

Determinación Experimental de Nuevas Correlaciones Estadísticas para el Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección para Placa Plana, Cilindros y Bancos de Tubos

Experimental Determination of New Statistical Correlations for the Calculation of the Heat Transfer Coefficient by Convection for Flat Plates, Cylinders and Tube Banks

DOI: <http://dx.doi.org/10.17981/ingecuc.13.2.2017.01>

Artículo de investigación científica. Fecha de recepción: 13 de marzo de 2017. Fecha de aceptación: 25 de mayo de 2017.

Ismael Fernando Meza Castro 

Universidad del Atlántico. Barranquilla, (Colombia)
imeza@mail.uniatlantico.edu.co

Andrea Esther Herrera Acuña 

Universidad del Atlántico. Barranquilla, (Colombia)
andrea.h_13@hotmail.com

Luis Guillermo Obregón Quiñones 

Universidad del Atlántico. Barranquilla, (Colombia)
luisobregon@mail.uniatlantico.edu.co

Para citar este artículo:

I.F. Meza Castro, A.E. Herrera Acuña y L. G. Obregón Quiñones, "Determinación Experimental de Nuevas Correlaciones Estadísticas para el Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección para Placa Plana, Cilindros y Bancos de Tubos," *INGE CUC*, vol. 13, no. 2, pp. 9-17, 2017 DOI: <http://dx.doi.org/10.17981/ingecuc.13.2.2017.01>

Resumen

Introducción– En este proyecto se llevó a cabo una investigación experimental con el diseño, montaje y puesta en marcha de un banco de pruebas de transferencia de calor por convección.

Objetivo– Determinar nuevas correlaciones estadísticas que permitan conocer los coeficientes de transferencia de calor por convección del aire, con mayor exactitud, en aplicaciones con diferentes configuraciones geométricas calefactoras.

Metodología– Se estudiaron tres configuraciones geométricas, como lo son placa plana, cilindros y bancos de tubos en función de sus propiedades físicas a través de los números de Reynolds y Prandtl utilizando una interfaz de transmisión de datos mediante controladores Arduino® con los que se midió la temperatura del aire a través del ducto para obtener datos en tiempo real y relacionar el calor cedido del elemento calefactor al fluido y poder realizar el modelamiento matemático en un software estadístico especializado. El estudio se hizo para las tres geometrías mencionadas, una potencia por elemento calefactor y dos velocidades de salida de aire con 10 repeticiones.

Resultados– Se obtuvieron tres correlaciones matemáticas con coeficientes de regresión mayores a 0.972, una para cada elemento calefactor, obteniéndose errores de predicción en los coeficientes convectivos de transferencia de calor de 7,50% para la placa plana, 2,85% para la placa cilíndrica y 1,57% para el banco de tubos.

Conclusiones– Se observó que en geometrías constituidas por varios elementos individuales se logra un ajuste estadístico mucho más exacto para predecir el comportamiento de los coeficientes de calor por convección debido a que cada unidad alcanza una estabilidad en el perfil de temperatura de la superficie con mayor rapidez, otorgándole a la geometría en general una medición más precisa en los parámetros que rigen la transferencia de calor, como es en el caso de la geometría del banco de tubos.

Palabras clave– Correlaciones de transferencia de calor, banco de pruebas de convección, coeficientes convectivos, número de Nusselt, convección.

Abstract

Introduction– This project carried out an experimental research with the design, assembly and commissioning of a convection heat transfer test bench.

Objective– To determine new statistical correlations that allow to know the heat transfer coefficients by air convection with greater accuracy in applications with different heating geometry configurations.

Methodology– Three geometric configurations, such as flat plate, cylinders and tube banks were studied according to their physical properties through Reynolds and Prandtl numbers, using a data transmission interface using Arduino® controllers. Measured the air temperature through the duct to obtain real-time data and to relate the heat transferred from the heating element to the fluid and to perform mathematical modeling in specialized statistical software. The study was made for the three geometries mentioned, one power per heating element and two air velocities with 10 repetitions.

Results– Three mathematical correlations were obtained with regression coefficients greater than 0.972, one for each heating element, obtaining prediction errors in the heat transfer convective coefficients of 7.50% for the flat plate, 2.85% for the plate cylindrical and 1.57% for the tube bank.

Conclusions– It was observed that in geometries constituted by several individual elements, a much more accurate statistical adjustment was obtained to predict the behavior of the convection heat coefficients, since each unit reaches a stability in the surface temperature profile with Greater speed, giving the geometry in general, a more precise measurement in the parameters that govern the transfer of heat, as it is in the case of the geometry of the tube bank.

Keywords– Heat transfer correlations, convection heat units, convective coefficients, Nusselt number, convection.



I. Introducción

La transferencia de calor por convección es un fenómeno que representa gran importancia en el marco industrial, ya que ésta se ve reflejada en diferentes operaciones unitarias de importancia relevante en la industria química [1]-[4]. La convección es definida como el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente en movimiento, la cual consta de los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos [5].

La investigación en este tipo de transferencia ha demostrado que la obtención de las variables que explican su comportamiento es importante a la hora de establecer aplicaciones industriales y tecnológicas, entre otras. Los métodos existentes para determinar algunos parámetros, como en el caso del coeficiente de transferencia de calor por convección presentan errores del 15% al 30% dependiendo del autor [6], las condiciones del fluido [7] y la geometría característica [8], además, se pueden encontrar en la literatura algunas de las ecuaciones más utilizadas para el cálculo teórico de este coeficiente [5].

Nuevas investigaciones con respecto a la determinación de correlaciones han reducido su aplicación a un equipo específico [9]-[11], donde solo se analizó el comportamiento del coeficiente de convección de transferencia de calor en diferentes geometrías, tanto del elemento calefactor como del intercambiador de calor, a través de convección combinada y bajo condiciones de flujo turbulento, donde se logró obtener correlaciones obteniendo errores del 8% al 15% aplicadas únicamente para equipos específicos [12]. La obtención de correlaciones con mayor exactitud permitiría, entonces, el diseño de equipos y análisis de procesos de transferencia de calor a nivel industrial con mayor rigor, junto con el mejoramiento y aprovechamiento de este fenómeno.

Dado lo anterior, en el presente proyecto, se determinaron nuevas correlaciones que permitieron obtener el coeficiente convectivo de transferencia de calor con mayor exactitud a través de la construcción de un banco de pruebas de intercambio de calor con múltiples geometrías de calefacción, en el cual se midieron variables como temperatura, velocidad de aire y potencia del elemento calefactor con el fin de establecer relaciones entre éstas que permitan obtener dicho coeficiente con menor grado de error bajo unas condiciones de operación dadas, lo que permite mejorar los diseños de intercambiador de calor de las geometrías mencionadas, mejorando su eficiencia y evitando pérdidas sustanciales de energía que afectan de manera indirecta al medio ambiente.

II. Metodología

Se realizó un método de investigación de experimentación científica donde inicialmente se tuvo que diseñar un equipo, el cual se describe a continuación, para posteriormente proceder con el desarrollo de un diseño experimental con el que se hicieron todas las pruebas.

A. Diseño conceptual

El banco de pruebas cuenta con las siguientes secciones:

1) Sección base

Esta sección consta del ducto por el cual fluye el aire y son soportados los elementos de calefacción, igualmente, se encuentra el extractor de aire en la parte superior y su base (fig.1). En la tabla I se encuentran las especificaciones de cada una de las partes mencionadas anteriormente.

TABLA I. ESPECIFICACIONES DE LA SECCIÓN BASE DEL EQUIPO.

Parte del equipo	Materiales y medidas
Ducto de banco de pruebas	Material ext.: hierro galvanizado Recubrimiento: fibrocemento Dimensiones: 1,2 m x 0,2m x 0,2 m.
Extractor (ventilador)	Marca: Toptech V1 Flujo de aire: 0.463 m ³ /s Alimentación: 12 V
Soporte del ducto	Material: acero inoxidable 304 cal. 18 Estructura: perfil de 1" x ½" Dimensiones: 30 cm x 45 cm

Fuente: Autores.



Fig. 1. Sección base del banco de pruebas con elemento calefactor soportado.

Fuente: Autores.

2) Elementos calefactores

El diseño de los elementos calefactores se desarrolló con base en aquellas geometrías que presentan mayor funcionalidad y eficiencia en el proceso de transferencia de calor [10].

• Placa plana

Tienen su aplicación más extendida en el uso de superficies extendidas para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo (fig. 2).



Fig. 2. Placa calefactora plana.
Fuente: Autores.

• Placa cilíndrica

Esta geometría favorece a la turbulencia y permite el estudio de este tipo de diseños en aplicaciones como intercambiadores de calor (fig.3).

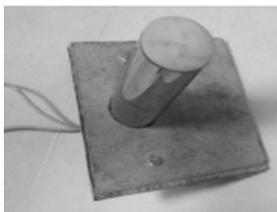


Fig. 3. Placa calefactora cilíndrica.
Fuente: Autores.

• Banco de tubos escalonado

El arreglo escalonado permite que se genere una mayor área de transferencia de calor entre el fluido y el elemento calefactor (fig.4).

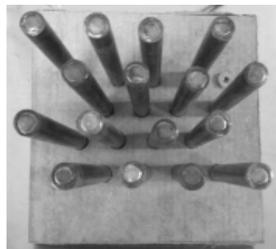


Fig. 4. Banco de tubos escalonados.
Fuente: Autores.

Para los elementos calefactores descritos e ilustrados anteriormente, se muestra, en la tabla II, sus respectivas medidas adaptadas a las dimensiones del ducto.

TABLA II. ESPECIFICACIONES DE ELEMENTOS CALEFACTORES.

Elementos calefactores	Materiales y medidas
Placa plana	Material: hierro galvanizado Dimensiones: 0,15m x 0,18m Espesor: 0,01m
Placa Cilíndrica	Material: acero inoxidable 304 cal. 18 Estructura: Tubo de 2" diámetro. Largo: 0,15 m
Banco de tubos escalonado	Material: acero inoxidable 316 cal.18 Estructura: 16 tubos de ½" diámetro. Arreglo: escalonado de 4 x 4

Fuente: Autores.

3) Medición de temperatura

Para el registro de la temperatura se escogieron sensores de tipo RTD Pt100 (fig. 5) por su alta precisión y exactitud. Los RTD Pt100 son sensores de temperatura basados en hilos de platino, en los cuales el valor de su resistencia varía en función de la temperatura medida. Adicionalmente, son elementos positivos, es decir, un aumento de la temperatura refleja un aumento proporcional [13].

Los intervalos de operación con los que trabajó el sensor son de -10°C hasta 600°C, y posee un cabezal móvil que permite el uso de transmisores de señal, como fue en nuestro caso. El modo de instalación y otras especificaciones técnicas del sensor se encuentran en [13].



Fig. 5. Sensor de temperatura RTD Pt100.
Fuente: Autores.

Las RTD Pt100 fueron ubicadas en puntos estratégicos del banco de pruebas. Se conectaron a la entrada y salida del ducto, así como en el centro de éste, para poder medir el valor de la temperatura en el elemento calefactor.

4) Sistema de adquisición de datos.

La adquisición de los datos de temperatura es una parte importante para el desarrollo del proyecto. Esta adquisición se logró conectando los sensores de temperaturas a un circuito electrónico mediante Arduino® que permitiera el registro de los datos en un computador en tiempo real. Este sistema está conformado por un transmisor de temperatura marca Pixsys 69100 con cabezal DIN (fig. 6), una placa electrónica y el Arduino® (fig. 7).

- *Transmisor de temperatura Pixsys 69100*

El transmisor de temperatura para cabezal DIN/B transforma la señal adquirida a través de la sonda de la Pt100 con conexión de 3 hilos y lo convierte en corriente de 4 a 20 mA (tecnología de 2 hilos). Esta conversión permite una elevada precisión con respecto a la entrada en ohm [14].



Fig. 6. Transmisor de temperatura Pixsys 69100 DIN.
Fuente: Autores.

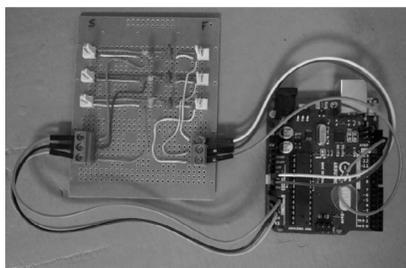


Fig. 7. Placa electrónica y Arduino® UNO.
Fuente: Autores.

- *Programa de muestreo de temperaturas en Arduino®*

El algoritmo para su elaboración a través de Arduino® fue tomado de un desarrollo similar realizado con Pt100 [15] y se ajustó a las condiciones de operación de los sensores; en éste se pueden fijar parámetros como: tiempo total de muestreo, intervalo de muestreo, número de cifras significativas, entre otros.

B. Descripción del procedimiento experimental

Las condiciones de operación del sistema corresponden a:

- La presión atmosférica.
- La temperatura a la entrada de la sección de pruebas.
- El flujo volumétrico.
- La potencia de calentamiento utilizada en el elemento calefactor.
- La geometría utilizada en el elemento calefactor.

1) Funcionamiento

Para la puesta en marcha del banco de pruebas se procede a:

- Seleccionar el elemento calefactor entre las geometrías de estudio (cilindro, placa plana y banco de tubos).
- Fijar potencia del elemento calefactor (única potencia de 418W para el elemento cilíndrico y la placa plana y 950W para el banco de tubos).
- Fijar el flujo volumétrico de aire de entrada (velocidades de trabajo calibradas de 1,89 m/s y 3,29 m/s).
- Iniciar el programa en Arduino®, fijar el intervalo de tiempo y tomar temperaturas de entrada y salida del aire y la temperatura de superficie del elemento calefactor.
- Tomar datos experimentales justo después de estabilizado el sistema. Con el fin de obtener mayor cantidad de datos representativos, se perturba el sistema al inicio de cada toma de muestra mediante la obstaculización de una de las salidas de aire en el extractor de manera aleatoria por periodos de tiempo variables.

2) Diseño experimental

Para el desarrollo del experimento se cuentan con las siguientes variables independientes: 3 geometrías calefactoras, 2 velocidades de salida de aire y 1 potencia por elemento calefactor. La variable dependiente fue tomada de las temperaturas con las cuales se halló el calor para posteriormente aplicar el número de Nusselt y el coeficiente convectivo de transferencia de calor. De lo anterior, se tiene un diseño de experimento multifactorial de 6 niveles, resultantes del producto del número de variables entre sí con 10 repeticiones por prueba, dando un total de 60 pruebas.

La selección de las variables escogidas fue realizada teniendo en cuenta que el coeficiente convectivo de transferencia de calor es el parámetro que más se usa al realizar diseños de intercambiadores cuyo principal mecanismo de transferencia de calor sea el convectivo.

III. Resultados

Para la determinación de las diferentes correlaciones del coeficiente de convección se hizo necesaria la recopilación de los datos obtenidos en las corridas experimentales. A continuación, se muestra el tratamiento de los datos experimentales, el procedimiento y el desarrollo matemático para la determinación de las correlaciones para cada elemento calefactor.

A. Datos experimentales en condiciones de estado estable

Con los datos experimentales tomados en cada prueba se procede a graficar las temperaturas de entrada y salida del aire. La selección de los datos de estado estable para cada prueba se realiza a partir de la observación directa de las temperaturas de entrada y salida del aire, junto con la de la superficie del elemento calefactor (fig. 8).

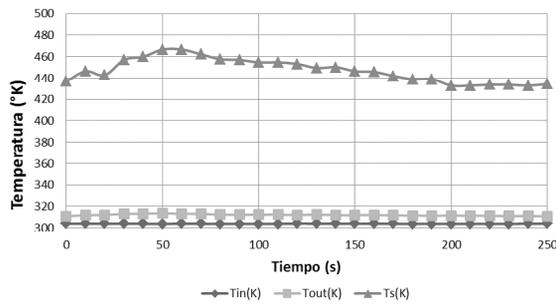


Fig. 8. Estado estable de la aleta cilíndrica a 418W y 3,29 m/s.
Fuente: Autores.

En la fig. 8 se muestra el perfil de temperatura de la aleta con respecto al tiempo, donde la temperatura de la entrada de aire se representa con puntos, la de salida con cuadrados y la de la superficie del elemento calefactor con triángulos. Se observa que a partir de los 200 segundos la temperatura de la superficie del elemento calefactor se estabilizó, razón por la cual se toma este tiempo como punto de partida para la recopilación de los datos de estado estable.

Este procedimiento se realizó de igual forma en cada una de las pruebas para los diferentes elementos calefactores.

B. Cálculo de propiedades fisicoquímicas del aire

Con las temperaturas de entrada y salida del aire se calcula la temperatura promedio con la cual se evaluaron propiedades fisicoquímicas del aire [7], y mediante regresiones lineales se expresaron en función de la temperatura para su evaluación a temperatura promedio.

C. Cálculo del flujo másico a través del ducto

El área superficial del extractor, A_{sup} , se calcula a través de la ecuación (1):

$$A_{sup} = \frac{(\pi * (D_{max}^2 - D_{min}^2)) - 4 * L * H}{4} [m^2] \quad (1)$$

Donde:

D_{max} = diámetro máximo [m]

D_{min} = diámetro mínimo [m]

L = largo de obstrucciones del ext. [m]

H = ancho de obstrucciones del ext. [m]

Dado que se conoce la velocidad de salida del aire y el área superficial del extractor, se procede calcular el flujo másico para las 2 velocidades de operación a partir de la ecuación (2):

$$M = A. * V_{out} * \rho_{prom} \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (2)$$

Donde:

M = flujo másico en el ducto [Kg/s]

V_{out} = velocidad de salida de aire [m/s]

ρ_{prom} = densidad promedio del aire [kg/m³]

Reemplazando el diámetro máximo de 0,14 m, el diámetro mínimo de 0,075 m, el largo de obstrucciones del extractor de 0,05 m y el ancho de las obstrucciones de 0,01 m, se obtiene el área superficial:

$$A. = 0.00898 [m^2] \quad (3)$$

Solo queda reemplazar para cada caso la velocidad de salida del aire y la densidad del aire a temperatura promedio.

D. Cálculo del calor absorbido por el aire a través del ducto

Mediante un balance de energía tomando como volumen de control todo el ducto, se tendrá que:

$$\frac{(dE_{ducto})}{dt} = E_{in,air} - E_{out,air} + E_{Cedido} \quad (4)$$

Donde:

E_{ducto} = flujo de energía en el ducto [W]

E_{in} = flujo de energía de entrada de aire [W]

E_{out} = flujo de energía de salida de aire [W]

E_{cedido} = flujo de energía cedido al aire [W]

En estado estacionario se tendrá que el término diferencial es nulo, quedando de la forma:

$$0 = E_{in} - E_{out} + E_{Cedido} \quad (5)$$

Reorganizando los términos:

$$E_{Cedido} = E_{out} - E_{in} \quad (6)$$

La energía cedida se puede interpretar como la transferida al fluido en movimiento a través del elemento calefactor que será igual a:

$$E_{cedido} = M_{air} * C_{p_{prom}} * (T_{out} - T_{in}) [W] \quad (7)$$

Donde:

$C_{p_{prom}}$ = Calor esp. Del aire [Kj/K*Kg]

E. Cálculo de números adimensionales

Debido a la variedad de factores que afectan el coeficiente de transferencia de calor por convección, su cálculo es complejo. Sin embargo, el uso de números adimensionales permite calcular h , tanto para convección libre como forzada [5]. Para el caso de convección forzada, la ecuación (8) expresa la relación entre varios grupos de números adimensionales, la cual generalmente está escrita en la siguiente forma:

$$Nu = A Re^a Pr^b \quad (8)$$

Donde:

Nu = número de Nusselt

Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandlt

A, a, b = constantes características

Donde los números adimensionales de Reynolds y Prandlt se calculan según la ecuación (9) y (10), respectivamente.

$$Re = \frac{\rho_{prom} * D * V}{\mu_{prom}} \quad (9)$$

Donde:

D = diámetro [m]

V = velocidad [m/s]

μ_{prom} = viscosidad promedio del aire [N*s/m²]

Para el cálculo del número de Reynolds, se toma como diámetro la medida del espacio libre por donde circunda el aire alrededor del elemento calefactor y la velocidad en ese punto.

$$Pr = \frac{C_{p_{prom}} * \mu_{prom}}{k_{prom}} \quad (10)$$

Donde:

k_{prom} = conductividad promedio del aire [W/m*K]

F. Determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor experimental

Para determinar el coeficiente de convección se aplica la ley de enfriamiento de Newton, teniendo en cuenta que la diferencia de temperatura a trabajar es la media logarítmica y calculando el área de transferencia del elemento calefactor.

- Ley de enfriamiento de Newton para placa cilíndrica y plana:

$$Q_{conv} = h_{conv} * A_S * \Delta TML \quad (11)$$

Donde:

h_{conv} = coeficiente convectivo del aire [W/K*m²]

A_S = área superficial del elemento calefactor [m²]

ΔTML = temperatura media log. [K]

- Ley de enfriamiento de Newton para banco de tubos:

$$Q_{conv} = n_{tubos} (h_{conv} * A_S * \Delta TML) \quad (12)$$

Donde:

n_{tubos} = número de tubos

1) Cálculo del área de transferencia

- Placa plana

Para el caso de la placa plana, el área de transferencia será la misma área superficial del elemento, la cual debe multiplicarse por el número de caras de la misma, que para este caso son 2; los extremos se encuentran aislados.

$$A_{s,placa\ plana} = 2 * L * H \quad (13)$$

Donde:

L = largo de placa plana [m]

H = ancho de placa plana [m]

- Placa cilíndrica

Para el caso de la aleta cilíndrica, el área de transferencia será la misma área lateral del elemento, dado que por los extremos no hay transferencia de calor.

$$A_{s,cilindro} = 2\pi * r * L \quad (14)$$

Donde:

r = radio del cilindro [m]

L = largo del cilindro [m]

- Banco de tubos

Para el caso del banco de tubos, el área de transferencia se determina por el producto entre el número de tubos del banco y la ecuación (14).

2) Cálculo del coeficiente de transferencia por convección experimental

A partir de la ley de enfriamiento de Newton y conociendo que el calor por convección es igual al absorbido por el aire a través del ducto, se determinó el coeficiente de convección experimental.

Para la placa cilíndrica y la placa plana:

$$Q_{conv} = Q_{abs} = h_{conv} * A_S * \Delta TML \quad (15)$$

Donde:

Q_{abs} = calor absorbido por el aire [W]

Despejando el coeficiente de convección:

$$h_{conv} = \frac{Q_{abs}}{A_S * \Delta TML} \quad (16)$$

- Para el banco de tubos:

$$Q_{conv} = Q_{abs} = n_{tubos} (h_{conv} * A_s * \Delta TML)$$

Despejando el coeficiente de convección:

$$h_{conv} = \frac{Q_{abs}}{n_{tubos} (A_s * \Delta TML)} \quad (17)$$

G. Determinación de correlaciones del coeficiente de transferencia de calor por convección

Generalmente, el coeficiente de convección promedio se calcula a partir de las correlaciones ya existentes, las cuales se encuentran relacionadas con el número de Nusselt dado por la ecuación (18), que contiene el coeficiente dentro de sus parámetros de cálculo:

$$Nu = \frac{h_{conv} d}{k_{prom}} \quad (18)$$

Donde:

d = longitud característica [m]

Combinando las ecuaciones (18) y (8) se obtiene:

$$h_{conv} = \frac{Nu * k_{prom}}{d} = A * Re^b * Pr^c \quad (19)$$

1) Determinación de la correlación estadística del coeficiente de transferencia por convección

Con el fin de realizar un ajuste de los datos entre el coeficiente de convección experimental y los números adimensionales Reynolds y Prandlt, se procedió a linealizar la ecuación anterior:

$$h_{conv} = A * Re^b * Pr^c \quad (20)$$

Aplicando el logaritmo natural a ambos lados de la ecuación (20):

$$\ln(h_{conv}) = \ln(A) + b * \ln(Re) + c * \ln(Pr) \quad (21)$$

Mediante la anterior linealización, se hizo posible realizar una regresión lineal con múltiples variables y obtener la relación del coeficiente de convección en función del Reynolds y Prandlt.

- Elemento calefactor cilíndrico

Para el caso de la aleta cilíndrica se cuenta con 70 datos, de los cuales se tomó el 70% (49 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (21 datos) para predecir y determinar el porcentaje de error de la correlación establecida. Los datos tomados para la predicción se encuentran en su mayoría en condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) con respecto a los utilizados para el ajuste, para garantizar la independencia de los resultados con las condiciones.

De los datos tomados, se procedió a aplicar la regresión lineal múltiple obteniendo la ecuación (22), y el resumen estadístico de los resultados se encuentra en la tabla III.

$$\ln Hexp = -165,600 + 0,443 * \ln Re - 468,76 * \ln Pr \quad (22)$$

A partir de la ecuación (22), se calculó el coeficiente de convección de transferencia de calor para los datos que no se tomaron en el ajuste, obteniendo un 2,85% de error de predicción. El error con respecto a los datos tomados para crear el modelo fue de 1,79%. Lo anterior se sustenta con base en las medidas tomadas de la temperatura de superficie del elemento calefactor, dado que en el cilindro se presentó un perfil de temperatura en toda su extensión, razón por la cual las mediciones corresponden al promedio de éstas, afectando a la exactitud de su valor y los cálculos realizados posteriormente. Sin embargo, el error es muy pequeño comparado con el reportado en la literatura.

TABLA III. ANÁLISIS ESTADÍSTICO ANOVA PARA LA PLACA CILÍNDRICA.

Parámetro	Valor
R-Cuadrado	97,27%
R-Cuadrado ajustado	97,15%
Error estándar	0,0332
Error absoluto medio	0,0267
Estadístico DURBIN-WATSON	0,8654 (P=0,00)

Fuente: Autores.

De lo anterior se puede concluir que el ajuste de los datos tomados respecto a la correlación determinada es excelente, debido a que los coeficientes R-Cuadrado y R-Cuadrado ajustado presentan porcentajes del 92,27% y 97,15% respectivamente. Adicionalmente, dado que el valor de P tiende a cero, se aprecia una relación significativa de las variables ajustadas.

- Elemento calefactor plano

Para el caso de la placa plana se cuenta con 50 datos, de los cuales se tomó el 70% (35 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (15 datos) para predecir y determinar el porcentaje de error de la correlación establecida. Los datos tomados para la predicción se encuentran en su mayoría en condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) con respecto a los utilizados para el ajuste para garantizar la independencia de los resultados con las condiciones.

De los datos tomados, se procedió a aplicar la regresión lineal múltiple, donde se obtuvo la ecuación (23), y el resumen estadístico de los resultados se encuentra en la tabla IV.

$$\ln Hexp = -21,671 - 54,16 * \ln Pr + 0,83 * \ln Re \quad (23)$$

A partir de la ecuación (23) se calculó el coeficiente de convección para los datos que no se tomaron en el ajuste, obteniendo un 7,50% de error de predicción. El error con respecto a los datos tomados para crear el modelo fue de 5,1%. Teniendo en cuenta que en esta geometría el elemento calefactor disipó energía a través de su soporte, la relación entre las temperaturas del fluido y la superficie de éste se vieron afectadas, generando el error calculado.

TABLA IV. ANÁLISIS ESTADÍSTICO ANOVA PARA LA PLACA PLANA.

Parámetro	Valor
R-Cuadrado	98,25%
R-Cuadrado ajustado	98,13%
Error Estándar	0,0295
Error Absoluto Medio	0,0223
Estadístico DURBIN-WATSON	0,895 (P=0,00)

Fuente: Autores.

Se puede ver un gran ajuste de los datos tomados con respecto a la correlación determinada debido a que los coeficientes R-Cuadrado y R-Cuadrado ajustados presentan porcentajes del 98,25% y 98,13%, respectivamente. Adicionalmente, dado que el valor de P tiende a cero, se aprecia una relación significativa de las variables ajustadas.

- *Banco de tubos*

Para el caso de la placa plana se cuenta con 45 datos, de los cuales se tomó el 70% (32 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (13 datos) para predecir y determinar el porcentaje de error de la correlación establecida. Los datos tomados para la predicción se encuentran en su mayoría en condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) con respecto a los utilizados para el ajuste para garantizar la independencia de los resultados con las condiciones.

De los datos tomados, se procedió aplicar la regresión lineal múltiple obteniendo la ecuación (24), y el resumen estadístico de los resultados se encuentra en la tabla V.

$$\ln H_{exp} = -89,61 + 0,80 * \ln Re - 249,35 * \ln Pr - 134,79 * \ln \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right) \quad (24)$$

Donde:

Pr_s = número de Prandtl a temp. de superficie [K]

A partir de la ecuación (24) se calculó el coeficiente de convección para los datos que no se tomaron en el ajuste, obteniendo un 1,57% de error de predicción. El error con respecto a los datos tomados para crear el modelo fue de 0,74%. Aunque la potencia suministrada en este elemento fue superior a los otros, la potencia individual de cada tubo era mucho

menor, generando un perfil de temperatura poco fluctuante y haciendo menos disperso el error generado al promediar las temperaturas de superficie del elemento y realizar los cálculos posteriores.

De la tabla V se puede concluir que el ajuste de los datos tomados con respecto a la correlación determinada es excelente, debido a que los coeficientes R-Cuadrado y R-Cuadrado ajustado presentan porcentajes del 98,93% y 98,82%, respectivamente. Adicionalmente, dado que el valor de P es cero, se aprecia una relación significativa de las variables ajustadas.

TABLA V. ANÁLISIS ESTADÍSTICO ANOVA PARA EL BANCO DE TUBOS.

Parámetro	Valor
R-Cuadrado	98,93%
R-Cuadrado ajustado	98,82%
Error Estándar	0,0220
Error Absoluto Medio	0,0168
Estadístico DURBIN-WATSON	0,285 (P=0,00)

Fuente: Autores.

La exactitud de cada una de las correlaciones halladas, además de verse afectada por dispersiones de energía y perfiles de temperatura según la geometría, también se ve influida por las fluctuaciones en el voltaje y la propagación de errores de medición en los diferentes instrumentos utilizados.

Cada una de las correlaciones encontradas posee un error muy pequeño, por lo que pueden predecir con alto grado de exactitud, generando una confianza alta y pueden ser utilizadas para el diseño de equipos. Estos resultados dan pie a que se continúe trabajando con diferentes tipos de sistemas para actualizar la base de datos de todas las correlaciones existentes de números de Nusselt y, en su defecto, de coeficientes convectivos de transferencia de calor, pues la mayoría de correlaciones que están en los libros comunes sobre transferencia de calor para el diseño de equipos fueron desarrolladas cuando el poder computacional era nulo. Ahora, con las nuevas tecnologías que involucran sensores avanzados, computadoras de alto poder y sistemas de control avanzado se pueden mejorar y crear nuevas correlaciones, lo cual conlleva a mejorar la eficiencia de los equipos, ayudando, de igual manera, al ambiente por contribuir con un ahorro energético.

II. Conclusiones

Se diseñó, montó y se puso en marcha un banco de pruebas de transferencia de calor que permite llevar a cabo experiencias de laboratorio para estudios de transferencia de calor por convección.

Se obtuvo una correlación estadística para la placa plana que muestra un error de validación cruzada de 5,1% y un error de predicción, obtenido con el 30% de los datos, de 7,50%. Esto se debió, en gran parte, a que se disipó energía a través del soporte del elemento, afectando así la relación entre las temperaturas del fluido, la superficie y los cálculos mismos.

La correlación estadística encontrada para la placa cilíndrica mostró un error de validación cruzada de 1,79% y un error del 2,85% con respecto a las predicciones realizadas de forma experimental causado por el perfil de temperatura en la superficie del elemento y el error generado en la medición de éstas.

Con respecto al banco de tubo, cuyo resultado fue el mejor, se obtuvo una correlación estadística que mostró un error de validación cruzada de 0,74% y un error de predicción de 1,57%, por lo que se observa que la poca fluctuación del perfil de temperatura de la superficie de cada elemento individual que lo constituye disminuyó el error propagado en la medición de éstas.

Los coeficientes de correlación para las ecuaciones del coeficiente convectivo de transferencia de calor por convección, en función del número de Reynolds y de Prandtl, fueron 0,972 para la placa cilíndrica, 0,985 para la placa plana y 0,989 para el banco de tubos, que fue el que mejor predijo el resultado experimental ya que tenía mayor área de transferencia con respecto a los otros elementos calefactores y gradiente de velocidad formado por su arreglo escalonado.

III. Financiación

Artículo de investigación derivado del proyecto de investigación titulado “Diseño y construcción de un banco de pruebas para la determinación de las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor por convección”. Financiado por la Universidad del Atlántico. Fecha de Inicio: enero 2016. Fecha de terminación: diciembre 2016.

Referencias

[1] L.G. Obregón, J.C. Pertuz y R.A. Domínguez, “Análisis del desempeño de una torre de enfriamiento a escala de laboratorio para diversos materiales de empaque, temperatura de entrada de agua y relación másica de flujo agua-aire,” *Prospectiva*, vol. 15, núm. 1, 42-52, 2017. [Online]. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.15665/rp.v15i1.820>

[2] E. Gutiérrez y S. L. Tolentino, “Determinación del coeficiente de convección crítico para la modificación de un sistema de enfriamiento de ánodo,” *Universidad, Ciencia y Tecnología*, vol. 9, núm. 35, 147-150, sep. 2005. [Online]. Disponible en: http://www.scielo.org/ve/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1316-48212005000300005&lng=es&nrm=iso

[3] A. Naghash, S. Sattari y A. Rashidi, “Experimental assessment of convective heat transfer coefficient enhancement of nanofluids prepared from high surface area nanoporous grapheme,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 78, 127-134, nov. 2016. [Online]. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.09.004>

[4] S. Mendoza, J.C. Romero y E. Niebles, “Análisis de falla en evaporadores de placas de aluminio de sistemas de acondicionamiento de aire automotriz,” *INGECUC*, vol. 7, núm. 1, 59-74, 2011, [Online]. Disponible en: <http://revistascientificas.cuc.edu.co/index.php/ingecuc/article/view/277>

[5] Y. A. Cengel y A. J. Ghajar, *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*. New York, USA: Mcgraw Hill, pp. 25-402, 2015.

[6] E. Tamayo, Y. Retirado y E. Góngora, “Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas,” *La Habana*, vol. 17, núm. 1, 68-77, 2014.

[7] M.G. Rasul, *Heat transfer calculation: industrial heat transfer calculation*. New York, USA: Mcgraw Hill, 2006.

[8] F.P. Incropera y D.P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. Ciudad de México, México: Prentice Hall Hispanoamérica, pp. 17-20, 1999.

[9] F. Gonzáles, “Determinación experimental de coeficiente de convección y factor de fricción de un intercambiador de placas,” [Trabajo de Grado], Dep. Ing. Termi., Univ. Carlos III, Madrid, España, 2008.

[10] L. Uribe y C.A. Gómez, “Diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar expresiones de coeficiente de transferencia de calor por convección promedio,” [Proyecto de Grado], Dep. Ing. y Admón., Univ. Pont. Boliv., Bucaramanga, Colombia, 2008.

[11] A. Alvis, I. Caicedo y P. Peña, “Determinación del coeficiente de transferencia de calor a través de una aplicación de computadoras,” *Inf. Tecnol.* vol. 21, núm. 5, 13-20. La Serena. [Online]. Disponible: <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642010000500003>

[12] J. Gonzáles, “Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor para convección libre y forzada,” [Tesis de Maestría], Dep. Ing. Mecá. y Electr., Univ. Autono. N. León., San Nicolás de Garza, N.L. México, 1998.

[13] Tei, Ingeniería, Soluciones y Tecnología. *RTD Pt100, Pt1000 y Pt500*, 2017. México. [Online]. Disponible: <http://www.teii.com.mx/RTDPT100.html>

[14] Pixsys Electronics, *Convertidor RTD y Termopares para cabezal DIN – Rfid (NFC)*, 2016. [Online]. Disponible en: <http://novedadesautomatizacion.net/convertidor-rtd-y-termopares-para-cabezal-din-rfid-nfc/>

[15] Automatizanos, *Medición de temperatura con RTD PT100, transmisor 4-20 mA y Arduino*, 2016. [Online]. Disponible en: <http://www.automatizanos.com/articulos/2016/02/09/medicion-de-temperatura-con-rtd-pt100-transmisor-4-20-ma-y-arduino>