

REDUCCIÓN DE TEMPERATURAS SUPERFICIALES EN PUERTAS DE HORNO DE ESTUFA

REDUCTION OF SURFACE TEMPERATURES IN STOVE OVEN DOORS

José Manuel Fabián Vargas

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
Josehpfabian-189@hotmail.com

Víctor Hugo Miranda Razo

Mabe TyP, México
victor.miranda@mabe.com.mx

Gilberto Ruiz Mondragón

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
gilberto.ruiz@itcelaya.edu.mx

Recepción: 16/septiembre/2019

Aceptación: 29/octubre/2019

Resumen

El propósito de este trabajo se presenta el análisis térmico numérico (1-D) y experimental en puertas de hornos para la reducción de temperaturas superficiales por debajo de la norma establecida ANSI Z-21, por medio de un diseño de experimentos (DOE) se obtuvieron los porcentajes de contribución de los factores; espesor de lámina 0%, espesor del aislante (36.19%), conductividad térmica del aislante (36.19%), espesor del aire (20.19%) y el error (4%). Basados en los resultados se seleccionó el espesor del aire por cuestiones constructivas con lo cual se obtuvo una mejora de diseño con la disminución de la temperatura superficial de 5.9 °C.

Palabras clave: DOE, Análisis Térmico 1-D, Puertas de Hornos

Abstract

The purpose of this paper is to present numerical (1-D) and experimental thermal analysis in furnace doors for the reduction of surface temperatures below the established standard ANSI Z-21, by means of an Experimental Design (DOE)

obtained the contribution percentages of the factors; thickness of the insulation (36.19%), thermal conductivity of the insulation (36.19%), thickness of the air (20.19%) and error (4%). Based on the results, the air thickness was selected for constructive reasons, resulting in a design improvement with a decrease in surface temperature of 5.9 °C.

Keywords: *DOE, Thermal Analysis 1-D, Furnace Doors*

1. Introducción

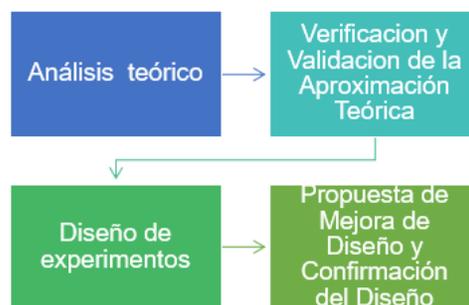
Con el paso de los años la seguridad en los electrodomésticos se regula de manera más estricta para brindar mayor protección al usuario. En la industria de los electrodomésticos uno de los aspectos de seguridad que han tomado una gran importancia es la de reducción de las temperaturas superficiales en los hornos de estufas, esto para evitar que los usuarios sufran daños por quemadura, debido a que el 37% de los accidentes en niños menores a 5 años ocurren con electrodomésticos fijos [Kemp, Jones, Lawson y Maguire, 2014]. La norma ANSI Z21 indica que cualquier pared, gabinete, o superficie expuesta al contacto con el usuario no debe exceder una temperatura mayor a 65 °C. Para lograr tal fin, los materiales de baja conductividad juegan un papel determinante en el comportamiento térmico de las puertas de horno de estufas. Gutiérrez y Gonzales 2017 Informan sobre la medición de la conductividad térmica de materiales naturales y de reciclado que puedan ser utilizados como aislantes térmicos, construye un equipo de geometría cilíndrica, para medir la conductividad térmica. Con lo cual se ensayaron la piedra pómez volcánica, el aserrín, el cartón corrugado, el papel picado, la paja de cereal de avena, y la cámara de aire. En orden decreciente en calidad térmica se obtuvo: cartón, aserrín, paja de cereal, papel picado, y piedra pómez. Los valores absolutos encontrados, entre 0.065 y 0.13 W/m·K. Para los materiales estudiados, se encontró una correlación entre la densidad y la conductividad térmica. Oztop y Bilgen 2005 estudian la convección natural en estado estacionario para una cavidad cuadra parcialmente abierta inclinada en D-2, que están formadas por paredes adiabáticas y con una apertura parcial. Se resuelven numéricamente las ecuaciones de masa, momento y energía.

Los cálculos numéricos se realizan para los números de Rayleigh de ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), el número de Prandtl se considera constante como $P_r = 0.7$ los resultados explican que la tasa de generación de entropía total aumenta cuando aumenta el número de Rayleigh y dependiendo de la aplicación, la transferencia de calor puede maximizarse o minimizarse seleccionando los parámetros apropiados, el tamaño de la abertura, la posición de la abertura y el ángulo de inclinación en un número de Rayleigh de operación dado. Borbón, Cabanillas y Pérez 2009 han analizado las características térmicas en un muro de bloques de concreto con cavidades para conocer su resistencia térmica mediante el planteó un modelo teórico unidimensional en estado estacionario; considerando conducción, convección y radiación. El problema descrito se resolvió numéricamente utilizando el método iterativo de Gauss-Seidel con lo cual se obtuvo aportaciones al flujo total de calor por cada mecanismo son de 25, 19 y 56%, para conducción, convección y radiación respectivamente. Huelsz, Barrios, Rechtman y Rojas 2009 realizaron estudios mediante un modelo numérico unidimensional por medio de diferencias finitas para el fenómeno transferencia de calor, a través de un techo de la envolvente de un edificio, en la que se determinó que un alto valor de la resistencia térmica no asegura un buen desempeño térmico. Barrios, Elías, Huelsz y Rojas 2010 presenta un modelo de simulación numérica para la transferencia de calor dependiente del tiempo a través de un techo de una edificación no climatizada, los resultados de este modelo proporcionan una guía para la selección de materiales y configuraciones de la envolvente, con lo cual se determinaron dos configuraciones que resultan se la mejores dentro del análisis las cuales son; PIU_ext compuesto por 0.2 cm de impermeabilizante, 2.54 cm de poliuretano esparado y 10 cm concreto de alta densidad, Y el techo Verm compuesto por 0.2 cm de impermeabilizante, 5 cm de vermiculita y 10 cm de concreto de alta densidad. Fonseca y Burbano 2007 realizaron un análisis experimental en la medición de temperaturas superficiales en el interior de un recinto para 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, en general la incertidumbre aumenta en forma proporcional a la magnitud del flujo de calor por conducción a través del muro. Como podemos observar, este tipo de estudios solo se concentran en comprender el fenómeno, sin la necesidad de plantear una solución ante el incumplimiento de alguna norma o especificación, en este trabajo, además de comprender matemáticamente el fenómeno, se está realizando un análisis de la influencia de diferentes variables al valor final de la temperatura; con la finalidad de plantear acciones de mejora de diseño para la reducción de la misma. Basados en el estado del arte, no hay estudios que revelan la implementación de una mejora de diseño en puertas de hornos con el diseño de experimentos, conocido esto se plantea un modelo unidimensional en estado estacionario resuelto con el método iterativo Gauss–Seidel, considerando el efecto de conducción y convección para reducir la temperatura superficial de puertas en hornos de estufas.

2. Metodología

Para desarrollar de manera congruente el diseño se emplea la metodología mostrada en la figura 1 en forma de diagrama de flujo de trabajo, la cual indica cada uno de los pasos a seguir para poder llegar al resultado deseado de manera rápida y eficaz.



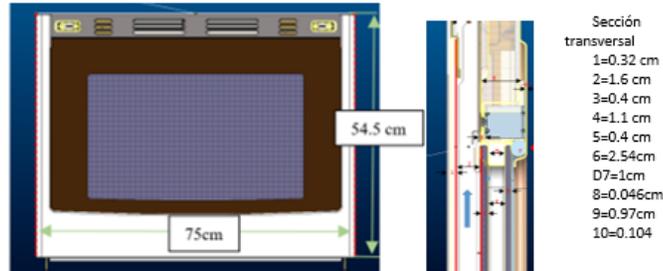
Fuente: Elaboración propia.

Figura 1 Metodología de optimización.

Aproximación teórica

Los fenómenos predominantes para este modelo matemático estudiaron la conducción y la convección, el fenómeno de radiación se discrimina debido al alto

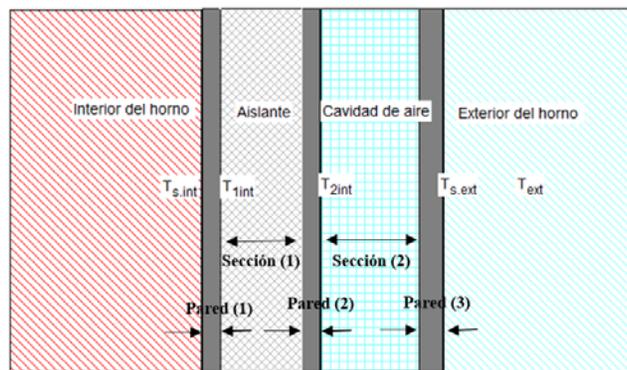
valor de reflectividad de los recubrimientos de materiales. El sistema físico este compuesto de una puerta de horno con dimensiones de 55.4 cm de altura, y 75 cm de ancho, dicha geometría se observa en la figura 2.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 2 Vista frontal y sección transversal.

El comportamiento térmico se describe por medio de una aproximación matemática unidimensional en estado estacionario, donde los efectos convectivo de las paredes externas se modelan usando coeficientes de transferencia de calor de película (h_0), para tal fenómeno en la pared interna se desprecia debido a que para números de Rayleigh inferior $R_a > 1000$ se considera el efecto predominante la conducción [Cengel, 1996]. El modelo unidimensional se esquematiza en la figura 3.



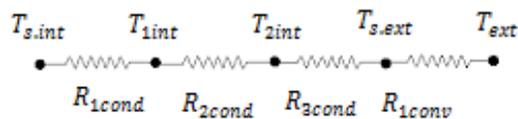
Fuente: Elaboración propia.

Figura 3 Diagrama unidiemnsional de una puerta de horno.

En figura 3, La sección (1) es un aislante de fibra de vidrio de una densidades 40.1 kg/m³, la sección (2) comprende una cavidad de aire, la pared (1) de acero rolado en frio ATMS A568, la pared (2) es de acero con recubrimiento de zinc por inmersión

en caliente (galvanizada), la pared (3) de acero inoxidable, las temperaturas ambientales; exterior T_{ext} e interior $T_{s.int}$ del horno son las condiciones de frontera conocidas (experimentales), la temperatura $T_{s.ext}$ es la superficie exterior del horno, $T_{1.int}$ es la temperatura de la superficie interna del elemento aislante, $T_{2.int}$ es la temperatura de la cavidad de aire.

Una vez analizado el problema, se plantea la solución para el fenómeno transferencia de calor bajo el esquema de una red equivalente de resistencias térmicas en serie de acuerdo con la figura 4. Las ecuaciones 1 y 2 representan los flujos de calor, la ecuación 3 representa la resistencia térmica por conducción y la ecuación 4 la resistencia por convección, para el planteamiento matemático de la solución, las ecuaciones 5 a 9 determinan $T_{1.int}$, $T_{2.int}$, $T_{s.ext}$, Q y R .



Fuente: Elaboración propia.

Figura 4 Red equivalente de resistencias termica en serie.

$$q = k_c A \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (1)$$

$$q = h_c A (T_1 - T_2) \quad (2)$$

$$R = \frac{L}{k_c A} \quad (3)$$

$$R = \frac{1}{h_c A} \quad (4)$$

$$T_{1.int} = T_{s.int} - Q * R_{1cond} \quad (5)$$

$$T_{2.int} = T_{1.int} - Q * R_{2cond} \quad (6)$$

$$T_{s.ext} = T_{2.int} - Q * R_{3cond} \quad (7)$$

$$R_{total} = R_{1cond} + R_{3cond} + R_{1conv} \quad (8)$$

$$Q = \frac{T_{s.int} - T_{ext}}{R_{total}} \quad (9)$$

El coeficiente convectivo externo h_c se obtiene de la ecuación 10, por medio del número de Nusselt determinado de una correlación empírica reportada por

reportada para una placa vertical bajo convección natural (ecuación 11), para el rango del número de Rayleigh $10^{-1} < Ra_L < 10^9$, ecuación 12 [10].

$$h = \frac{k_{conv}}{L_{placa}} Nu \quad (10) \overline{Nu}_D$$

$$= \left[0.60 + 0.387 \left[\frac{Ra_D}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right]^{1/6} \right]^2 \quad (11)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_2 - T_3)L^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (12)$$

Basados en las expresiones para la transferencia de calor mostradas en ecuaciones 1 a 7, y del modelo de resistencias de la figura 4, se determina la ecuación 8 para la resistencia térmica total R_{Total} . Finalmente se calcula el flujo de calor (Q) de la ecuación 9 aplicando el método iterativo de Gauss-Seidel para resolver el sistema de ecuaciones lineales [Chapra y Canale, 2006]. El proceso de solución se lleva a cabo en una hoja de cálculo en EES®. Las propiedades geométricas y térmicas del modelo matemático son (tabla 1):

- Pared (1), espesor de 0.104 cm, conductividad de 43 W/m·K.
- Sección (1), espesor de 2.54 cm, conductividad de 0.063 W/m·K.
- Pared (2), espesor de 0.051 cm, conductividad de 34 W/m·K.
- Sección (2), espesor es 0.9 cm.
- Pared (3), espesor de 0.104 cm, conductividad de 16.3 W/m·K.

Tabla 1 Propiedades térmicas y geométricas del modelo matemático.

Descripción	Material	Espesor (m)	Conductividad (W/m·K)
Pared (1)	Acero rolado en frío ASTM A568	0.104	43
Sección (1)	Aislante de fibra de vidrio (TRS-40)	2.54	0.063
Pared (2)	Acero galvanizado	0.051	34
Sección (2)	Cavidad de aire	0.9	
Pared (3)	Acero inoxidable	0.104	16.3

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos del modelo unidimensional se muestran en la tabla 2

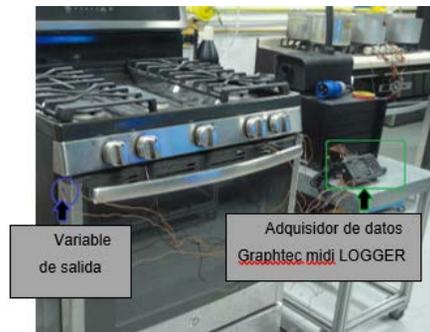
Tabla 2 Resultados del cálculo con el análisis unidimensional de transferencia de calor.

Datos análisis unidimensional (Temperatura superficial)	Secciones
$T_{2int}=122.2$	Sección 1 (aislamiento térmico cerámico)
$T_{s.ext}=71.4$	Sección 2 (cavidad de aire)

Fuente: Elaboración propia.

Verificación y validación de la aproximación térmica

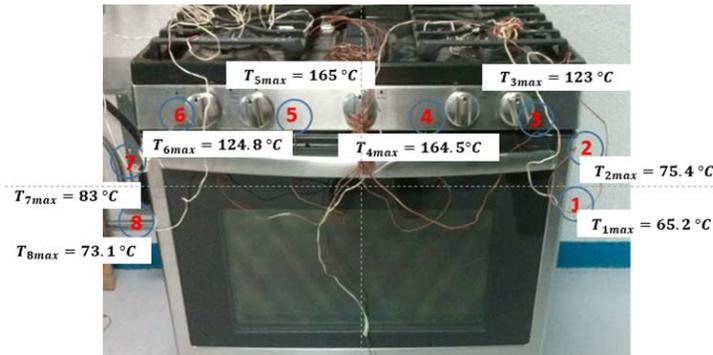
La medición experimental se emplea para comparar los porcentajes de contribución en cada una de las secciones aislantes entre el modelo matemático y la medición experimental. La instrumentación del análisis experimental se lleva a cabo de la siguiente manera: de acuerdo a Liu, 1988, la técnica más usada y recomendada para la medición de la variable temperatura, consiste en el uso de un termopar de contacto ubicada directamente sobre el metal. El método de ensayo consiste básicamente colocar el termopar con punta fina (0.5 mm de diámetro) adherida en forma paralela al metal mediante una capa delgada de pegamento [Liu, 1988]. De esta forma, se aproxima la temperatura del sensor a la del metal y se minimiza el efecto de aleta sobre el cable del termopar, en la región señalada por la figura 5. El termopar de acuerdo con Solé 2010 utilizado es del tipo "k" debido a su rango de temperaturas -270 a +1372 °C el cual se encuentra en el espectro de temperaturas superficiales del horno [Solé, 2010]. En la medición se empleó un adquisidor de datos Graphtec midi LOGGER, figura 5.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 5 Configuración experimental para una puerta de horno.

Los factores seleccionados en la medición experimental se observan en la tabla 1, en la medición experimental se obtuvo dos valores en la característica de calidad que promediados resulta 79.2 °C tal como se observa en la figura 6.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 6 Temperaturas máximas para la condición de operación self-clean.

Para validar el modelo matemático se llevaron a cabo pruebas experimentales bajo las condiciones mencionadas en el análisis experimental, los valores de los factores seleccionados para la validación del modelo matemático fueron mostrados en el análisis teórico. La tabla 3 se observa los resultados de mediciones experimentales comparados con los resultados del modelo unidimensional de transferencia de calor. El resultado del planteamiento experimental y matemático de este trabajo muestra que la resistencia de térmica del aislante a través de una puerta de horno, es el efecto dominante. Comparando las temperaturas superficiales entre el modelo matemático y la medición experimental, tenemos una diferencia de temperaturas superficiales de 10.96 °C para la sección (1) del aislamiento térmico y una diferencia de 7.8 °C para la sección (2) de la cavidad de aire. Con los cual se valida nuestro modelo matemático y se predice un porcentaje de error 9.84% con respecto a la variable salida.

Tabla 3 Resultados de las mediciones experimentales en la característica de calidad.

Secciones	Temperaturas (°C)	Contribución (%)	Datos Experimentales (°C)		Promedio temperaturas (°C)	Contribución (%)
Aislamiento cerámico	122.2	61.53	132.77	133.55	133.16	57.64
Cavidad de aire	71.4	38.46	75.4	83	79.2	42.36

Fuente: Elaboración propia.

Diseño de experimentos

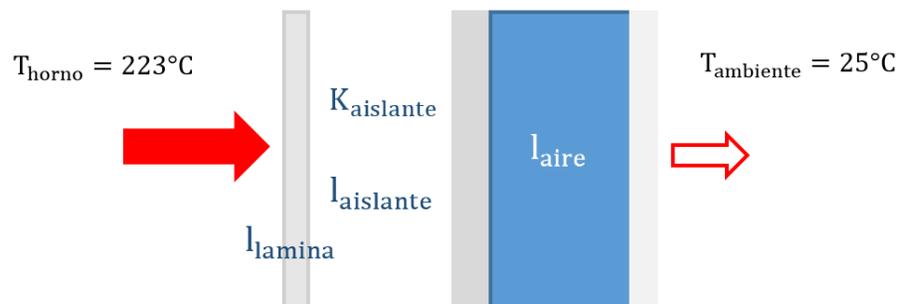
La mejora de diseño se lleva a cabo por medio de un diseño de experimentos (DoE) en el cual se seleccionó un diseño factorial 2^4 , se consideran cuatro factores de control con dos niveles de evaluación como se observa en la tabla 4: El factor A que es el espesor de la lámina [1.016, 2.032 mm]; el factor B es el conductividad del aislante térmico [0.063, 0.127 W/mK]; el factor C es el espesor del aislante [2.54, 5.08 cm]; el factor D es el espesor del aire [1.27, 2.54 cm].

Tabla 4 Factores y niveles seleccionados para el diseño de experimentos.

N°	Factor	Nivel 1	Nivel 2
1	Pared (3) acero inoxidable (mm)	1.016	2.032
2	conductividad del aislante térmico (W/mK)	0.063	0.127
3	espesor del aislante (cm)	2.54	5.08
4	espesor del aire (cm)	1.27	2.54
Constantes en cada corrida	Pared (1) acero rolado en frio ATMS A568 (mm)	1.04	
	Pared (2) acero galvanizado (mm)	0.45	

Fuente: Elaboración propia.

La figura 7 muestra los Factores de control seleccionados A, B, C y D. Se eliminaron los siguientes factores debido a su alta conductividad térmica; pared (2) espesor de lámina galvanizada y pared (3) espesor de placa de acero inoxidable, en la figura 3 se observa todas las variables de control del modelo matemático. En la tabla 5 se muestra todas las combinaciones posibles del diseño de experimentos seleccionado como completo. Donde y_i son sus respectivos valores de las variables respuestas obtenidos para cada diferente combinación.



Fuente: Elaboración propia.

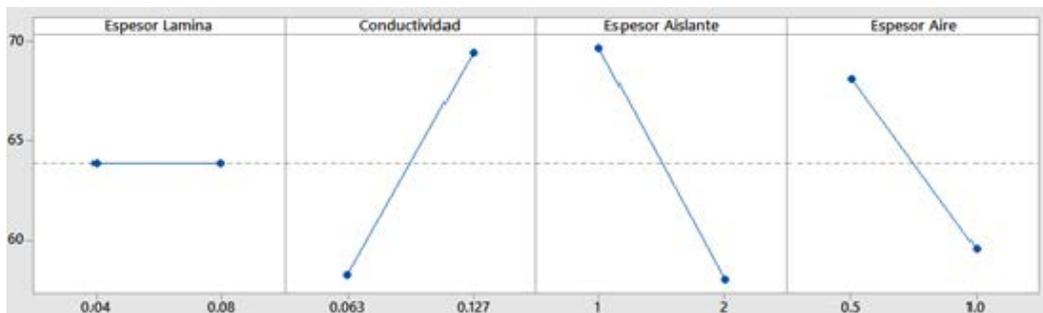
Figura 7 Factores A (l_{lamina}), B ($K_{aislante}$), C ($l_{aislante}$) y D (l_{aire}) del diseño de experimentos.

Tabla 5 Diseño de experimentos combinaciones.

Espesor de Lamina (mm)	Conductividad del aislante (W/mK)	Espesor del Aislante (cm)	Espesor del Aire (cm)	y_i (°C)
1.016	0.063	2.54	1.27	68.13
1.016	0.063	2.54	2.54	59.98
1.016	0.063	5.08	1.27	54.35
1.016	0.063	5.08	2.54	50.63
1.016	0.127	2.54	1.27	82.42
1.016	0.127	2.54	2.54	68.2
1.016	0.127	5.08	1.27	67.62
1.016	0.127	5.08	2.54	59.66
2.032	0.063	2.54	1.27	68.12
2.032	0.063	2.54	2.54	59.96
2.032	0.063	5.08	1.27	54.37
2.032	0.063	5.08	2.54	50.62
2.032	0.127	2.54	1.27	82.41
2.032	0.127	2.54	2.54	68.23
2.032	0.127	5.08	1.27	67.64
2.032	0.127	5.08	2.54	59.63

Fuente: Elaboración propia.

La figura 8 muestra la gráfica de efectos principales, donde se aprecia que existe una disminución de la temperatura con el cambio en la conductividad, el espesor de aislante y el espesor del aire.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 8 Gráfica de efectos principales.

El análisis de varianza (ANOVA) permite determinar desde un punto de vista estadístico los factores que tienen un impacto significativo en la variabilidad de salida. La tabla 6 muestra el análisis de varianza de la señal/ruido para el caso de

estudio, Montgomery indica que el valor del estadístico p mayor a 0.05 muestra que los factores que no tienen o tienen poca influencia significativa en la variable de respuesta desde un punto de vista estadístico [Montgomery y Douglas, 2004]; por lo tanto, se confirma que la conductividad del aislante (factor B), espesor del aislante (factor C) y espesor de aire (factor D) afectan considerablemente a la variable de salida.

Tabla 6 Análisis de varianza para el caso de estudio.

Fuente de Variación	Suma de Cuadrados	Grados de Libertad	Media de Cuadrados	F	Valor p	Contribución (%)
Factor A (Espesor de lámina)	0	1	0	0.00	0.99	0
Factor B (conductividad aislante)	502.32	1	502.32	99.39	0	36.19
Factor C (espesor del aislante)	539.74	1	539.74	106.80	0	38.88
Factor D (espesor de aire)	290.27	1	290.27	57.43	0	20.91
Error	55.59	11	5.05			4
Total	1387.94	15				100

Fuente: Elaboración propia.

La proporción de la variación total que se observa en el experimento atribuido a cada factor se encuentra en la última columna de la tabla 5, el espesor del aislante es el factor más significativo contribuyendo con un porcentaje aproximado del 38.88%, le sigue la conductividad térmica del aislante con un porcentaje del 36.19% y por último el espesor de la cavidad de aire con 20.91%. La contribución del error es del 4%, el cual es menor comparado con el de los factores, lo cual implica que no se omitió ningún factor que pueda ser significativo para el estudio, además que no existió un error en la medición que afecte el resultado descrito anteriormente. Por medio de los resultados obtenidos con el diseño de experimentos (DOE) se obtuvo una ecuación general para el modelo unidimensional, ecuación 13.

$$T_{\text{superficial}} = 77.44 + (175.1 * k_{\text{Aislante}}) - (11.62 * l_{\text{Aislante}}) - (101.034 * l_{\text{Aire}}) \quad (13)$$

Donde la variable k_{Aislante} representa la conductividad térmica del aislante, la variable l_{Aislante} simboliza el espesor del aislante y la variable l_{Aire} representa el espesor del aire.

Propuesta de mejora de diseño y confirmación del diseño

Por cuestiones de manufactura y del proceso en el cual se encuentra el diseño solo se permite el aumento del espesor de la cavidad de aire de 1.27 a 2.54 cm. Los valores de los factores restantes son: espesor de lámina 0.1016 cm, espesor del aislante 2.54 cm y conductividad 0.127 W/mK. Bajo estas condiciones la predicción del valor de temperatura es 73.3 °C. La tabla 7 muestra los resultados de la selección de la mejora de diseño para una temperatura calcula con respecto a la medida con el cual se obtuvo un porcentaje de correlación de 81.82% en la mejora de diseño. Es por eso que se concluye que la correlación entre modelo matemático y la medición experimental valida la metodología de diseño como una forma económica y rápida para obtener resultados satisfactorios. Con la mejora de diseño seleccionada se obtuvo una disminución de temperaturas de 5.9 °C.

Tabla 7 Resultados de la mejora de diseño calcula vs experimental.

Espesor Lamina (cm)	Conductividad Aislante (W/mK)	Espesor Aislante (cm)	Espesor Aire (cm)	Temperatura Calculada (°C)	Temperatura Medida (°C)	Diferencia de Temperaturas	Porcentaje correlación
0.1016	0.063	2.54	2.54	59.98	73.3	13.32	81.82 %
0.1016	0.063	2.54	1.27	68.13	79.2	11.07	86.02 %

Fuente: Elaboración propia.

3. Resultados

Los resultados obtenidos del modelo matemático (1-D) se aproximan con la medición experimental en un 81%, este modelo matemático permite manipular las variables y obtener resultados con un mínimo costos y tiempo, además de ser una herramienta de diseño en etapas tempranas. En el diseño de experimentos de una puerta de horno, muestra que la conductividad térmica del aislante es el factor predominante para la transferencia de calor a través de una puerta con un porcentaje de contribución de 36.19%, el espesor del aislante contribuye en un 38.88% y el espesor de la cavidad de aire en un 20.19%. Del diseño de experimentos se obtuvo una ecuación general para el modelo (13) para el cálculo de la variable salida. Con la mejora de diseño se obtuvo una disminución de la temperatura superficial de 5.9 °C. Se concluye que la mejora de diseño redujo las

temperaturas superficiales, pero es insuficiente para cumplir con la norma ANSI Z21.

Para estudios mejoras posteriores se propone utilizar más de un solo factor de los cuales se pueden seleccionar la conductividad térmica del aislante, el espesor del aislante y espesor de la cavidad de aire.

4. Discusiones

A partir del modelo unidimensional de transferencia de calor obtenido para una puerta de horno se proponen un diseño de experimentos completo con lo cual se llevó a obtener una mejora de diseño con un porcentaje de correlación de 82 % entre el modelo matemático y el análisis experimental, con lo cual el modelo antes planteado ofrece las ventajas de minimizar tiempo de análisis en el cómputo además de una reducción en los costos de diseño, a un pesar del sacrificio de exactitud que en los resultados comparados con otros modelos matemáticos de CFD 2D y 3D.

5. Referencias y Bibliografía

- [1] A M Kemp, S Jones, Z Lawson, S A Maguire. "Patterns of Burns and Scalds in Children", p. 5, 2014.
- [2] Institute, American National Standards. "Household Cooking Gas Appliances", ANSI Z21.1-2010.
- [3] Joel A. Gutiérrez, Alejandro D. González. "Determinación Experimental de Conductividad Térmica", s.l. : Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, 2012.
- [4] E. Bilgen, H. Oztop. "Natural Convection Heat Transfer in Partially Open Inclined Square Cavities", s.l. : International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, 2005.
- [5] Guadalupe Huelsz, Guillermo Barrios, Raúl Rechtman y Jorge Rojas. "Importancia del análisis de transferencia de calor dependiente del tiempo en la evaluación del desempeño térmico de la envolvente de una edificación", Estudios de Arquitectura Bioclimática , pp. 11-20, 2009.

- [6] Ana C. Borbón, Rafael E. Cabanillas y Jesús B. Pérez. “Modelación y Simulación de la Transferencia de Calor en Muros de Bloque de Concreto Huevo”, *Información Tecnológica*, pp. 27-38, 2009.
- [7] Guillermo Barrios, Pablo Elías, Guadalupe Huelsz y Jorge Rojas. “Selección de los Materiales de Muros y Techos para Mejorar el Confort Térmico en Edificaciones no Climatizadas”, *Estudios Sobre Arquitectura y Urbanismo del Desierto*, pp. 69-84, 2010.
- [8] Néstor Fonseca Díaz, Juan Carlos Burbano. “Análisis Experimental en la Medición de las Temperatura Superficiales de un Recinto para Aplicaciones HVAC/R”, *Scientia et Technica*, pp. 205-210, 2007.
- [9] Cengel, Yunus A. “Transferencia de calor”, segunda edición . s.l. : McGraw-Hill, 1996.
- [10] Chu., S. W. Churchill y H. H. S. “Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate”, *International Journal of Heat Mass Transfer* 18, p. 1323, 1975.
- [11] Steven C. Chapra, Raymond P. Canale. “Metodos numéricos para ingenieros”, s.l. : Mc Graw Hill, 2006
- [12] Liu, S.T. “Temperatura measurements of glass subjeti to solar radiation”, s.l. : ASHRAE, p. 1350, 1988.
- [13] Solé, Antonio Creus. “Instrumentación Industrial”, s.l. : Alfaomega, 2010.
- [14] Montgomery, Douglas C. “Diseño y Analisis de Experimentos”, s.l. : Limusa Wiley, 2004.