

# MEJORA DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR MEDIANTE TUBOS DEFORMADOS MECÁNICAMENTE

Pedro G. Vicente Quiles (1), Alberto García Pinar (2), Antonio Viedma Robles (3)

(1) *Universidad Miguel Hernández, Avda. del Ferrocarril s/n, 03202, Elche.*

*Teléfono: 966658561, Fax: 966658928*

*e-mail [pedro.vicente@umh.es](mailto:pedro.vicente@umh.es)*

(2) y (3) *Universidad Politécnica de Cartagena, c/ Doctor Fleming s/n, 30202, Cartagena.*

*Teléfono: 968325983, Fax: 968325999*

*e-mail [alberto.garcia@upct.es](mailto:alberto.garcia@upct.es)*

## RESUMEN

El trabajo muestra un estudio experimental de la transmisión de calor y la pérdida de presión en tubos deformados mecánicamente de dos tipos: tubos corrugados en espiral y tubos con abolladuras en espiral. Se ha realizado un estudio en dos familias de tubos estableciéndose la influencia de la rugosidad en la mejora de la transmisión de calor. El objetivo final es obtener la geometría más óptima en función de las condiciones de flujo, es decir, la geometría donde el aumento de la transferencia de calor compense al máximo las pérdidas de presión.

KEYWORDS: Transferencia de calor, intercambiadores de calor, mejora de la transferencia de calor.

## 1. Introducción

El presente trabajo se enmarca dentro del campo de la denominada *transferencia de calor mejorada* (heat transfer enhancement), que abarca el estudio de las distintas soluciones tecnológicas alternativas al empleo de superficies lisas denominadas *técnicas de mejora*.

Se puede definir técnica de mejora a cualquier sistema activo o pasivo instalado en un intercambiador de calor con la finalidad de producir una mejora de la transferencia térmica. Bergles *et al.* (1983) y Webb (1994) coinciden en clasificar las técnicas de mejora en activas y pasivas según requieran o no potencia externa. Las técnicas pasivas aumentan la transferencia de calor mediante:

- El aumento del área de intercambio de calor (Ej. aleteados internos o externos).
- El aumento del coeficiente de transmisión de calor (Ej. superficies rugosas o dispositivos insertados en el flujo).
- Una combinación de ambas (Ej. aleteados con deformaciones).

Las técnicas de mejora se pueden clasificar en función de los costes de fabricación, determinándose así las aplicaciones donde es factible su utilización:

- Alto coste de fabricación. Se trata de aplicaciones sofisticadas y exigentes donde los costes de fabricación pasan a un segundo plano.
- Bajo coste de fabricación. Técnicas válidas para aplicaciones industriales de intercambiadores de calor de cientos de tubos de varios metros de longitud, donde el coste de los tubos influye significativamente en el coste total.

Aplicaciones industriales típicas se encuentran en intercambiadores para la industria química, alimentaria, intercambiadores para plantas de producción de energía, sistemas de

climatización, refrigeración de motores terrestres y marinos, etc. Las técnicas de mejora industrialmente viables son:

- Superficies rugosas.
- Dispositivos insertados.

El presente trabajo se centra en el estudio de tubos con rugosidad artificial fabricados por deformación en frío de la superficie exterior, lo que produce una rugosidad en la superficie interior de tubo. Este tipo de técnicas de mejora presenta las siguientes ventajas:

- Incremento importante de la transferencia de calor.
- No hay variación de material.
- Fabricación fácil y económica.

Se ha estudiado una familia de diez tubos deformados mediante corrugación en espiral (tubos corrugados) y una familia de diez tubos deformados mediante abolladuras en espiral (tubos 'dimpled'). La figura 1 muestra un croquis del proceso de fabricación y una fotografía de cuatro de los tubos estudiados.

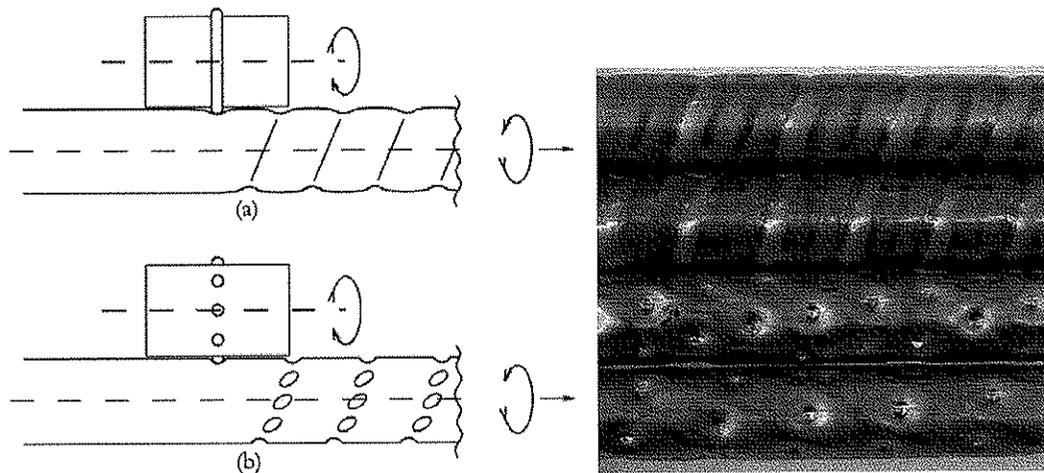


Figura 1. Geometría de los tubos estudiados.

## 2. Análisis Bibliográfico

En esta sección se realiza una revisión bibliográfica para analizar el estado del arte de los dos tipos de rugosidad artificial comercialmente viables: corrugación en espiral y corrugación mediante abolladuras en espiral.

La geometría de la rugosidad se determina mediante los parámetros geométricos mostrados en la figura 2.

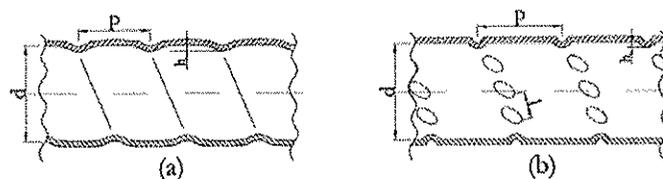


Figura 2. Parámetros geométricos que caracterizan la geometría de la rugosidad artificial de los tubos: a) corrugados y b) con abolladuras en espiral.

La rugosidad de los tubos se caracteriza de forma adimensional mediante:

- Tubos corrugados en espiral: Paso adimensional  $p/d$  y profundidad de huella adimensional  $h/d$ . Adicionalmente se emplea el denominado índice de severidad definido por  $\Phi = h^2/p d$ .
- Tubos deformados mediante abolladuras en espiral: Paso de hélice adimensional  $p/d$ , distancia entre abolladuras adimensional  $l/d$ , y profundidad de abolladuras adimensional  $h/d$ . Adicionalmente se emplea la densidad de abolladuras definido por  $d^2/p l$ .

La figura 3 muestra los rangos geométricos estudiados en distintos trabajos y su comparación con el estudio realizado en el siguiente trabajo.

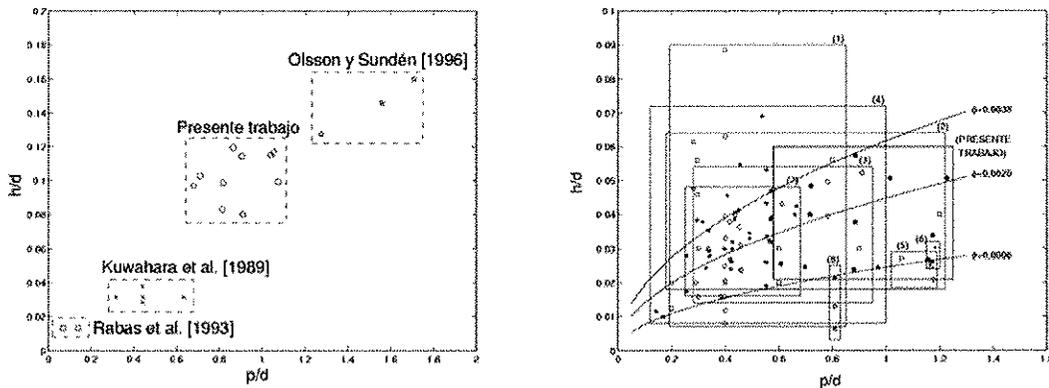


Figura 3. Rangos geométricos estudiados en distintas publicaciones. Izquierda: tubos deformados mediante abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral.

En cuanto a los tubos deformados mediante abolladuras en espiral, destaca la escasez de trabajos publicados: Kuwahara *et al.* (1989), Rabas *et al.* (1993), Olsson y Sundén (1996). Además, en los ensayos experimentales de transmisión de calor se ha empleado únicamente el agua como fluido de ensayo y por tanto se obtienen rangos de números de Reynolds y Prandtl reducido. Existen lagunas de información sobre la influencia de la rugosidad en la transición, el comportamiento en flujo laminar, transición y turbulento a bajos números de Reynolds así como de la influencia del número de Prandtl en la transmisión de calor.

La figura 3 (izquierda) muestra cómo en el caso de tubos corrugados en espiral existe una gran cantidad de trabajos experimentales publicados: Mehta y Raja Rao (1979), Gupta y Raja Rao (1979), Whithers (1980a), Li *et al.* (1982), Ganeshan y Raja Rao (1982), Sethumadhavan y Raja Rao (1986), Zimparov *et al.* (1991) y Ravigururajan y Bergles (1995). Sin embargo, la mayoría de trabajos se realizan empleando únicamente agua como fluido de ensayo y por tanto las correlaciones propuestas son únicamente válidas en un reducido rango de números de Reynolds y Prandtl.

Existen lagunas de información sobre la influencia de la rugosidad en la transición, el comportamiento en flujo laminar, transición y turbulento a bajos números de Reynolds así como la influencia del número de Prandtl en la transmisión de calor. Además, los datos proporcionados por las correlaciones propuestas en los distintos trabajos experimentales, presentan una fuerte dispersión difícilmente justificable, (Rabas *et al.* (1988) y Ravigururajan (1996)).

### 3. Proceso experimental

Se ha desarrollado una instalación experimental para la realización de pruebas de transferencia de calor bajo condiciones de flujo de calor constante ( $q'' = \text{cte}$ ) y de pérdida de presión en condiciones isotermas.

La figura 4 muestra un esquema del circuito de instalación. Se trata de dos circuitos cerrados: un circuito principal donde se encuentra la sección de ensayo y por tanto los sensores e instrumentos de medida y un circuito secundario con el que se mantiene constante la temperatura del depósito en un valor de consigna dado.

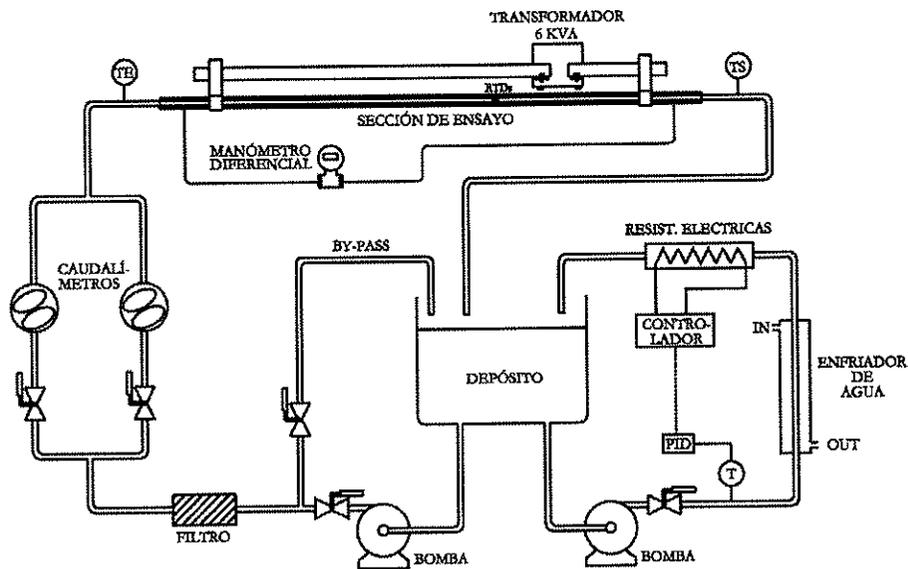


Figura 4. Esquema de la instalación experimental.

Los ensayos de transmisión de calor consisten en calentar el tubo de ensayo por efecto Joule aplicando una corriente eléctrica. Mediante un transformador de tensión se aplica una diferencia de potencial en el tubo de ensayo produciéndose una corriente alterna que circula por la propia pared del tubo. Aislando adecuadamente la pared exterior, se hace que todo el calor generado pase desde la pared interior del tubo al fluido, obteniéndose así una condición de contorno de flujo de calor constante. La distancia entre los electrodos define la sección de ensayo para las pruebas de transmisión de calor y puede ser modificado en función del tipo de ensayo que se pretenda realizar.

Se mide la temperatura del fluido a la entrada y a la salida de la sección de ensayo,  $t_e$  y  $t_s$  mediante RTD's de inmersión. La temperatura de la pared exterior del tubo  $t_{pe}$  se mide en 1 o 2 localizaciones axiales mediante 12 RTD's situadas a  $30^\circ$ . La energía de aporte se determina midiendo la tensión e intensidad de la corriente eléctrica, suponiendo que el tubo se comporta como una resistencia pura. La tensión se regula mediante un autotransformador y puede regularse entre 0 y 15 V. La intensidad máxima es de 6 A y la potencia máxima de 6 kW.

A partir de los datos obtenidos en los ensayos de transmisión de calor se calcula el número de Nusselt local en la sección donde se mide la temperatura de la pared. Las pruebas de transmisión de calor se realizan a Prandtl constante fijando la temperatura media del fluido

en la sección donde se sitúa el punto de medida,  $t_m(x)$ . Para ello el circuito secundario regula mediante un controlador PID la temperatura del depósito a un valor de consigna dado.

Para los ensayos de fricción, se utiliza un manómetro de presión diferencial conectado mediante dos tubos de silicona al tubo de ensayo perforado con sendos orificios de 2 mm de diámetro. La distancia entre estos dos orificios define la sección de ensayo en las pruebas de fricción, y para el presente estudio se fijó en  $l_p = 5,2$  m.

### 3.1 Tubos ensayados

Los tubos ensayados se fabrican a partir de tubos lisos de acero inoxidable 316L de 18 mm de diámetro interior y 1 mm de espesor. Cada familia está formada por 10 tubos de rugosidades distintas donde se ha variado tanto la profundidad de la huella  $h/d$  como el paso de la espira  $p/d$ . El rango de la geometría de la rugosidad artificial ha sido lo mayor posible, llevando al máximo las posibilidades de la maquina de corrugación.

La tabla 1 muestra la geometría de las rugosidades artificiales de los tubos ensayados. El rango geométrico estudiado puede compararse con el analizado en otros trabajos en la figura 2.

Tabla 1: Geometría de las rugosidades artificiales estudiadas. Izquierda: tubos con abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral

Tubo	$h/d$	$p/d$	$d^2/p l$	Tubo	$h/d$	$p/d$	$\Phi$
nº	(-)	(-)	(-)	nº	(-)	(-)	(-)
1	0,0831	0,813	2,225	1	0,0572	0,886	3,694
2	0,0988	0,819	2,175	2	0,0372	0,886	1,563
3	0,1194	0,863	2,085	3	0,0239	0,881	0,648
4	0,08	0,913	1,975	4	0,0267	0,608	1,17
5	0,1144	0,906	1,964	5	0,0372	0,717	1,932
6	0,0994	1,075	1,652	6	0,0483	0,721	3,239
7	0,115	1,038	1,7	7	0,0506	1,015	2,519
8	0,1169	1,05	1,709	8	0,0333	1,174	0,946
9	0,0969	0,681	2,646	9	0,0511	1,229	2,126
10	0,1025	0,713	2,575	10	0,0267	1,158	0,614

## 4. Resultados experimentales

Se ha estudiado el comportamiento termohidráulico de dos familias de tubos mejorados mediante deformación mecánica: tubos deformados mediante abolladuras en espiral y tubos corrugados en espiral.

Se han realizado ensayos de fricción y transmisión de calor para los 10 tubos de cada familia en rangos amplios de flujo laminar y turbulento.

### 4.1 Resultados del factor de fricción

Los resultados de los ensayos de pérdida de presión se muestran de forma adimensional mediante el factor de fricción de Fanning  $f$  frente al número de Reynolds  $Re$ . La figura 5 muestra los resultados para las dos familias de tubos con rugosidad artificial.

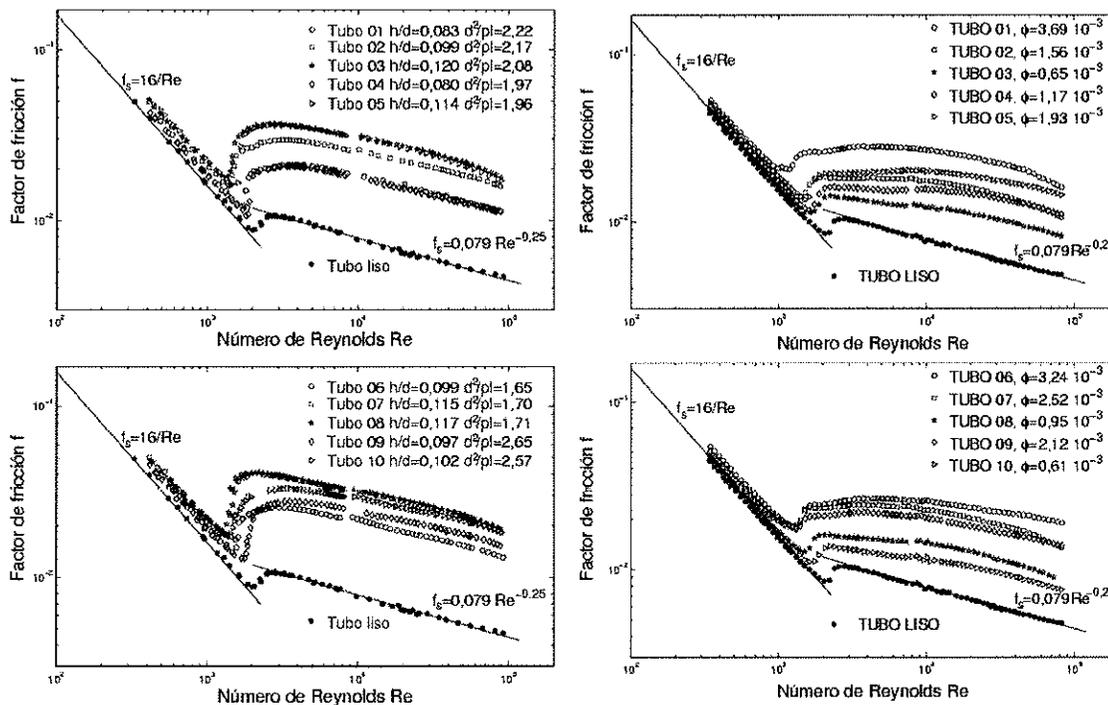


Figura 5. Resultados de los ensayos de pérdida de presión. Factor de fricción de Fanning frente al número de Reynolds. Izquierda: tubos deformados mediante abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral.

Mediante estos resultados experimentales ha sido posible proponer correlaciones del factor de fricción para régimen laminar y turbulento así como proponer una correlación para estimar el punto de transición ( $Re_{crit}$ ). A continuación se muestran las correlaciones desarrolladas así como su nivel de incertidumbre.

#### Punto de Transición

$$Re_{crit} = 2100 [1 + 7,9 \times 10^7 (h/d)^{6,54}]^{-0,1}$$

Válida para:

$$h/d = 0,08 - 0,12 \text{ y } d^2/p \approx 1,6 - 2,7.$$

#### Factor de fricción de Fanning. Reg. Laminar

$$f_a = 41,9 (h/d)^{0,44} Re^{-0,96}$$

$$h/d = 0,08 - 0,12 \text{ y } d^2/p \approx 1,6 - 2,7.$$

• Precisión del 5% para  $Re < Re_{crit}$ .

#### Factor de fricción de Fanning. Reg. Turbulento

$$f_a = 5,52 (h/d)^{1,67} (d^2/p)^{0,26} Re^{-0,19}$$

$$h/d = 0,08 - 0,12 \text{ y } d^2/p \approx 1,6 - 2,7.$$

•  $Re > Re_{crit}$ .

• Precisión del 10% para  $Re$  entre 4000 y 40000.

• Para  $Re$  entre  $Re_{crit}$  y 4000, emplear valor a  $Re = 4000$ .

• Para  $Re > 40000$ , errores por mayoración de hasta el +20%.

#### Punto de Transición

$$Re_{crit} = 2100 [1 + 1,18 \times 10^7 (h/d)^{3,81}]^{-0,1}$$

Válida para:

$$h/d = 0,026 - 0,058 \text{ y } p/d = 0,61 - 1,18.$$

#### Factor de fricción de Fanning. Reg. Laminar

$$f_a = 29,9 (\phi)^{0,11} Re^{-0,97}$$

$$h/d = 0,026 - 0,058, p/d = 0,61 - 1,18, \phi = 0,6 \times 10^{-3} - 3,7 \times 10^{-3}.$$

• Precisión del 5% para  $Re < Re_{crit}$ .

#### Factor de fricción de Fanning. Reg. Turbulento

$$f_a = 1,53 (\phi)^{0,40} Re^{-0,16}$$

$$h/d = 0,026 - 0,058, p/d = 0,61 - 1,18, \phi = 1 - 3,7 \times 10^{-3}.$$

•  $Re > Re_{crit}$ . Ecuación ( ) para  $Re_{crit}$ .

• Precisión del 7,5% para  $Re$  entre 8000 y 60000.

• Para  $Re$  entre  $Re_{crit}$  y 8000, tomar valor a  $Re = 8000$ .

• Para  $Re > 60000$ , desviaciones por mayoración de hasta el +16%.

Figura 6. Correlaciones de factor de fricción. Izquierda: tubos deformados mediante abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral.

#### 4.1 Resultados del número de Nusselt

Los ensayos de transmisión de calor se realizaron en régimen laminar y en régimen turbulento empleando la condición de contorno de flujo de calor uniforme. Las características de la transmisión de calor de cada tubo deformado son básicamente similares a las del tubo liso: en régimen laminar  $Nu = Nu(x^*, Ra)$  mientras que en régimen turbulento  $Nu = Nu(Re, Pr)$ .

La figura 7 muestra un ejemplo de las series de datos realizados en uno de los tubos ensayados.

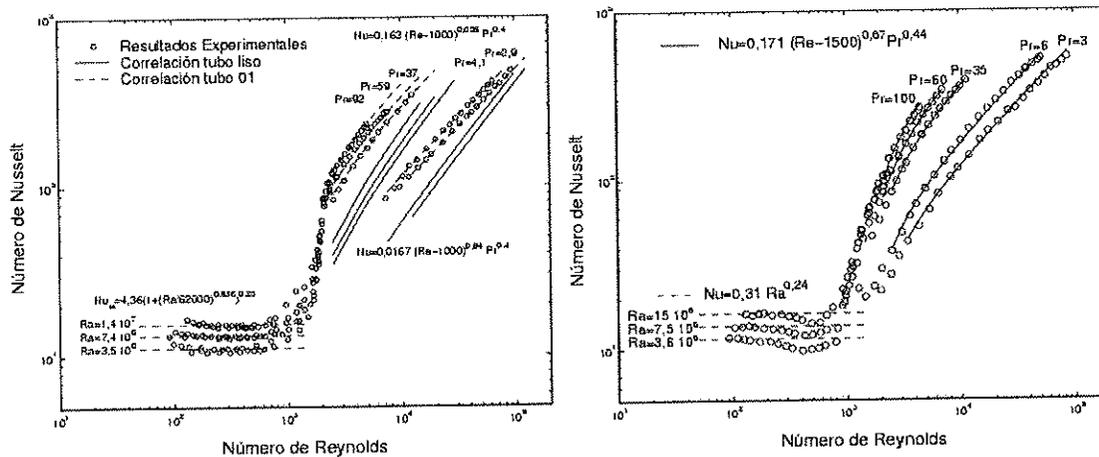


Figura 7. Ejemplo de los resultados de los ensayos de transmisión de calor. Número de Nusselt frente al número de Reynolds. Izquierda: tubo deformado mediante abolladuras en espiral número 03. Derecha: tubo corrugado en espiral número 03.

#### Número de Nusselt. Régimen Laminar

$$\overline{Nu}_x = \left( \overline{Nu}_{cf}^{10} + \overline{Nu}_{\infty}^{10} \right)^{0.1}$$

Siendo:

- $\overline{Nu}_{cf}$ , Nusselt en la región de entrada.
- $\overline{Nu}_{\infty}$ , Nusselt de flujo plenamente desarrollado.

Válida para:

- $h/d = 0,08 - 0,12$  y  $d^2/pl = 1,6 - 2,7$ .
- $Re < Re_{crit}$  y  $Ra < 10^8$ .

*Nu para la región de entrada y flujo desarrollado*

$$\overline{Nu}_{cf} = 1,22 (x^*)^{-1/3}$$

- Precisión del 6% para  $Re < Re_{crit}$ .

$$\overline{Nu}_{\infty} = 4,36 [1 + Ra/67000]^{0.24}$$

- Precisión del 8,5% para  $Re < Re_{crit}$  y  $Ra < 10^8$ .

#### Número de Nusselt. Régimen Turbulento

$$Nu_a = 1,07 (h/d)^{0,69} (d^2/pl)^{0,12} (Re - 1000)^{0,63} Pr^{0,4}$$

- $h/d = 0,08 - 0,12$  y  $d^2/pl = 1,6 - 2,7$ .
- $Re > Re_{crit}$  y  $Pr$  entre 2 y 100.
- Precisión del 9%.

#### Número de Nusselt. Régimen Laminar

$$\overline{Nu}_x = \left( \overline{Nu}_{cf}^{10} + \overline{Nu}_{\infty}^{10} \right)^{0.1}$$

Siendo:

- $\overline{Nu}_{cf}$ , Nusselt en la región de entrada.
- $\overline{Nu}_{\infty}$ , Nusselt de flujo plenamente desarrollado.

Válida para:

- $h/d = 0,026 - 0,058$ ,  $p/d = 0,61 - 1,18$ ,  $\phi = 0,6 - 3,7 \times 10^{-3}$ .
- $Re < Re_{crit}$  y  $Ra < 10^8$ .

*Nu para la región de entrada y flujo desarrollado*

$$\overline{Nu}_{cf} = 1,18 (x^*)^{-1/3}$$

- Precisión del 6% para  $Re < Re_{crit}$ .

$$\overline{Nu}_{\infty} = 4,36 [1 + (Ra/70000)]^{0.24}$$

- Precisión del 8,5% para  $Re < Re_{crit}$  y  $Ra < 10^8$ .

#### Número de Nusselt. Régimen Turbulento

$$Nu_a = 0,374 (\phi)^{0,25} (Re - 1500)^{0,74} Pr^{0,44}$$

- $h/d = 0,026 - 0,058$ ,  $p/d = 0,61 - 1,18$ ,  $\phi = 0,6 - 3,7 \times 10^{-3}$ .
- $Re$  entre  $Re_{crit}$  y 90000 y  $Pr$  entre 2 y 100.
- Precisión del 15% para todo el rango de  $Re$  y  $Pr$ .

Figura 8. Correlaciones del número de Nusselt. Izquierda: tubos deformados mediante abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral.

profundas son las abolladuras (mayor  $h/d$ ), mejor comportamiento. Se pueden obtener incrementos de la transmisión del calor del 20 al 110% si los tubos lisos son sustituidos por tubos deformados mediante abolladuras, siguiendo el criterio de mejora R3. En el diseño de un intercambiador tubular, el área total puede ser reducida al 35% si se emplean tubos con abolladuras en lugar de tubos lisos (criterio R5).

En cuanto a los tubos corrugados, los criterios de evaluación de la mejora, permiten afirmar que para bajos números de Reynolds ( $Re < 10.000$ ) resultan de interés los tubos de mayor rugosidad ( $\Phi > 3 \times 10^{-3}$ ). Siguiendo las restricciones del criterio R3, se han obtenido aumentos de transmisión de calor del 100% ( $R3 = 2$ ) a  $Pr = 60$  y del 50% ( $R3 = 1,5$ ) a  $Pr = 6$ . Si el objetivo pretendido es el de reducir el área de intercambio necesaria, siguiendo las restricciones del criterio R5, se obtienen reducciones de área del 60-70% ( $R5 = 0,3 - 0,4$ ), mientras que para bajos números de Prandtl la reducción de área conseguida puede llegar a ser del 50%. Para números de Reynolds intermedios ( $Re = 10.000 - 40.000$ ) resulta más conveniente emplear tubos de rugosidades moderadas ( $\Phi \approx 2 \times 10^{-3}$ ). Siguiendo las restricciones del criterio R3, se obtienen aumentos de transmisión de calor del 50% ( $R3 = 1,5$ ) para  $Re = 20.000$  y  $Pr = 6$ . Si lo que se desea es reducir el área de intercambio necesaria para estas mismas condiciones de flujo, el área requerida sería un 60% de la que resultaría necesaria en el caso de emplear tubos lisos.

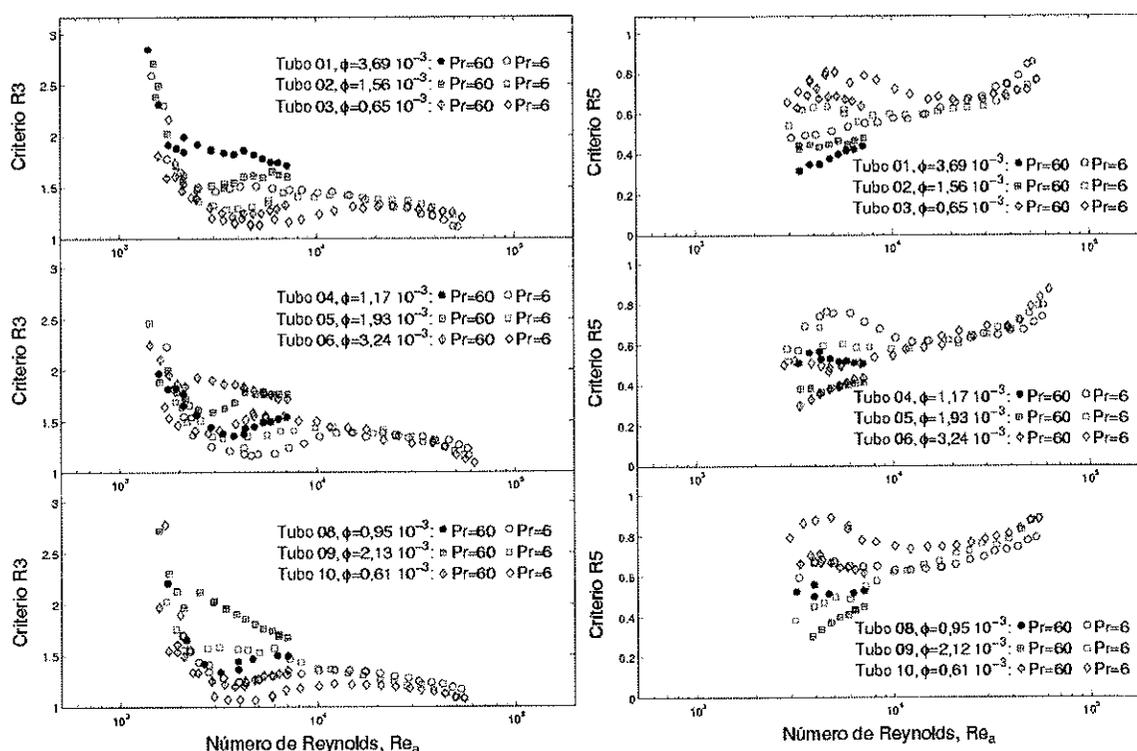


Figura 9. Criterios de evaluación de la mejora para la familia de tubos corrugados en espiral. Izquierda: criterio R3. Derecha: criterio R5.

Se ha establecido la influencia de la geometría de la rugosidad en el aumento de la pérdida de presión y transferencia de calor, estableciendo un criterio de selección de la geometría más óptima en función de las características del flujo.

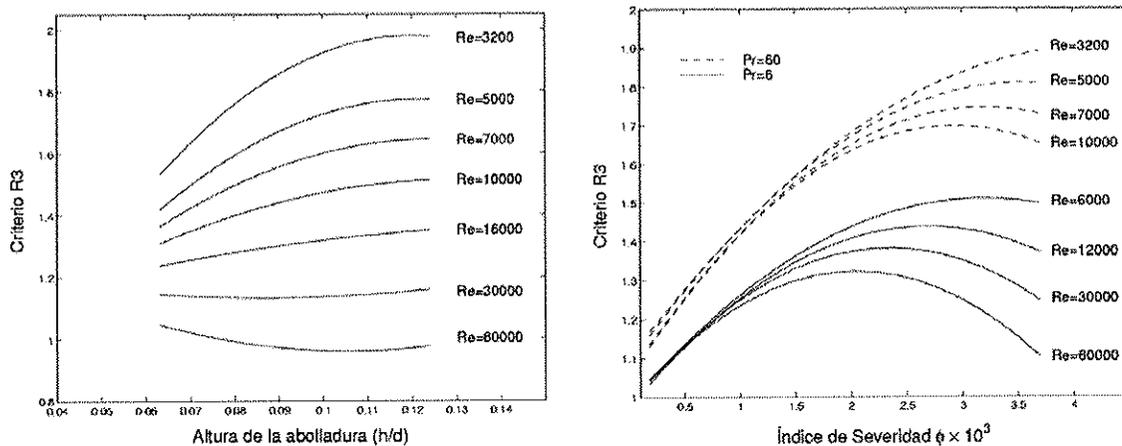


Figura 10. Criterio 3. Optimización de la geometría. Izquierda: tubos deformados mediante abolladuras en espiral. Derecha: tubos corrugados en espiral.

## 6. Conclusiones

Se ha desarrollado una instalación experimental para determinar los coeficientes de fricción y transmisión de calor interior en tubos mejorados para intercambiadores de calor. Se pueden realizar ensayos en flujo monofásico laminar y turbulento en los rangos  $Re = 200 - 100.000$  y  $Pr = 2 - 100$ .

Se han caracterizado dos familias de tubos mejorados mediante rugosidad artificial, desarrollando correlaciones experimentales para el factor de fricción, número de Nusselt y números de Reynolds crítico

Se ha establecido la influencia de la geometría de la rugosidad en el aumento de la pérdida de presión y transferencia de calor que se produce en los tubos mejorados, proponiéndose un gráfico para seleccionar la geometría más óptima en función de las características del flujo.

## Bibliografía

- Bergles A. E. Blumenkrantz A. R. y Taborck J. (1974), Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces. En: *Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference*, Vol. 2, pag 234-238, Tokio, Japón.
- Bergles A. E. y Joshi S. D. (1983), Augmentation Techniques for Low Reynolds Number. En: *Tube Flow, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing Corp., pag. 694-720, Washington, D.C., Estados Unidos.
- Ganeshan S. y Raja Rao M. (1982), Studies on Thermohydraulics of Single and Multistart Spirally Corrugated Tubes for Water and Time-Dependent Power Law Fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25, 1013-1022.
- Gupta y Raja Rao (1979), Heat Transfer and Friction Characteristics of Newtonian and Power Law Type of Non Newtonian Fluids in Smooth and Spirally Corrugated Tubes. *Advances in Enhanced Heat Transfer*, 103-113, ASME, New York.
- Kuwakara H. Takahashi K. Yanagida T. Nakayama T. Hszgimoto S. y Oizumi K. (1989), Method of Producing a Heat Transfer Tube for Single Phase-Flow, U. S. Patent 4,794,775.

- Li H. M. Ye K. S. Tan Y. K. y Deng S. J. (1982), Investigation of Tube-Side Flow Visualisation. Friction Factor and Heat Transfer Characteristics of Helical-Ridging Tubes. En: *Proceedings of the 7th Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pag. 75-80, Whashington D.C..
- Mehta M. H. y Raja Rao M. (1979), Investigations on Heat Transfer and Frictional Characteristic of Enhanced Tubes for Condensers. *Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME, New York, 11-21.
- Olsson C. O. y Sundén B. (1996), Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Ten Radiator Tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, 3211-3220.
- Rabas T. J. Bergles A. E. y Moen D. L. (1988), Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Spirally Grooved (Rope) Tubes Used in Surface Condensers and MultiStage Flash Evaporators. En: *Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems, ASME Symposium, HTD-Vol. 52*, pag 693-704, New York, Estados Unidos.
- Rabas T. J. Webb R. L. Thors P. y Kim N. K. (1993), Influence of Roughness Shape and Spacing on the Performance of Three-Dimensional Helically Dimpled Tubes. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1, 53-64.
- Ravigururajan T. S. y Bergles A. E. (1995), Prandtl Number Influence on Heat Transfer Enhancement in Turbulent Flow of Water at Low Temperatures. En: *Transaction of the ASME*, 117, 276-282.
- Ravigururajan T. S. (1996), Review of Correlations for Turbulent Flow Characteristics in Enhanced Tubes. En: *Proceedings of the ASME Heat Transfer Division*, 333, 11-16.
- Webb R. L. (1981), Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24, 715-726.
- Webb R. L. (1994), *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Ed. Wiley Interscience, The Pennsylvania State University, University Park, PA.
- Withers J. G. (1980), Tubeside Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes Having Helical Internal Ridging with Turbulent/Trasitional Flow of Single Phase Fluid Part I-Single-Helix Ridging. *Heat Transfer Engineering Journal*, 1, 48-58.
- Zimparov V. D. Vulchanov N. L. y Delov L. B. (1991), Heat Transfer and Friction Characteristics of Spirally Corrugated Tubes for Power Plant Condensers- 1. Experimental Investigation and Performance Evaluation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34, 2187-2197.