

Análisis de la Mejora de la Transferencia Térmica Laminar Mediante Dispositivos Insertados en Tubos de Intercambiadores de Calor

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

*(1) y (3) Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, U.Pol. de Cartagena
c/Doctor Fleming s/n, 30202, Cartagena. Tel: 968325983 E-mail alberto.garcia@upct.es*

*(2) División de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Miguel Hernández
Avda. del Ferrocarril s/n, 03202, Elche. Tel: 96 6658561 E-mail pedro.vicente@umh.es*

Resumen

En el trabajo se presentan y discuten diferentes estudios de transferencia de calor en régimen laminar en tubos con inserciones de láminas en espiral, para definir el “estado del arte” del conocimiento sobre estos dispositivos, utilizados ampliamente en aplicaciones industriales. El objetivo es conocer su comportamiento termohidráulico, para así poder determinar en qué aplicaciones es interesante su uso frente a otras técnicas de mejora y definir las líneas futuras de investigación a desarrollar en la instalación experimental de que se dispone actualmente.

Palabras Clave: Transferencia de calor , intercambiadores de calor, dispositivos insertados

1. Introducción

La transferencia de calor en tubos en régimen laminar se produce en multitud de aplicaciones industriales. Ejemplos son el calentamiento o enfriamiento de líquidos viscosos en la Industria Química, calentamiento o enfriamiento de aceites o calentamiento del fluido de recirculación en colectores solares. En estas aplicaciones, el uso de técnicas de mejora de la transmisión de calor es importante ya que los coeficientes de transferencia de calor en régimen laminar en tubos lisos son muy pequeños. Entre las diferentes soluciones tecnológicas para mejorar la transferencia térmica es habitual el uso de dispositivos insertados, tales como: láminas en espiral, muelles, mallados de alambres, o cualquier otro dispositivo interno.

Entre las ventajas que tiene el uso industrial de estas soluciones tecnológicas está su bajo coste y la facilidad con que pueden ser implementadas en un equipo de tubos lisos ya existente. Los dispositivos insertados son particularmente eficaces en régimen laminar al evitar la estratificación del flujo propia del tubo liso en horizontal. Éstos aumentan el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía entre la región de la capa límite y el grueso del flujo, por la introducción en el flujo de uno o varios de los

siguientes efectos: (1) separaciones y readhesiones periódicas, (2) recirculaciones periódicas para provocar una rotación transversal del flujo en todo el tubo, (3) disminución del diámetro hidráulico del tubo y/o aumento de la superficie de intercambio de calor (actuación como superficie extendida).

En el presente trabajo ha realizado una revisión bibliográfica para definir el “estado del arte” en uno de los dispositivos insertados más utilizados: láminas en espiral. El objetivo es conocer su comportamiento termohidráulico, para así poder determinar en qué aplicaciones es interesante su uso frente a otras técnicas de mejora y definir las líneas futuras de investigación a desarrollar en la instalación experimental de que se dispone actualmente. El dispositivo mostrado en la figura 1 muestra una lámina continua situada dentro de un tubo liso, en donde H es la distancia axial para que la hélice gire 180° y d es el diámetro interno del tubo. El parámetro utilizado normalmente por los autores para definir sus láminas es la “relación de espira” $\gamma = H/d$.

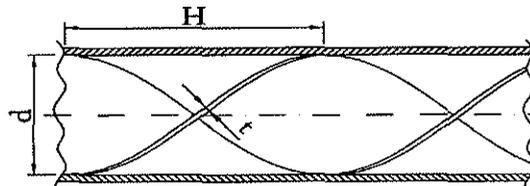


Figura 1. Tubo con lámina en espiral insertada. Parámetros geométricos

La lámina introduce una componente tangencial en la velocidad, lo que produce un incremento en la velocidad del flujo, particularmente en las cercanías de la pared. El incremento en la transferencia de calor viene como resultado del incremento del esfuerzo cortante en la pared y el mezclado introducido por este flujo secundario.

2. Revisión bibliográfica. Régimen Laminar

La transferencia de calor en régimen laminar es un asunto relativamente complejo, debido a que el flujo está influenciado por las siguientes condiciones: (1) La condición de contorno térmica, (2) los efectos de la región de entrada, (3) la convección laminar a bajo número de Reynolds, y (4) la variación de las propiedades del fluido en la capa límite. Los trabajos más significativos sobre flujo laminar en láminas en espiral:

- Hong y Bergles [1976] realizaron ensayos con laminas en espiral $\gamma = 2,5$ y $5,2$.

Realizaron ensayos a $q_p = \text{cte}$, empleando agua y etilenglicol en un rango de Reynolds $Re = 13 - 2480$. Hallaron expresiones para el factor de fricción (independiente de y) y para el número de Nusselt plenamente desarrollado en la forma $Nu = Nu(Re/y, Pr)$.

- Shivkumar y Raja Rao [1988] determinaron experimentalmente los coeficientes de transferencia de calor a $T_p = \text{cte}$ y fricción isoterma para flujo laminar en fluidos no newtonianos "power-law". Estudiaron 3 láminas en espiral ($y = 3, 5,6$ y 10) situadas en un tubo liso y otro corrugado en un rango de flujo de $Re = 40 - 2000$ y $Pr = 85 - 280$. Finalmente proponen una expresión de $f = f(Re)$ y $Nu = Nu(Re, Pr, y)$.

- Manglik y Bergles [1993a] realizaron ensayos con laminas en espiral $y = 3,0, 4,5$ y $6,0$. Definen un número de Reynolds de rotación $Sw = Re_{sw}/y^{1/2}$. Hallaron una expresión para el factor de fricción $f = f(Re, Sw, y, t/d)$. Los ensayos de transmisión de calor se realizan a $T_p = \text{cte}$ correlacionando los resultados en la forma $Nu = Nu(Sw, Pr, Gz, Ra)$.

- Awaral y Raja Rao [1996] realizaron ensayos con laminas $y = 2,41 - 4,84$ y $Re = 70 - 4000$, obteniendo distintas correlaciones para el factor de fricción dependientes del parámetro Re/y . Obtuvieron una expresión $Nu = Nu(Re, Pr, y)$ en ensayos a $T_p = \text{cte}$.

- Du Plessis y Kröger [1984]-[1987] estudian numéricamente el flujo laminar para $Re = 50-2000$ en un tubo con láminas en espiral. Resuelven flujo de paso $y = 1-50$ e ∞ . Los resultados de factor de fricción, son similares a los de Manglik y Bergles [1993a]. Los resultados de transmisión de calor, tienen las limitaciones propias de las simplificaciones realizadas en una modelización numérica: propiedades constantes y ausencia de efectos de flotación debido a la presencia de fuerzas centrífugas.

Como resumen puede afirmarse que en cuanto a las correlaciones del factor de fricción, la correlación propuesta por Manglik y Bergles [1993a] está hoy en día aceptada.

En transmisión de calor en régimen laminar se deben diferenciar los ensayos realizados con las condiciones de contorno de $T_p = \text{cte}$ y de $q_p = \text{cte}$. A $T_p = \text{cte}$, destaca el trabajo de Manglik y Bergles [1993a] ya que tiene en cuenta toda la problemática del sistema: Magnitud de las fuerzas centrífugas (Sw), existencia de una región de entrada importante (Gz) y efectos de la convección natural (Ra). A $q_p = \text{cte}$, únicamente destaca el trabajo realizado por Hong y Bergles [1976] donde se propone una correlación para el número de Nusselt plenamente desarrollado.

No se ha estudiado por tanto la región de entrada con la condición de contorno de flujo de calor constante. No se han encontrado datos experimentales sobre la longitud de la misma y la variación del Número de Nusselt en esta región. Además, la influencia de la convección natural no está definida. Si bien Manglik y Bergles [1993a] incluyen el número de Rayleigh en su correlación, en otros trabajos como el de Hong y Bergles [1976] se afirma que las láminas en espiral anulan el efecto de la convección natural.

3. Análisis de las correlaciones. Flujo laminar

3.1 Factor de fricción. Flujo laminar

Se han programado 5 correlaciones correspondientes al flujo laminar en láminas en espiral: Hong y Bergles [1976], Manglik y Bergles [1993a], Agarwal y Raja Rao [1996], Du Plessis y Kröger [1984] y Shah y London [1978]. En la figura 2 se muestran los resultados en forma gráfica para láminas de espiral $y=2,5$ e $y=5$.

En primer lugar se observa las diferencias en los resultados obtenida mediante la ecuación propuesta por Hong y Bergles [1976]. En realidad en el artículo se observa cómo a números de Reynolds altos el factor de fricción se separa de la correlación propuesta. Las correlaciones de Manglik y Bergles [1993a], Agarwal y Raja Rao [1996] y Du Plessis y Kröger [1984] dan resultados muy similares. En el libro de Webb [1994] se recomienda emplear la correlación de Manglik y Bergles [1993a]. Se observa no obstante que cuando Re_s/y tiende a 0 el factor de fricción es función de la relación de hélice y . Resultados tanto numéricos como experimentales (incluso publicados en Webb [1994]) muestran que cuando Re_s/y tiende a 0 el factor de fricción tiende a la solución de la lámina sin retorcer ($y=\infty$) independientemente de la relación de hélice. La correlación de Du Plessis y Kröger [1984] presenta este comportamiento y por tanto se ajusta mejor a diversas soluciones publicadas.

Por lo tanto, y a falta de realizar experimentación propia, se recomienda la correlación de Du Plessis y Kröger [1984] válida para $Re < 2000$ y cualquier lámina en espiral.

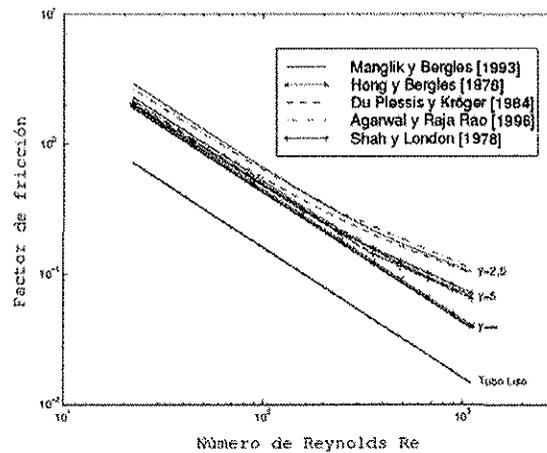


Figura 2. Factor de fricción en régimen laminar para láminas de espiral $\gamma = 2.5$ y 5 .

3.2 Número de Nusselt. Flujo laminar

El estudio de la transferencia de calor laminar en tubos con láminas en espiral presenta los siguientes problemas: (1) discrepancias importantes en los resultados experimentales, (2) poca generalidad de la mayoría de las correlaciones, (3) invalidez de las soluciones numéricas por exceso de simplificaciones y (4) variables de la experimentación: distancias adimensionalizadas (x^* o Gz), número de Rayleigh, condición de contorno ($q_p = \text{cte}$ o $T_p = \text{cte}$), nusselt medios y/o locales.

Se han programado 4 correlaciones correspondientes al flujo laminar en láminas en espiral: Hong y Bergles [1976], Manglik y Bergles [1993a], Agarwal y Raja Rao [1996] y Du Plessis y Kröger [1984]. En la figura 3 se muestran los resultados.

La correlación propuesta por Hong y Bergles [1976] se desarrolló a partir de datos experimentales obtenidos con flujo de calor constante. La ecuación correlaciona el número de Nusselt local en flujo plenamente desarrollado. No se estudiaron efectos tan importantes como la región de entrada térmica y la influencia de la convección natural. Para comparar las prestaciones del tubo debe realizarse una comparación con un tubo liso donde existe convección natural. La lámina puede empeorar la transferencia de calor ya que elimina el flujo secundario producido en un tubo liso en convección mixta.

La correlación de Du Plessis y Kröger [1984] fue desarrollada a partir de resultados numéricos donde no se tuvo en cuenta la variación de las propiedades con la temperatura y por tanto la influencia del número de Rayleigh en los resultados.

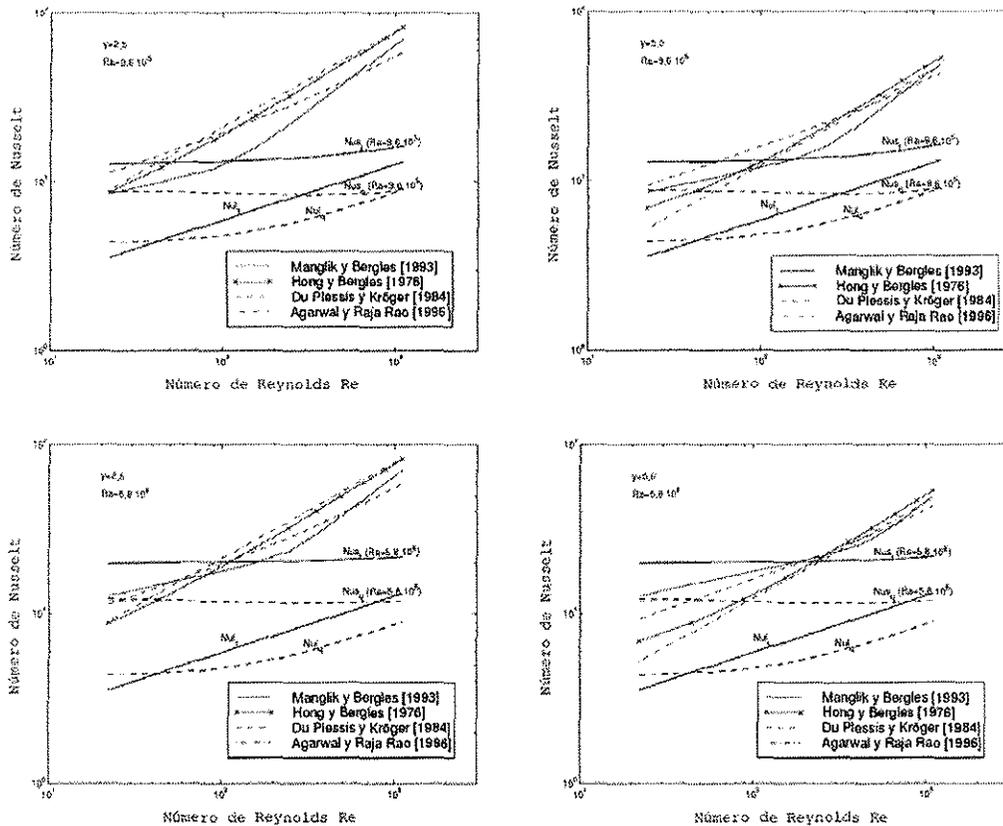


Figura3. Número de Nusselt en régimen laminar. Tubos de $l/d=250$, $Ra=9,6 \cdot 10^5$ y $5,8 \cdot 10^6$, $y=2,5$ y 5 . Solución de tubo liso en convección forzada para y convección mixta..

La ecuación propuesta por Manglik y Bergles [1993a] considera tanto la región de entrada como los efectos de flotación debido a la rotación del flujo. Correlacionaron resultados experimentales de tres trabajos previos, añadiendo condiciones asintóticas. No obstante Agarwal y Raja Rao [1996] no pudieron correlacionar sus resultados de transmisión de calor mediante la ecuación de Manglik y Bergles [1993a] y propusieron una ecuación alternativa en la forma $Nu = Nu(Re, Pr, y)$ válida para $Re = 70 - 4000$.

4. Referencias

1. S. W Hong, A. E Bergles, *JHT*, Vol. 98 (1976) 251.
2. C. Shivkumar, y M. R Rao, *ASME-HTD, Proceedings of the Nat. Heat Transfer Conference*, Vol. 96 (1988) 677.
3. R. M. Manglik, y A. E. Bergles, *JHT*, Vol. 115 (1993) 881.
4. S. K. Agarwal, y M. Rao, *IJHMT*, Vol. 39 (1996) 3457.
5. J. P. Du Plessis, y D. G. Kroger, *IJHMT*, Vol. 27 (1984) 2094.
6. R. L. Webb, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Ed. Wiley Interscience, The Pennsylvania State University, (1994).