

# 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**-- 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, para determinar nuevas correlaciones estadísticas que permiten conocer los coeficientes de transferencia de calor por convección del aire con mayor exactitud en aplicaciones con diferentes configuraciones geométricas calefactoras 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. 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.

**Abstract** - In this project the design, assembly and startup of a convection heat transfer test bench was carried out to determine new statistical correlations that allow to know the heat transfer coefficients by convection of the air with greater accuracy in applications with different heating geometry configurations such as flat plates, cylinders, and tube banks based on their physical properties through the Reynolds and Prandtl numbers, using a data transmission interface using Arduino® controllers to measure the temperature of the air through the duct, in order to obtain data in real time, to relate the heat transferred from the heating element to the fluid to perform the mathematical modeling in a specialized statistical software. The study was made for the three geometry configurations mentioned, one power per heating element and two air outlet velocities with 10 repetitions. 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 cylindrical plate and 1.57% for the tube bank.

**Keywords:** Heat transfer correlations; convection heat units; convective coefficients; Nusselt number; convection.

**Palabras claves**—Correlaciones de transferencia de calor; banco de pruebas de convección; coeficientes convectivos; número de Nusselt; convección.

## I. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor por convección, es un fenómeno que representa gran importancia en el marco industrial, ya que esta 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, 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 podemos encontrar en la literatura algunas de las ecuaciones más utilizadas para el cálculo teórico de este coeficiente [5].

Nuevas investigaciones 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 como 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 estas 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, junto con 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 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 <sup>3</sup> /s Alimentación: 12 V
Soporte del Ducto	Material: Acero Inox. 304 Cal. 18 Estructura: Perfil de 1" x ½" Dimensiones: 30cm x 45cm

Fuente: Autores.



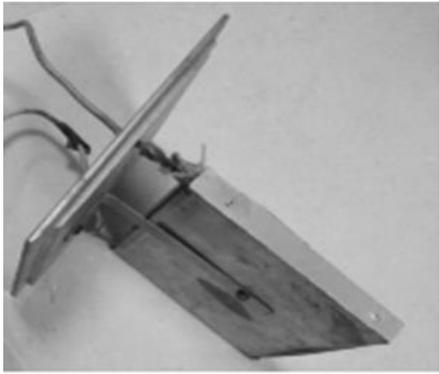
Fig. 1. Sección Base del Banco de Pruebas con Elemento Calefactor Soportado. Fuente: Autores.

#### 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

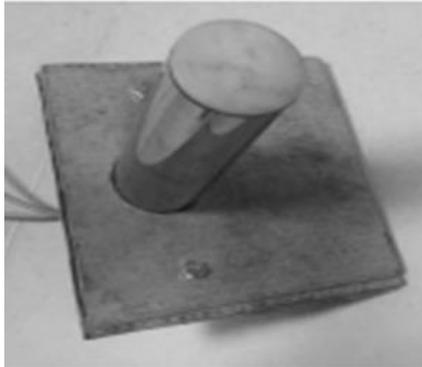
Tienen su aplicación más extendida en el uso de superficies extendidas para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo (Fig.2).



**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

Con arreglo escalonado, ya que esto 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 Calefactor	Materiales y Medidas
Placa Plana	Material: Hierro Galvanizado Dimensiones: 0,15m x 0,18m Espesor: 0,01m
Placa Cilíndrica	Material: Acero Inox. 304 Cal. 18 Estructura: Tubo de 2" diámetro. Largo: 0,15m
Banco de tubos escalonado	Material: Acero Inox. 316 Cal.18 Estructura: 16 tubos de 1/2" 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 el cual 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 este, para poder medir el valor de 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 plaqueta 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 posibilita una elevada precisión respecto a la entrada en ohm [14].

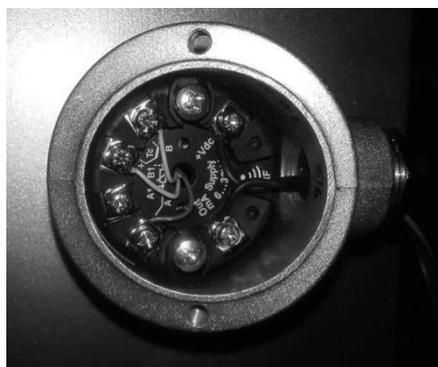


Fig. 6. Transmisor de Temperatura Pixsys 69100 DIN.

Fuente: Autores.

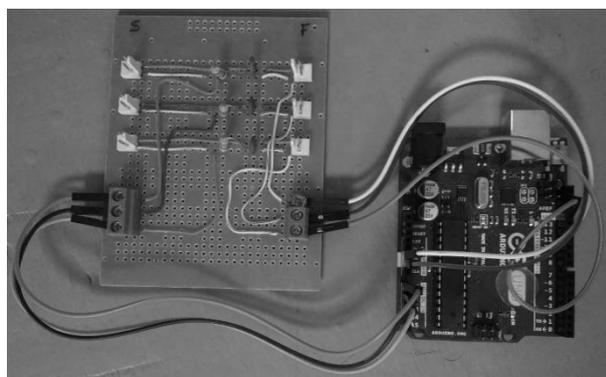


Fig. 7. Placa electrónica y Arduino® UNO.

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 este 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 el banco de pruebas se procede a:

- Seleccionar elemento calefactor entre las geometrías de estudio (cilindro, placa plana y banco de tubos).
- Fijar potencia del elemento calefactor (Única potencia de 418W para elemento cilíndrico y placa plana y 950W para banco de tubos).
- Fijar 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 fueron las temperaturas con las cuales se halló el calor para posteriormente 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 necesario la recopilación de los datos obtenidos en las corridas experimentales. A continuación, se muestra el tratamiento de los datos experimentales, el procedimiento y 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).

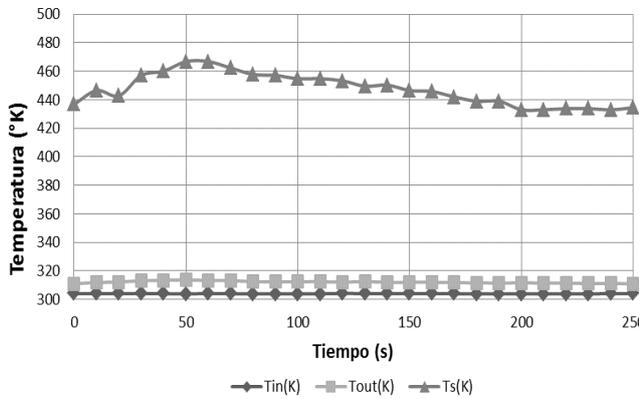


Fig. 8. Estado estable de la Aleta Cilíndrica a 418W y 3.29 m/s. Fuente: Autores.

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 como punto de partida este tiempo 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 evaluó 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):

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

Dónde:

$D_{max}$  = 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):

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

Dónde:

$M$  = Flujo Másico en el ducto [Kg/s]

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

$\rho_{prom}$  = Densidad promedio del aire [kg/m<sup>3</sup>]

Reemplazando el diámetro máximo de 0,14 m, el diámetro mínimo de 0,075m, largo de obstrucciones del extractor de 0,05m y el ancho de las obstrucciones de 0,01m, 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, tendremos que:

$$\frac{dE_{ducto}}{dt} = E_{in,air} - E_{out,air} + E_{cedido} \quad (2)$$

Dónde:

$E_{ducto}$  = 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:

$$0 = E_{in} - E_{out} + E_{cedido} \quad (3)$$

Reorganizando los términos:

$$E_{cedido} = E_{out} - E_{in} \quad (4)$$

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

$$E_{cedido} = M_{air} * C_{p, prom} * (T_{out} - T_{in}) [W] \quad (5)$$

Dónde:

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

$h_{conv}$  = Coeficiente Convectivo del aire [W/K\*m2]

$A_S$  = Área Superficial Elemento Calefactor [m2]

$\Delta TML$  = Temperatura Media Log. [K]

### E. Cálculo de Números Adimensionales

Debido 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, generalmente está escrita en la siguiente forma:

$$Nu = ARe^a Pr^b \quad (6)$$

Dónde:

$Nu$  = 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.

$$Re = \frac{\rho_{prom} * D * V}{\mu_{prom}} \quad (7)$$

Dónde:

$D$  = Diámetro [m]

$V$  = Velocidad [m/s]

$\mu_{prom}$  = 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.

$$Pr = \frac{Cp_{prom} * \mu_{prom}}{k_{prom}} \quad (8)$$

Dónde:

$k_{prom}$  = 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:

$$Q_{conv} = h_{conv} * A_S * \Delta TML \quad (9)$$

Dónde:

- Ley de enfriamiento de Newton para banco de tubos:

$$Q_{conv} = n_{tubos} (h_{conv} * A_S * \Delta TML) \quad (10)$$

Dónde:

$n_{tubos}$  = Número de tubos

### 1. Calculo 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.

$$A_{s,placa\ plana} = 2 * L * H \quad (11)$$

Dónde:

$L$  = 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.

$$A_{s,cilindro} = 2\pi * r * L \quad (12)$$

Dónde:

$r$  = 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. Calculo 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 Placa Cilíndrica y Placa Plana:

$$Q_{conv} = Q_{abs} = h_{conv} * A_S * \Delta TML \quad (13)$$

Dónde:

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

Despejando el coeficiente de convección:

$$h_{conv} = \frac{Q_{abs}}{A_S * \Delta TML} \quad (14)$$

- Para Banco de tubos:

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

Despejando el coeficiente de convección:

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

### 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:

$$Nu = \frac{h_{conv}d}{k_{prom}} \quad (16)$$

Dónde:

$d$  = longitud característica [m]

Combinando las ecuaciones (18) y (8) obtenemos:

$$h_{conv} = \frac{Nu * k_{prom}}{d} = A * Re^b * Pr^c \quad (17)$$

### 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 Prandtl, se procedió a linealizar la ecuación anterior:

$$h_{conv} = A * Re^b * Pr^c \quad (18)$$

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

$$\ln(h_{conv}) = \ln(A) + b * \ln(Re) + c * \ln(Pr) \quad (19)$$

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 Prandtl.

- Elemento Calefactor Cilíndrico

Para el caso de la aleta cilíndrica se cuenta con 70 datos, de los cuales se tomaron el 70% (49 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (21 datos) para predicción y determinación del porcentaje de error de la correlación determinada. Los datos tomados para predicción se encuentran en su mayoría a condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) 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 (22) y el resumen estadístico de los resultados en la tabla III.

$$\ln H_{exp} = -165,600 + 0,443 * \ln Re - 468,76 * \ln Pr \quad (20)$$

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 en base a 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 estas, afectando a si 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 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: El autor

De lo anterior podemos concluir que el ajuste de los datos tomados respecto a la correlación determinada 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 tomaron el 70% (35 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (15 datos) para predicción y determinación del porcentaje de error de la correlación determinada. Los datos tomados para predicción se encuentran en su mayoría a condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) 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 donde se obtuvo la ecuación (23) y el resumen estadístico de los resultados en la tabla IV.

$$\ln H_{exp} = -21,671 - 54,16 * \ln Pr + 0,83 * \ln Re \quad (21)$$

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 este se vieron afectadas generando el error calculado.

**Tabla IV. Análisis Estadístico ANOVA para placa plana.**

Parámetro	Valor
R-Cuadrado	<b>98.25%</b>
R-Cuadrado ajustado	<b>98.13%</b>
Error Estándar	<b>0.0295</b>
Error Absoluto Medio	<b>0.0223</b>
Estadístico DURBIN-WATSON	<b>0.895 (P=0.00)</b>

Fuente: El autor

Se puede ver un gran ajuste de los datos tomados respecto a la correlación determinada debido a que los coeficientes R-Cuadrado y R-Cuadrado ajustado 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 tomarán el 70% (32 datos) para realizar el ajuste y el 30% restante (13 datos) para predicción y determinación del porcentaje de error de la correlación determinada. Los datos tomados para predicción se encuentran en su mayoría a condiciones diferentes (velocidad de salida de aire) 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 en la tabla V.

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

Dónde:

$Prs$  = Numero 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 podemos concluir que el ajuste de los datos tomados respecto a la correlación determinada 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 banco de tubos.**

Parámetro	Valor
R-Cuadrado	<b>98.93%</b>
R-Cuadrado ajustado	<b>98.82%</b>
Error Estándar	<b>0.0220</b>
Error Absoluto Medio	<b>0.0168</b>
Estadístico DURBIN-WATSON	<b>0.285 (P=0.00)</b>

Fuente: El autor

La exactitud de cada una de las correlaciones halladas además de verse afectada por disipaciones 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 poseen un error muy pequeño por lo que pueden predecir con alto grado de exactitud lo cual es de alta confianza y pueden ser utilizadas en 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 Numeros de Nusselt y en su defecto de coeficientes convectivos de transferencia de calor pues la mayoría de correlaciones que es la que está en los libros comunes de transferencia de calor para el diseño de equipos fueron desarrolladas cuando el poder computacional era mulo. Ahora con las nuevas tecnologías que involucran sensores avanzados, computadoras de alto poder, sistemas de control avanzado sirven para mejorar y crear nuevas correlaciones lo cual conlleva a mejorar la eficiencia de equipos lo cual ayuda de igual manera al ambiente por el ahorro energético.

#### IV. 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 mostrando 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 disipo 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 estas.

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 estas.

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 placa cilíndrica, 0.985 para placa plana y 0.989 para 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 el gradiente de velocidad formado por su arreglo escalonado.

### 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. (2017). 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*. [Online]. 15(a), 42-52. Disponible: <http://dx.doi.org/10.15665/rp.v15i1.820>
- [2] E. Gutiérrez y S.L. Tolentino. (2005, Sep.). Determinación del coeficiente de convección crítico para la modificación de un sistema de enfriamiento de ánodo. *Universidad, Ciencia y Tecnología*. [Online]. 9(35), 147-150. Disponible: [http://www.scielo.org/ve/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1316-48212005000300005&lng=es&nrm=iso](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. (2016, Sep.). Experimental assessment of convective heat transfer coefficient enhancement of nanofluids prepared from high surface area nanoporous graphene. *International communications in heat and mass transfer*. [Online]. 78, 127-134. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.09.004>
- [4] S. Mendoza, J.C. Romero y E. Niebles. (2011, Sep.). Análisis de falla en evaporadores de placas de aluminio de sistemas de acondicionamiento de aire automotriz. *INGECUC*. [Online]. 7(1), 59-74. Disponible: <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, 2015, pp. 25-402.
- [6] E. Tamayo, Y. Retirado y E. Góngora. (2014). Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas. *La Habana*. [Online]. 17(1), 68-77. Disponible: <http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/20122501036>
- [7] M.G. Rasul, *Heat transfer calculation: industrial heat transfer calculation*. New York, USA: Mcgraw Hill, 2006, pp. 17.
- [8] F.P. Incropera y D.P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Ciudad de México, México: Prentice Hall Hispanoamérica, 1999, pp. 17-20.
- [9] F. Gonzales, “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. Albis, I. Caicedo y P. Peña. (2009, Nov.). Determinación del Coeficiente de Transferencia de Calor a Través de una Aplicación de Computadoras. *La Serena*. [Online]. 21(5), 13-20. Disponible: <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642010000500003>
- [12] J. Gonzales, “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] Ingeniería, Soluciones y Tecnología. (2017). RTD P100. [Online]. Disponible: <http://www.teii.com.mx/RTDPT100.html>
- [14] Pixsys Electronics. (2016). Convertidor RTD y Termopares para cabezal DIN – Rfid (NFC). [Online]. Disponible: [http://evirtual.lasalle.edu.co/info\\_basica/nuevos/guia/GuiaClaseNo.3.pdf](http://evirtual.lasalle.edu.co/info_basica/nuevos/guia/GuiaClaseNo.3.pdf)
- [15] Automatizanos Editorial. (2016). Medición de temperatura con RTD PT100, transmisor 4-20 mA y Arduino. [Online]. Disponible: <http://www.automatizanos.com/articulos/2016/02/09/medicion-de-temperatura-con-rtd-pt100-transmisor-4-20-ma-y-arduino>