



## ANÁLISIS HIDRODINÁMICO DE UN FLUJO TURBULENTO EN UN ESPACIO ANULAR CON ESPIRALES INSERTADAS

### HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF A TURBULENT FLOW IN AN ANNULAR SPACE WITH INSERTED WIRE SPIRAL

J. Imbert-González<sup>1</sup>, O. García-Valladares<sup>2\*</sup> y R. Guillen-Gordin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente, Ave Las Américas s/n. Santiago de Cuba. Cuba

<sup>2</sup>Instituto de Energías Renovables. UNAM, Priv. Xochicalco s/n Col. Centro Temixco, Morelos, México

Recibido 9 de febrero de 2015; Aceptado 22 de diciembre de 2015

#### Resumen

El trabajo evalúa experimentalmente el comportamiento hidrodinámico de un flujo turbulento al circular en un espacio anular donde se incorporan espirales. Para determinar la aparición de la turbulencia en el sistema se empleó la inyección de tinta como técnica de visualización. El análisis permitió identificar las espirales que provocan la aparición de turbulencia a menor flujo (menores números de Reynolds). Se realizaron mediciones de la caída de presión que provocan las espirales para números de Reynolds entre 1500 y 5000, obteniendo ecuaciones de correlación del factor de fricción. Los resultados permiten conocer en qué medida las espirales insertadas inducen la aparición de la turbulencia en un espacio anular, lo que a su vez posibilita el diseño y optimización de intercambiadores de calor.

*Palabras clave:* flujo anular, análisis hidrodinámico, visualización de flujo, muelles insertados, intercambiador tubular concéntrico, correlación del factor de fricción.

#### Abstract

The paper presents an experimental investigation to evaluate the hydrodynamic behaviour of a turbulent flow in annular spaces with spirals inserted. It is used ink injection as visualization technique to determine the occurrence of turbulence in the flow for each spiral inserted. The analysis identifies the spirals that cause the onset of turbulence at lower mass flow rate value (lower Reynolds number). Measurements of pressure drop for Reynolds numbers between 1500 and 5000 were performed, obtaining equations for the friction factor correlation. The results of this study provide insight into the influence of the spiral inserted in the onset of turbulence in annular spaces for a straight annular duct, in order to design and optimise of heat exchangers.

*Keywords:* annular flow, hydrodynamic analysis, flow visualization, inserted wire coils, double concentric-pipe heat exchanger, friction factor correlation.

## 1 Introducción

El diseño adecuado de intercambiadores de calor a partir del empleo de técnicas para incrementar la transferencia de calor, puede conducir a un importante ahorro de recursos; un número significativo de investigadores han desarrollado métodos para incrementar la turbulencia y el intercambio de calor entre los fluidos y las superficies de contacto.

Dentro de las técnicas “pasivas” de incremento de los coeficientes de transferencia de calor, clasificada así por Bergles y *col* (1983), los dispositivos helicoidales o de flujo de remolino, son los que han reportado mayor interés práctico para los fabricantes de intercambiadores de calor. Aún bajo el constante crecimiento de investigaciones de nuevas técnicas

de incremento basadas en la incorporación de nanofluidos, como la desarrollada por Haghghi y *col*.(2013), y las nuevas aplicaciones de las técnicas activas usando materiales electroactivos publicada por Léal y *col*. (2013), son las técnicas pasivas basadas en el incremento de la rugosidad integral y la incorporación de dispositivos helicoidales, no sólo las más atractivas desde el punto de vista económico, sino las de mayores posibilidades de aplicación en la industria.

La obtención de ecuaciones semiempíricas para los coeficientes de transferencia de calor y el factor de fricción por parte del método de Wilson y por la vía del balance térmico empleando las ecuaciones de transferencia de calor, no ha ofrecido diferencias significativas de acuerdo con resultados publicados

\* Autor para la correspondencia. E-mail: ogv@ier.unam.mx  
Tel. 55-56229746

por Flores y col. (2013), lo que permite el empleo de ambos métodos indistintamente.

De acuerdo con investigaciones experimentales en sistemas de flujo en espacios anulares desarrolladas por Murugesan y col. (2009) y Van Zyl y col. (2013), los resultados experimentales para el factor de fricción, no han ofrecido coincidencia en sus soluciones, siendo dependiente de la relación anular (*a*), de las propiedades del fluido y del rango de flujo. El análisis del comportamiento de este factor indica una diferencia notable respecto al considerado en un conducto circular. La tabla 1 muestra algunas correlaciones disponibles para el factor de fricción en flujos anulares.

Kaneda y col. (2003) realizó simulaciones numéricas directas en el flujo anular y propuso su ecuación basada en las tensiones cortantes que se desarrollan al contacto de flujo con la pared del fluido. Jones y Leung (1981) usó un factor de corrección para ánuos lisos que modificaban el número de Reynolds basándose en el diámetro hidráulico. Esta modificación fue usada en el cálculo del factor de fricción para flujo turbulento en los ánuos lisos. Gnielinski (2009), a partir de un amplio conjunto de datos experimentales obtuvo una correlación basada en una correlación modificada para el factor de fricción en sistemas de flujos turbulentos en tubos lisos. La ecuación de Blasius para espacios anulares es incluida en la tabla 1, a modo de comparación.

Resultados de investigaciones experimentales publicadas por Siddique y col. (2010), Hussein y col. (2011) y Fernández y Uhia (2012) y Reza y Gholami (2014), ponen de manifiesto las posibilidades de las espirales como elemento promotor de turbulencia en espacios anulares, ya que permiten modificar la hidrodinámica del flujo en espacios anulares, con un discreto aumento de la caída de presión. Estos estudios, aunque no obtienen ecuaciones de correlación para esta configuración, ponen de relieve las potencialidades de esta técnica de incremento, recomendando estudios posteriores para realizarse.

El empleo de técnicas de visualización de flujos en espacios anulares ha sido empleado por Chen y col. (2015), en el análisis hidrodinámico de sistemas con elementos turbulizadores, mostrando que el régimen de flujo puede ser definido en un flujo anular.

Atendiendo a lo anterior, esta investigación evalúa de manera experimental el comportamiento hidrodinámico de un flujo turbulento en un espacio anular, en el que se incorporan espirales como elementos turbulizadores. El trabajo incluye la determinación de los valores de Reynolds crítico para un flujo anular donde se insertan espirales, hasta la determinación del factor de fricción en régimen turbulento, para obtener ecuaciones de correlación que pueden ayudar al diseño térmico de intercambiadores de calor.

Tabla 1. Correlaciones para el cálculo del factor de fricción para conductos anulares.

Autor	Ecuación	Relación anular ( <i>a</i> )	Número de Reynolds
Kaneda y col. (2003)	$\frac{f}{8} = \left[ 1.61 + \frac{1}{0.436} \ln \left( \frac{Re_{Dh}}{\sqrt{f/8}} \right) - \frac{550}{Re_{Dh} \sqrt{f/8}} \right]^{-2}$	0.0 – 1.0	> 10 <sup>4</sup>
Jones y Leung (1981)	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} Re^* \sqrt{f} - 0.8$ $Re^* = Re_{Dh} \frac{(1+a^2) \ln a (1-a^2)}{(1-a)^2 \ln a}$	0.0 – 1.0	10 <sup>4</sup> -10 <sup>6</sup>
Gnielinski V. (2009)	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.8 \log_{10} Re^* - 1.5$ $Re^* = Re_{Dh} \frac{(1+a^2) \ln a (1-a^2)}{(1-a)^2 \ln a}$	No especificado	No especificado
Blasius H. (1914)	$f = 0.3164 Re_{Dh}^{-0.25}$	No especificado	No especificado

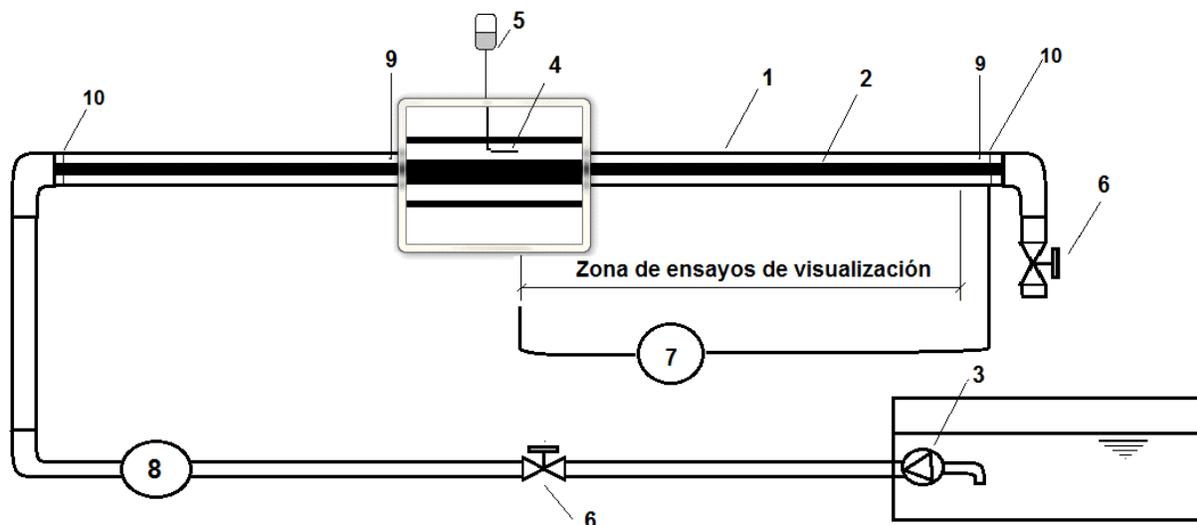


Fig. 1. Esquema de la instalación con los elementos que la componen. (1) Tubo exterior de acrílico. (2) Tubo interior de cobre. (3) Bomba sumergible. (4) Aguja inyectora. (5) Depósito de tinta. (6) Válvulas. (7) Manómetro diferencial. (8) Flujómetro de Coriolis. (9) Termómetros. (10) Elementos de soporte.

## 2 Materiales y métodos

La instalación diseñada y empleada expresamente para este fin permitió desarrollar ensayos de visualización y de caída de presión en el flujo anular. El empleo de la inyección de tinta, como método de visualización, de acuerdo con Ji y col. (2009), complementó el análisis del comportamiento hidrodinámico del sistema de flujo. Por medio de la observación del fluido y de la medición del flujo, se obtuvo el intervalo del número de Reynolds, donde aparecen la difusión y los vórtices característicos de la turbulencia en un sistema de flujo.

El sistema experimental está compuesto por un conducto anular, semejante a un intercambiador de calor de tubo en tubo (doble tubo). La Fig. (1) muestra un esquema de la instalación con los distintos elementos que la componen.

El tubo exterior (1) es de acrílico transparente de 61.6 mm de diámetro interior ( $D_i$ ) dispuesto horizontalmente, en el cual está ubicado de manera concéntrica un tubo de cobre (2) de diámetro exterior ( $d_e$ ) igual a 21.3 mm. El agua, que es empleada como fluido de trabajo, es impulsada por una bomba sumergible (3), siendo el caudal regulado por medio de dos válvulas de aguja (6). Para la determinación de la caída de presión se ubicó un manómetro diferencial de columna invertida (7) entre la entrada y la salida del flujo. El flujo se mide por medio de un flujómetro de Coriolis (8), siendo su temperatura obtenida por termómetros (9) ubicados en la entrada y la salida de

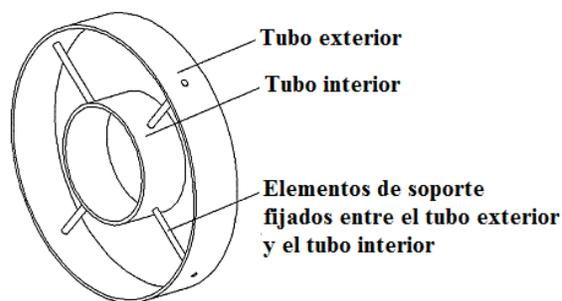


Fig. 2. Representación de los elementos de soporte usados para mantener concéntrico el tubo interno en el ánulo.

la zona de ensayos de visualización.

Para garantizar la ubicación concéntrica del tubo interior y evitar la deformación del espacio anular se ubicaron elementos de soporte (elemento 10 de la Figura 1) como el mostrado en la Fig. (2). Estos elementos ocupan solo el 3.5% del área transversal de flujo en el ánulo.

La visualización se realiza por medio de la inyección de tinta en el seno del flujo por medio de una aguja (4), que se ubica paralela a las líneas de flujo, de manera que ofrece menor resistencia y perturbación en el fluido. La tinta circula desde un depósito elevado (5), en el cual se ha regulado la altura para disminuir las perturbaciones que puede provocar al ingresar a la corriente de flujo.

Para el empleo de la inyección de tinta como método de visualización del flujo se tuvieron en cuenta

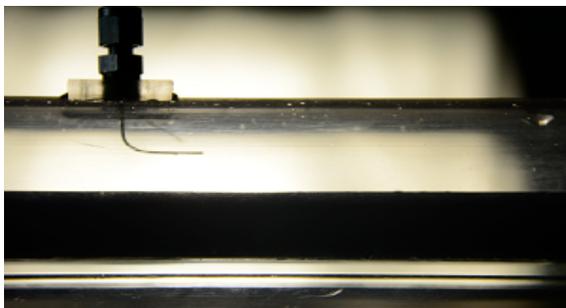


Fig. 3. Detalle de la inyección de tinta en el espacio anular.

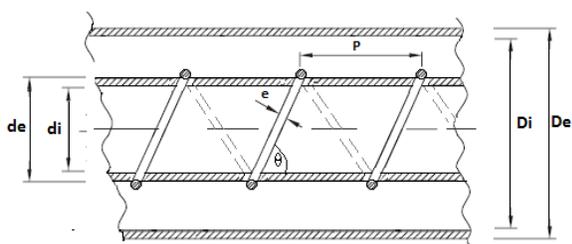


Fig. 4. Espirales helicoidales insertadas en un espacio anular y las geometrías que caracterizan esta inserción.

los aspectos expuestos por Wolfgang M. (1987), que permiten reducir la perturbación en el flujo. Se empleó como inyector una aguja de 0.5 mm de diámetro, que representa una reducción mínima en el área de flujo (0.04%). La densidad de la tinta empleada solo difiere en 0.05% de la densidad del agua a la temperatura de trabajo (27°C). La altura piezométrica del depósito de la tinta, fue determinada por experimentos de ajuste para cada nivel de flujo, regulando la salida mediante una válvula.

La sección de ensayos de visualización se sitúa a una distancia 25 veces el diámetro hidráulico desde la entrada del flujo a la sección anular, para asegurar condiciones de flujo completamente desarrollado. Para la ubicación concéntrica de los tubos se construyeron estructuras de soporte que evitan la flexión del tubo interior. La incorporación de la tinta se realiza en un punto geométrico central entre la pared externa del tubo interior y la pared interna del tubo exterior, ver Fig. (3), donde la velocidad del flujo es cercana a la velocidad máxima para flujos turbulentos y laminares.

Como complemento del empleo de esta técnica, se utiliza una cámara fotográfica de alta velocidad, con el objetivo de realizar la captura de imágenes que sirvan de soporte a los resultados. La geometría de los elementos que caracterizan la inserción de las espirales en el espacio anular se puede observar en la Fig. (4).

La técnica experimental empleada en los ensayos

de visualización se basó en tomar fotografías que corresponden a cada nivel de flujo, al cual se le ha realizado la inyección de tinta. En estos experimentos se establece un incremento paulatino en el flujo anular de agua, hasta determinar el valor del flujo para el que la tinta inyectada en la corriente pierde su estabilidad y paralelismo, comenzando un proceso desordenado de remolinos y difusión de la tinta en el flujo de agua, típico de un régimen turbulento. Los valores obtenidos para el Reynolds crítico para espacios anulares lisos, fueron comparados con los derivados de la incorporación de las espirales en el espacio anular, determinando el “adelanto” de la turbulencia que provocan las espirales insertadas en esta configuración.

En la instalación experimental mostrada en la Fig. (1) se llevaron a cabo ensayos para la determinación de la caída de presión. Estos ensayos se basan en determinar la diferencia de presión entre la entrada y la salida en el flujo que circula en el espacio anular recto. La medición de la caída de presión en el sistema se desarrolló a partir del nivel de flujo que garantiza la presencia de flujo turbulento en el sistema. Se efectuaron mediciones de caída de presión a cinco valores de flujo anular para cada una de las espirales insertadas. Los datos experimentales obtenidos permiten complementar el análisis hidrodinámico del flujo. En estos ensayos experimentales las propiedades físicas del fluido se tomaron a la temperatura media, siendo la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del flujo menor a 0.5°C, por lo que no se considera la influencia de la variación de las propiedades del agua en los resultados de los ensayos experimentales.

### 2.1 Cálculo del factor de fricción

La caída de presión ( $\Delta p$ ) es función de la velocidad del flujo anular ( $V$ ), el diámetro hidráulico ( $D_h$ ), la longitud en la que se determina la medición de la caída de presión del flujo ( $L$ ), y las propiedades físicas del fluido: densidad ( $\rho$ ) y viscosidad dinámica ( $\mu$ ). El factor de fricción de Darcy-Weisbach determinado a partir de los resultados experimentales viene dado por:

$$f = \frac{2D_h \Delta p}{\rho L V^2} \quad (1)$$

El número de Reynolds se evaluó teniendo en cuenta el diámetro hidráulico según la forma:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2)$$

Tabla 2. Geometrías de las espirales ensayadas.

Espiral	Diámetro de hilo, $e$ (mm)	Paso, $P$ (mm)	Ángulo de la espiral, $\theta$ ( $^{\circ}$ )	Relación ( $P/D_h$ )
I	0.5	20.15	64.7	0.5
II	0.5	40.30	46.2	1.0
III	0.5	60.45	27.9	2.0
IV	1.0	20.15	64.7	0.5
V	1.0	40.30	46.2	1.0
VI	1.0	60.45	27.9	2.0
VII	1.5	20.15	64.7	0.5
VIII	1.5	40.30	46.2	1.0
IX	1.5	60.45	27.9	2.0

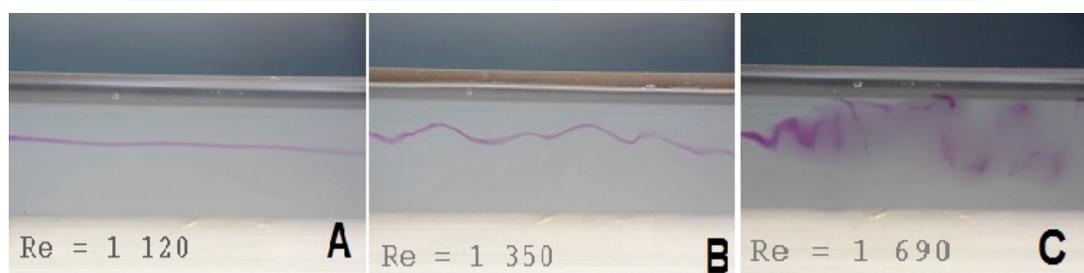


Fig. 5. Fotografías tomadas para identificar la hidrodinámica en espacios anulares rectos y lisos a partir de la inyección de tinta. A - Flujo laminar estable. B - Flujo laminar ondulado con ligeras oscilaciones del flujo. C- Flujo turbulento establecido.

En los ensayos para determinar la pérdida de presión, se obtienen una serie de puntos en forma de factor de fricción de Darcy-Weisbach ( $f$ ), frente al número de Reynolds ( $Re$ ). Estos resultados permitieron desarrollar correlaciones para el coeficiente de fricción en régimen turbulento.

Para seleccionar la geometría de las espirales a insertar se parte de criterios y experiencias anteriormente publicadas. Swanepoelland y Meyer (1997), obtuvieron resultados experimentales que indican un menor incremento relativo de la caída de presión respecto al incremento del coeficiente de transferencia de calor, para espirales de diámetro de hilo ( $e$ ) igual a 0.5 mm, con un paso entre espiras ( $P$ ) de 1.75 veces el diámetro hidráulico ( $D_h$ ). Slanciauskas (2001) a partir de un análisis de resultados experimentales, recomienda para el caso de líquidos, cuyo valor del número de Prandtl se encuentre por encima de 5, se seleccionen elementos con menor altura relativa respecto al espesor de la subcapa laminar viscosa y con el menor paso uniforme ( $P$ ) que pueda ser incluido, indicando

que este incremento es más efectivo en flujos en régimen transitorio, ya que permiten adelantar la turbulencia. Otros experimentos desarrollados por Zhang y col. (2012), generaron resultados similares para pasos de  $2D_h$ , empleando el mismo modelo físico. Tomando en cuenta estos resultados se seleccionaron las geometrías de las espirales que se muestran en la tabla 2.

### 3 Resultados y discusión

La visualización del flujo en ánuos lisos se realiza mediante inyección de tinta, lo que permite establecer cuando el flujo comienza a presentar inestabilidad y cómo se produce la transición a la turbulencia. La Fig. (5) presenta una muestra de las fotografías tomadas de los ensayos realizados en ánuos lisos empleando la técnica de visualización mediante inyección de tinta.

El análisis de los datos experimentales obtenidos por medio de la medición del flujo y la inyección de tinta en el espacio anular liso (a) arrojó los siguientes resultados:

- Número de Reynolds en el intervalo desde 100 hasta 1200. Flujo laminar estable. Las líneas de flujo son perfectamente paralelas en el punto medio del espacio anular. Fig. 5(A).
- Número de Reynolds en el intervalo desde 1200 hasta 1400. Flujo laminar ondulado con ligeras oscilaciones del flujo. A valores de  $Re \approx 1450$  se observa la aparición de la turbulencia. Fig. 5(B).
- Número de Reynolds superiores a 1500. Turbulencia claramente establecida. De la visualización del flujo realizada mediante la inyección de tinta se pudo establecer el punto de transición del Reynolds en el intervalo entre 1400 y 1500. Fig. 5(C).

A partir de la medición del flujo de circulación, y con el apoyo de las técnicas de visualización empleadas, se determinaron los valores del número de Reynolds crítico para cada una de las espirales insertadas. Estos valores se comparan a su vez con los valores obtenidos para espacios anulares lisos.

La visualización del flujo a partir de la inserción de las espirales de diferente geometría en el espacio anular, permitió obtener imágenes que identificaban a los patrones de flujo. El paso entre las espiras fue referido al diámetro hidráulico siendo de  $0.5D_h$ ,  $D_h$  y  $2D_h$  respectivamente. La Fig. (6) ilustra un ejemplo de estas fotografías tomadas para el paso igual al diámetro hidráulico ( $P = D_h$ ) y diámetro de hilo de la espiral ( $e$ ) de 0.5 mm, 1 mm y 1.5 mm.

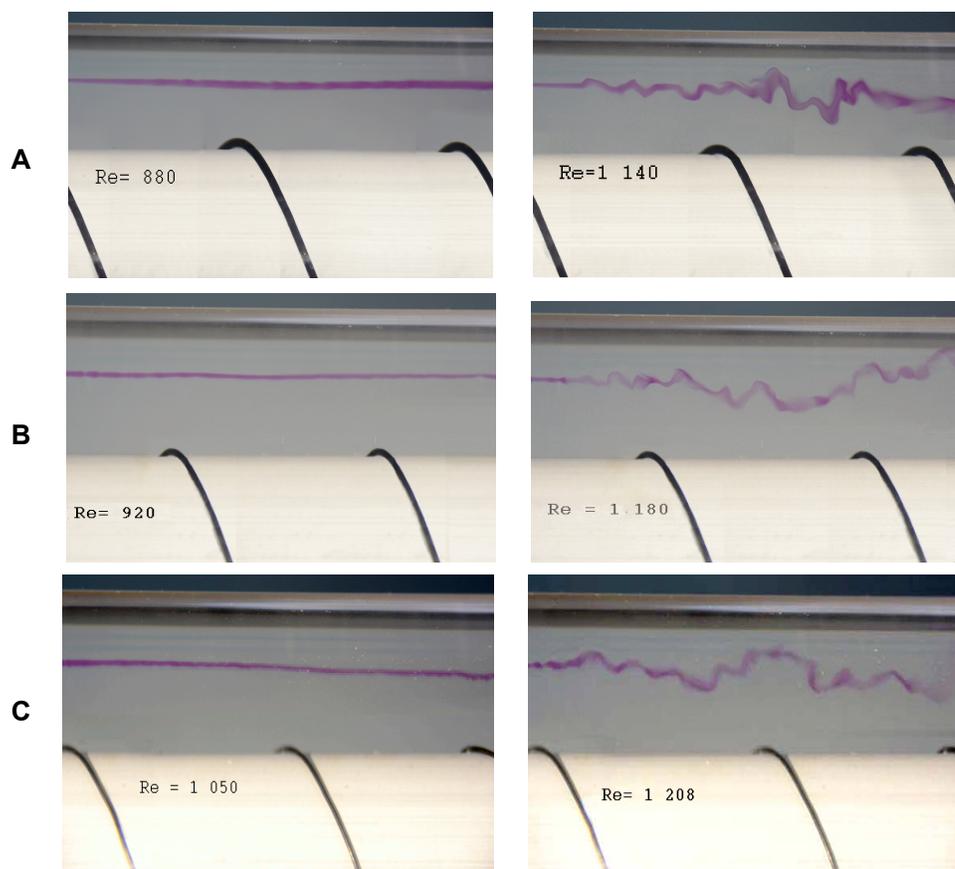


Fig. 6. Fotografías tomadas para identificar el cambio en la hidrodinámica del flujo en espacios anulares rectos con espirales insertadas a partir de la inyección de tinta. A - Espiral ( $e = 1.5$  mm). B - Espiral ( $e = 1.0$  mm). C - Espiral ( $e = 0.5$  mm).

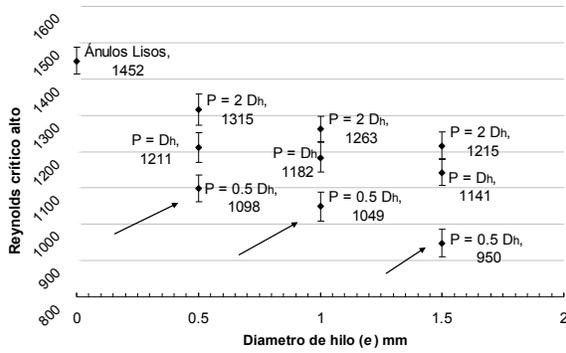


Fig. 7. Valores para el número de Reynolds crítico para las espirales insertadas en el espacio anular.

En la Fig. (7) se muestran los resultados obtenidos para los valores de los números de Reynolds críticos para distintas espirales insertadas en el espacio anular, también aparece reflejado el valor obtenido en ánuos lisos. En las barras de error incorporadas para cada número de Reynolds se aprecia la influencia de la incertidumbre de las mediciones realizadas para la obtención del número de Reynolds.

Se puede observar en la Fig. (7) que al insertar las espirales, existe un adelanto en la aparición de la turbulencia en el espacio anular respecto al flujo en ánuos lisos. Las espirales producen un flujo helicoidal en la periferia superpuesto al flujo axial principal. Como consecuencia se incrementa la velocidad del fluido en la cercanía de la pared del tubo interno con la aparición de fuerzas centrífugas que favorecen el incremento de la fricción. Es posible apreciar que al emplear pasos más cortos ( $P = 0.5D_h$ ), el adelanto de la turbulencia es mayor. Los resultados experimentales muestran que en el intervalo analizado, el paso entre las espirales ( $P$ ) tiene más influencia en la aparición de la turbulencia que el diámetro de hilo de las espirales ( $e$ ).

A partir de los valores experimentales obtenidos para las diferentes espirales insertadas, se obtuvo la siguiente ecuación que permite predecir la aparición del Reynolds crítico:

$$Re_{crítico} = 1097.4 - 4361.7(e/D_h) + 145778.1(P/D_h) \quad (3)$$

La ecuación anterior fue obtenida con un coeficiente de regresión de 90.1%, con una desviación media de 2.49% respecto a los valores experimentales obtenidos.

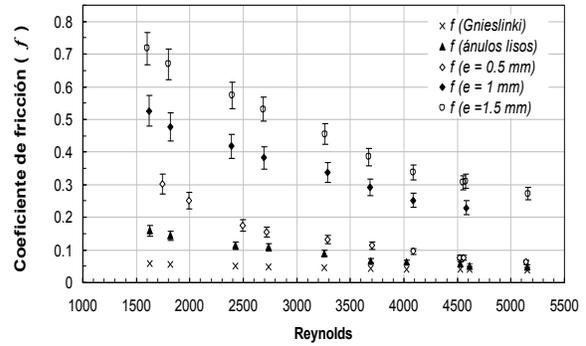


Fig. 8. Factor de fricción para el flujo en ánuos lisos y con la incorporación de las espirales de diámetro de hilo ( $e$ ) de: 0.5 mm, 1 mm y 1.5 mm.

### 3.1 Coeficiente de fricción

Los resultados de visualización indican que la inserción de las espirales de menor paso ( $P=0.5D_h$ ), provocan la aparición de la turbulencia con menores flujos. A partir de identificar la presencia de turbulencia con el incremento de la transferencia de calor, fueron seleccionadas las espirales de menor paso señaladas en la Fig. (7) para determinar el comportamiento del coeficiente de fricción. La caída de presión en el flujo fue obtenida a cinco niveles de flujo en el intervalo del número de Reynolds entre 1500 y 5000.

Los resultados del factor de fricción obtenido a partir de la pérdida de carga, en función del número de Reynolds, se muestran en la Fig. (8) para las variantes geométricas analizadas. En el gráfico se representa además la ecuación de Gnielinski V. (2009), para ánuos lisos en el régimen turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.8 \log_{10} Re'' - 1.5 \quad (4)$$

$$Re'' = Re \frac{(1+a^2)\ln(a) + (1-a^2)}{(1-a^2)\ln(a)} \quad (5)$$

$$a = \left(\frac{d_e}{D_i}\right) \quad (6)$$

La Fig. (8) muestra un comportamiento similar en la tendencia de las curvas respecto a la representada para ánuos lisos, con una disminución del factor de fricción con el incremento del número de Reynolds. Las series de puntos para cada espiral tienen un comportamiento asintótico, típico de un sistema turbulento. La diferencia entre los valores del factor de fricción obtenidos experimentalmente para ánuos lisos y los referidos a la ecuación de Gnielinski, tiene

Tabla 3. Incertidumbre de los instrumentos empleados

Instrumento	Magnitud	Error
Termistor	Temperatura del flujo	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Manómetro Diferencial	Diferencia de presión	$\pm 3.0\%^*$
Flujómetro	Gasto másico	$\pm 0.23\%^*$
Calibre	Longitud	$\pm 0.0001\text{ m}$

\* Porcentaje de la lectura

Tabla 4. Incertidumbre de los parámetros obtenidos

Parámetro	Intervalo de la incertidumbre
Reynolds	3.5 - 8.1%
Coefficiente de fricción	7.4 - 10.1%

Tabla 5. Constantes de las correlaciones particulares para el coeficiente de fricción la según la Ec. (7)

Espiral	<i>m</i>	<i>n</i>	Rango del Reynolds	Coefficiente de Correlación
ánulos lisos	264.7	-0.99	1 500 – 5 000	97.75%
e = 0.5 mm	515.5	-1.03	1 500 – 5 000	97.07%
e = 1 mm	119.7	-0.73	1 500 – 5 000	97.68%
e = 1.5 mm	368.2	-0.84	1 500 – 5 000	96.71%

su causa fundamental en la perturbación provocada por los elementos de soporte destinados a mantener la concentricidad anular. El comportamiento de los valores del factor de fricción permite corroborar que nivel de pérdida de presión depende básicamente del diámetro de hilo (*e*) de la espiral incorporada. En todos los casos se cuenta con el mismo paso entre espirales (*P*), lo que identifica que un menor valor del diámetro de hilo implica menor pérdida de carga. La influencia de (*e*) en el factor de fricción disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds. En la tabla 3 se presenta la incertidumbre de los instrumentos empleados en las mediciones efectuadas.

La incertidumbre de los parámetros determinados se realizó por el método de Kline y McClintock (1953), a través de la propagación de errores. Los valores se muestran en la tabla 4. En la Fig. (8) se representa la incertidumbre para el coeficiente de fricción con barras verticales en cada punto.

A partir de los valores del factor de fricción observado en la Fig. (8), se obtuvieron ecuaciones de regresión con un modelo no lineal similar al de Blasius

para cada espiral:

$$f = mRe^n \tag{7}$$

En la tabla 5 se muestran los coeficientes *m* y *n*, obtenidos mediante el procedimiento de ajuste. Los coeficientes de regresión obtenidos indican que los modelos ajustados, tienen un ajuste superior a 96% respecto a los valores experimentales.

Por medio de un análisis dimensional y aplicando el teorema de Buckingham (1914), se obtuvo que la relación (*e/D<sub>h</sub>*), constituye una variable representativa en el incremento de la caída de presión, al incorporar las espirales en el espacio anular. Las espirales ensayadas son geoméricamente semejantes, por lo que es posible obtener una única ecuación general para correlacionar los resultados experimentales de las espirales ensayadas. Esta correlación es válida para cualquier espiral dentro del intervalo evaluado en este estudio.

Válida para:  $1500 < Re < 5000$ ,  $5 < Pr < 8$  y para espiras donde  $P = 0.5D_h$  y  $0.5\text{ mm} < e < 1.5\text{ mm}$ .

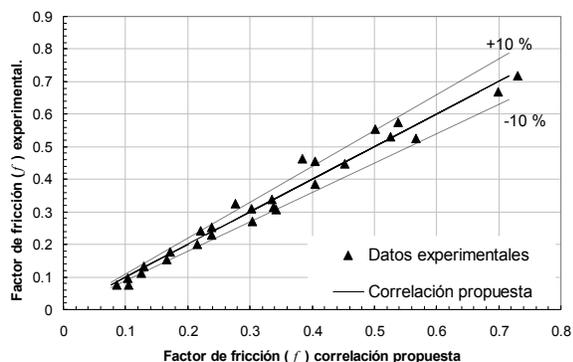


Fig. 9. Comparación entre el coeficiente de fricción obtenido experimentalmente y el predicho por la Ec. (8) propuesta.

$$f = 12130.0Re^{-0.85} \left( \frac{e}{D_h} \right)^{1.023} \quad (8)$$

La Ec. (8) se propone para predecir el factor de fricción de sistemas de flujo basados en modelos físicos similares al estudiado en la presente investigación. Un análisis estadístico de los datos experimentales, revela que el coeficiente de regresión es de un 97.15%.

En la literatura existente sobre el empleo de espirales como turbulizador, los autores no brindan correlaciones de pérdida de presión, y únicamente refieren sus resultados experimentales. Este hecho fue señalado por García y col. (2012) y Çakmak y col. (2012), quienes además constataron que existían discrepancias significativas entre las distintas fuentes disponibles. Como posibles causas de estas diferencias se señalan a las vibraciones en las espirales producidas durante la experimentación, y la holgura que queda entre la pared del tubo y las espirales enrolladas alrededor del tubo interno.

En la Fig. (9), se muestran los puntos del coeficiente de fricción obtenidos experimentalmente respecto a los valores de la correlación general propuesta. Se puede observar que la correlación propuesta en la Ec. (8), ajusta a los valores experimentales dentro del 10% de su desviación, representada con líneas discontinuas.

## Conclusiones

Los ensayos desarrollados permitieron apreciar diferencias significativas en la determinación del Reynolds crítico en espacios anulares con la inserción de espirales en un sistema anular ( $d_e/D_i = 0.34$ ),

en dependencia de la geometría de las espirales insertadas respecto a los considerados para espacios anulares lisos. Se obtuvo una ecuación para predecir la aparición del Reynolds crítico en ánuos con espirales insertadas con una desviación media de 2.49% respecto a los valores experimentales, válida para  $(e/D_h)$  entre 0.012 y 0.037 y  $(P/D_h)$  en el rango entre 0.5 y 2.0.

La caída de presión determinada en sistema de flujo anular presentó un incremento al insertar espirales alrededor de la pared exterior del tubo interior. Estos incrementos dependen de la relación diámetro de hilo de la espira insertada respecto al diámetro hidráulico  $(e/D_h)$ . La influencia de esta variable decrece rápidamente a medida que se incrementa el número de Reynolds. La ecuación obtenida para el cálculo del factor de fricción de un flujo circulando en un espacio anular recto, con espirales insertadas alrededor de la pared exterior del tubo interior es válida para espirales donde se cumpla que la relación entre el diámetro de hilo de la espiral insertada y el diámetro hidráulico del sistema de flujo  $(e/D_h)$  se ubique entre 0.01241 y 0.0372, con un paso entre espiras de  $0.5 D_h$  y números de Reynolds entre 1500 y 5000 y números de Prandtl entre 5 y 8.

## Agradecimientos

Se agradece el apoyo brindado por la Unidad de Educación Continua y por la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables (IER-UNAM) para la realización de esta investigación y el especial al Dr. Jorge I. Hernández y el Mtro. Emilio Arenas.

## Nomenclatura

$a$	relación anular ( $d_e/D_i$ ), adim
$d_e$	diámetro exterior del tubo interior, m
$d_i$	diámetro interior del tubo interior, m
$D_e$	diámetro exterior del tubo exterior, m
$D_i$	diámetro interior del tubo exterior, m
$D_h$	diámetro hidráulico, m
$e$	diámetro del espiral de sección circular, m
$f$	factor de fricción de Fanning, adim
$L$	longitud para la medición de la caída de presión, m
$m$	constante determinada con criterio de procesamiento de los resultados.
$n$	constante determinada con criterio de procesamiento de los resultados.
$P$	paso, distancia para producir un giro de $360^\circ$ en la espiral, m

$Pr$  número de Prandtl, adim  
 $Re$  número de Reynolds, adim  
 $V$  velocidad del flujo,  $m\ s^{-1}$   
**Símbolos griegos**  
 $\mu$  viscosidad dinámica, Pa-s  
 $\theta$  ángulo de la espiral, °  
 $\rho$  densidad,  $kg\ m^{-3}$   
 $\Delta p$  caída de presión, Pa

## Referencias

- Bergles, A.E., Nirmalan, V., Junkhan, G.H. y Webb, R.L. (1983). *Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer-II*. Bibliographic Report, Iowa State University, USA.
- Buckingham, E. (1914). On physically similar systems. Illustrations of the use of dimensional equations. *Physical Review* 4, 345-376.
- Çakmak, G., Lütfi Yücel H., Argunhan, Z. y Cengiz, Y. (2012). Experimental investigation of Thermal Performance in a Concentric-Tube Heat Exchanger with Wavy Inner Pipe. *International Journal of Thermophysics* 33, 1055-1067.
- Chen, B., Hob, K., Qina, F.G, Jianga, R., Abakrb, Y.A., Chanb, A. (2015). Validation and visualization of decaying vortex flow in an annulus. *Energy Procedia* 75, 3098-3104.
- Fernandez, J., Uhia, F. J. (2012). Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for outer ammonia condensation. *International Journal of Refrigeration* 35, 2022-2032.
- Flores, O., Velázquez, V., Meza, M., Horacio, H., Juárez, D., Hernández, J. A. (2013). Estimación del coeficiente de transferencia de calor global a bajas presiones en un condensador helicoidal integrado a un transformador térmico. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 12, 303-313.
- García, A., Solano, J.P., Vicente, P.G., Viedma, A. (2012). The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering* 35, 1359-4311.
- Gnielinski, V. (2009). Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts. *Heat Transfer Engineering* 30, 431-436.
- Haghighi, E. B., Saleemi, M., Nikkam, N., Anwar, Z., Lumbreras, I., Behi, M., Mirmohammadi, S. A., Poth, H., Khodabandeh R., Toprak M. S. y Muhammedb M., Palm B. (2013). Cooling performance of nanofluids in a small diameter tube. *Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics, and Fluid Mechanics* 49, 114-122.
- Hussein, T., Salman Y.K., Hakim, S., Sultan A., Kazi S.N. (2011). An experimental study of heat transfer to turbulent separation fluid flow in an annular passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54, 766-773.
- Ji, T., Liebenberg L. y Meyer J.P. (2009). Heat transfer enhancement during condensation in smooth tubes with helical wire inserts. *Heat Transfer Engineering* 30-5, 337-352.
- Jones, O.C., Leung, J.C.M. (1981). An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Smooth Concentric Annuli. *Journal of Fluids Engineering* 103, 615-623.
- Kaneda, M., Yu B., Ozoe, H. y Churchill, S. W. (2003). The characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 5045-5057.
- Kline, S.J., McClintock, F. A. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering* 75, 2-8.
- Léal, L., Miscevic M., Lavieille P., Amokrane M., Pigache F., Topin F., Nogarède, B., y Tadríst, L. (2013). An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives: Focus on active methods using electroactive materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 61, 505-524.
- Murugesan, P. Mayilsamy, K. Suresh, S. y Srinivasan P.S.S. (2009). Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics Of Turbulent Flow In A Tube Fitted With Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert. *International Journal of Academic Research* 1.1, 255-265.
- Reza, M., Gholami, H. (2014). Effect of inserting coiled wires on pressure drop of R-404A condensation. *International Journal of Refrigeration* 40, 24-30.

- Siddique, M., Khaled, A.R., A., Abdulhafiz, N.I. y A. Boukhary Y. (2010). Recent Advances in Heat Transfer Enhancements: A Review Report. *International Journal of Chemical Engineering* 1, 1- 28.
- Swanepoelland, W. y Meyer, J.P. (1997). Research Note: Preliminary investigation of heat transfer augmentation by means of spiral wires in the annulus of tube-in-tube heat exchangers. *R & D Journal* 13-3, 98-100.
- Slanciauskas, A. (2001). Two friendly rules for the turbulent heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 2155-2161.
- Van Zyl, W. R., Dirker, J., y Meyer, J.P. (2013). Single-Phase Convective Heat Transfer and Pressure Drop Coefficients in Concentric Annuli. *Heat Transfer Engineering* 34, 112-1123.
- Wolfgang, M. (1987). *Flow Visualization*. Academic Press (London) LTD. England.
- Zhang, L., Hongmei, Guo H., Jianhua, Wu, J., Du, W. (2012). Compound heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger by helical fins and vortex generators. *Heat and Mass Transfer* 48, 1113-1124.