,4K$. Aplicando los anteriores valores en la ecuación [3] se tiene que la incertidumbre en la medición de las paredes en la entrecámara es:

$U_{TP} \pm 1,2K$ Paredes entrecámara.

4. CONCLUSIONES

Se ha planteado el diseño experimental para la medición de las temperaturas superficiales interiores en un recinto, de utilidad en la validación experimental de un modelo de cálculo de ventanas en aplicaciones HVACR. Se identifica y evalúa el peso de cada una de las fuentes más significativas de incertidumbre en este tipo de mediciones y se propone el diseño del sistema de medición que busca reducir la incertidumbre global, para obtener una mejor estimación de los resultados del modelo, considerando su notable influencia durante la fase de validación experimental.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Fissore. "Simulación térmica detallada de una ventana," Congreso de ar condicionado, refrigeracao aquecimento e ventilacao do mercosul, Brasil, Mercofrio 2000.
- [2] Arasthet, Hartmann. "Experimental verification of a model of heat transfer through window", ASHRAE Trans. Vol .93 part 2, pp 755-765. 1987.
- [3] F. Dubros, S. Harrisons. " Comparison of experimental test result and analitical calculation of window thermal perfomance", ASHRAE Trans. Vol .95 part 2, pp 747-754. 1989.
- [4] M. Grasso, "Precision analysis of guarded hot plate window system used to measure heat transfer throught window", ASHRAE Trans. Vol .90 part 1, pp 92-103. 1984.
- [5] K. Lomas, H. Eppel C. Martin, D. Bloomfield, "Empirical validation of thermal building simulation programs using test room data", Volumen 1: Final report International Energy Conservation in Building and Comunity Systems Annex 21C, IEA21RR6/94. Building Research Establishment. Watfor, U.K. 1994.
- [6] G. Guyon., E. Palomo. "Validation of two french builging programs, part 1 -2 ", ASHRAE Trans. Vol .105 part 2, pp 695-735. 1999.
- [7] I. Beausoleil, P. Strachan. " On the significance of modeling internal surface convection in dynamic whole-building simulation programs", ASHRAE Trans. Vol .105 part 2, pp 929-940. 1999.
- [8] S.T. Liu. " Temperatura measurements of glass subjeti to solar radiation", ASHRAE Trans Vol 94, Part 2 p 1350. 1988.
- [9] L. Morgan, And Zienkiewicz. " Numerical methods in heat transfer", Wiley, Chichester. 1990
- [10] N. Fonseca. "Estudio experimental del balance térmico de una ventana," Tesis de Maestría, Universidad de Concepción Chile, 2002.
- [11] J. Duffie, W. Beckman. "Solar engineering of termal processes", Wiley, New York. 1980.
- [12] C. Saavedra, A.Fissore, J. Mottard. "Diseño de un banco de ensayos para la validación de un modelo de diseño térmico de ventanas," Congreso de ar condicionado, refrigeracao aquecimento e ventilacao do mercosul, Brasil, Mercofrio 2000.