

ESTUDIO DE LA CONVECCIÓN MIXTA ALREDEDOR DE UN CILINDRO PARA UN FLUIDO NO NEWTONIANO

Data de aceite: 02/10/2023

José Melesio Sánchez Huerta

Centro de Ingeniería Avanzada,
Departamento de Termofluidos, Facultad
de Ingeniería, UNAM, Ciudad de México
04510, México

Luis Arturo Navarro Baena

Centro de Ingeniería Avanzada,
Departamento de Termofluidos, Facultad
de Ingeniería, UNAM, Ciudad de México
04510, México.

RESUMEN: Se presenta un estudio experimental de la convección mixta alrededor de un cilindro en un canal. Los experimentos se realizan tanto para flujo asistido como para contraflujo en un fluido no Newtoniano. El fluido de trabajo es una solución acuosa al 2%, 3% y 4% de carboximetilcelulosa de sodio. El dispositivo experimental permite establecer condiciones de convección natural bidimensional, mixta y forzada. Se emplea como criterio para determinar el régimen de transferencia de calor el número de Richardson, el rango de trabajo para el flujo asistido es de $1 < Ri < 2100$ mientras que para el caso de contraflujo el rango de trabajo para este es de $3 < Ri < 10$. Los resultados que se reportan de

manera gráfica muestran un crecimiento lineal de la transferencia de calor en función del número de Reynolds, Re_D . Además, se muestra la zona de convección mixta en un rango del número de Richardson $3 < Ri < 10$, donde se tiene una disminución en la transferencia de calor

PALABRAS CLAVE: convección de calor, Pseudoplástico . cilindro

ABSTRACT: An experimental study of mixed convection around a cylinder into channel is presented. The experiments are performed in an assisted and counterflow for a non-Newtonian fluid. The working fluid is a 3% aqueous solution of sodium carboxymethylcellulose. The experimental device allows establishing bidimensional conditions of natural, mixed and forced convection. The Richardson number, is used as the criterion to determine the heat transfer rate, the working range for this is $1 < Ri < 2100$ and for assisted and counterflow respectively. The results that are reported graphically show a linear growth of the heat transfer as a function of Reynolds number Re_D . In addition, the mixed convection zone is shown in a range of Richardson's number $3 < Ri < 10$, where there heat transfer decrease.

KEYWORDS: Hear convection, Pseudoplastic, cylinder.

Nomenclatura:		Número de Reynolds
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²)	$Re_D = \rho u D / \mu$
β	Coefficiente de expansión volumétrica (K ⁻¹)	Número de Nusselt
T_s	Temperatura superficial (K)	$Nu = h D / k_c$
T_∞	Temperatura de la corriente (K)	Número de Grashof
D	Diámetro del cilindro (m)	$Gr_D = \rho \beta (T_s - T_\infty) D^3 / \nu^2$
ν	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Número de Richardson
μ	Viscosidad dinámica (Pa.s)	$Ri = Gr_D / Re_D^2$
h	Coefficiente de convección (W/m ² K)	Pr Número de Prandtl
n	Índice de comportamiento	$Pr = \nu / \alpha$
k	Índice de consistencia (Pa.s)	Esfuerzo cortante N/m ²
k_c	Conductividad térmica del fluido (W/K.m)	
	Velocidad de deformación (s ⁻¹)	δ Separación entre placas (m)
α	Difusividad térmica (m ² /s)	ξ Espesor del cilindro de cobre (m)
\bar{u}	Velocidad de flujo promedio (m/s)	

1 | INTRODUCCIÓN

Tanto la convección natural como la forzada se han estudiado extensamente de manera teórica y experimental debido a su importancia en diversos dispositivos o procesos industriales, principalmente en los que se tiene fluidos confinados, como pueden ser los intercambiadores de calor, reactores nucleares, cavidades, o bien en sistemas más complejos como son los sistemas de aire acondicionado, incluso en yacimientos donde el medio poroso está saturado por aceite y sujeto a gradientes geotérmicos. El estudio de la transferencia de calor se realiza teniendo en cuenta el origen del movimiento del fluido, es decir, cuando el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de flotación debido a cambios en la densidad por la presencia de gradientes de temperatura entonces, se considera que existe una convección natural. Cuando el movimiento del fluido lo genera algún sistema externo, se conoce como convección forzada. Sin embargo, cuando las fuerzas de flotación y las fuerzas inerciales del flujo forzado son del mismo orden entonces, se presentan las condiciones de una convección mixta. Para determinar el tipo de convección presente se establece como criterio el número de Richardson que se define como, $Ri = Gr_D / Re_D^2$, a partir del cual se definen los siguientes criterios: Para valores pequeños $Ri < 0.01$, las fuerzas de inerciales originadas por el flujo forzado son mayores que la fuerzas de flotación, por lo que la convección forzada es el principal mecanismo de transferencia de calor. Cuando se tiene valores más grandes de $Ri > 10$ entonces, las fuerzas de flotación dominan a las fuerzas inerciales por lo que la convección natural predomina. La convección mixta se presenta generalmente cuando se tienen valores moderados del número de Reynolds, lo que es

común cuando se trabajan fluidos no Newtonianos y el rango en el que se estima que la convección mixta tiene una mayor presencia es $0.01 < Ri < 10$.

Diversos estudios de la convección en canales para fluidos no Newtonianos se han desarrollado con anterioridad, en los estudios teóricos se emplean diferentes leyes de comportamiento para la viscosidad dada su complejidad y variedad [1-6]. En estos estudios se determinan el coeficiente de transferencia de calor adimensional, campos de velocidades, campos de temperatura, coeficiente de fricción en las paredes para diferentes relaciones de aspecto del canal. La mayoría de los estudio de fluidos no Newtonianos se realiza utilizando a la ley de potencia como ley de comportamiento para la viscosidad, $\tau = k(\dot{\gamma})^n$, donde n es el índice de comportamiento y k es el coeficiente de consistencia dimensional. En este sentido diversos autores estudian la dependencia de la transferencia de calor respecto al índice de comportamiento “ n ” [6-12]. Matin M.H. and Khan W.A. [9] presentan un estudio para la convección natural en cilindros concéntricos y determina que el Nusselt disminuye con el decrecimiento del índice de comportamiento “ n ”.

Otro estudio presentado por B.K. Rao [10] determinan experimentalmente un comportamiento similar para el Nusselt en función de “ n ”, en este caso el estudio de la convección forzada se realiza en un cilindro a contraflujo. En el caso de la convección mixta, Chandra [11] realiza un estudio de la convección alrededor de un semicilindro para un flujo asistido, en el que el índice de comportamiento es contemplado a través del número de Reynolds modificado, los resultados muestran que el número de Nusselt crece en relación al incremento del número de Reynolds mientras, el coeficiente de arrastre se incrementa respecto al aumento del número de Richardson,

Para valores de **Ri** cercanos a la unidad la convección mixta es el mecanismo de transferencia de calor que predomina [11,12], en este sentido Bhowmick, *et al.*, [11] presenta un estudio numérico de la convección mixta en un flujo asistido alrededor de un cilindro para un fluido no Newtoniano con valor del coeficiente de comportamiento, $n = 0.6$, compara sus resultados para el numero de Nusselt contra el valor de un fluido Newtoniano.

Entender de mejor manera la convección mixta en fluidos no Newtonianos es la principal motivación de éste trabajo, para ello se presenta un estudio experimentalmente de la convección mixta alrededor de un cilindro a contraflujo y en flujo asistido en un canal.

En la sección dos se describe el modelo y se detalla el procedimiento experimental de las condiciones establecidas a través del número Grashof. En la sección tres se muestran de manera gráfica los resultados del número de Nusselt, **Nu** , contra el número de Richardson, **Ri** . Por último se mencionan las principales conclusiones derivadas de este estudio.

2 | EXPERIMENTOS.

El dispositivo experimental, Figura 1, es una celda de Hele-Shaw formada por dos

placas de acrílico transparente de largo $L = 60 \times 10^{-2}$ m, ancho $w = 45 \times 10^{-2}$ m y una separación entre placas $\delta = 2.3 \times 10^{-2}$ m. Con estas dimensiones se garantiza un flujo desarrollado [13] ya que la longitud de desarrollo se estima menor a 10 cm para el Reynolds más grande. En el centro de la celda está colocado un cilindro de cobre de $D = 2.54 \times 10^{-2}$ m, y espesor $\xi = 2.5 \times 10^{-2}$ m con una conductividad térmica $k_c = 400$ W/Km y dentro del cilindro hay una resistencia eléctrica de 20 Watts. El cilindro se encuentra aislado en los extremos con corcho para reducir al máximo las pérdidas de calor por conducción.

El fluido de trabajo es una solución acuosa al 2%, 3% y 4% de carboximetil de celulosa de sodio, cuya viscosidad se ajusta la Ley de Potencia con $n = 0.56, 0.64$ y 0.75 mientras que para $k = 0.44, 0.184$ y 0.044 respectivamente [13].

En la parte superior del dispositivo se coloca un tanque en el que hay un serpentín de enfriamiento y un filtro. Por el serpentín circula agua proveniente de un baño térmico, con resolución de $\pm 0.1^\circ\text{C}$, y mantiene al fluido de entrada a la celda a una temperatura de 20.5°C . Mientras que el filtro ayuda a disminuir las burbujas provocadas por el fluido que reingresa al tanque proveniente de la salida de la celda. Para las condiciones de contraflujo se emplea una bomba hidráulica de $\frac{1}{2}$ hp y mediante una serie de válvulas se regula el flujo de entrada.

Los experimentos inician fijando un gasto de acuerdo al número de Reynolds deseado, para medir el gasto se emplea un flujometro digital con una resolución de ± 0.1 lt/seg, una vez realizado esto, mediante un variac se suministra voltaje y corriente a la resistencia eléctrica y se ajustan estos valores hasta alcanzar la temperatura en la superficie del cilindro de acuerdo al número de Grashof que se estudia.

Las condiciones de estado permanentes se alcanzan cuando la temperatura en la superficie del cilindro no cambia, para verificar ésta condición se emplean cuatro termopares tipo k incrustados en la parte superior, inferior, izquierdo y derecho del cilindro, cada termopar está colocado a la mitad de espesor del cilindro de cobre.

Una vez que se alcanza la temperatura deseada, el equipo se deja funcionar por 30 minutos para garantizar las condiciones de estado permanente y se toman valores de corriente y voltaje. Posteriormente, se modifica el gasto para el siguiente número de Reynolds.

Durante los experimentos para el flujo asistido se manejaron 10 valores del número de Reynolds $20 < Re_D < 500$ y cuatro valores para el número de Grashof $Gr_D = 1.2 \times 10^5, 4.4 \times 10^5, 5.8 \times 10^5, 1.2 \times 10^6$, con éstos valores se logra tener un rango del número de Richardson de $1.2 < Ri < 2100$, con lo que se garantiza tener las tres condiciones de convección. Durante el desarrollo de los experimentos cada punto fue verificado 3 veces con lo que se obtuvieron los valores promedios que son reportados más adelante en las Figuras 3,4 y 5.

Para las condiciones de contraflujo se manejaron 10 valores del número de Reynolds $0.01 < Re_D < 20$ y dos valores para el número de Grashof $Gr_D = 63$ y 128 , con éstos

valores se logra tener un rango del número de Richardson de $0.5 < Ri < 170$, con lo que se garantiza tener las tres condiciones de convección, natural, mixta y forzada. Durante el desarrollo de los experimentos cada punto fue verificado 3 veces con lo que se obtuvieron los valores promedios que son reportados más adelante.

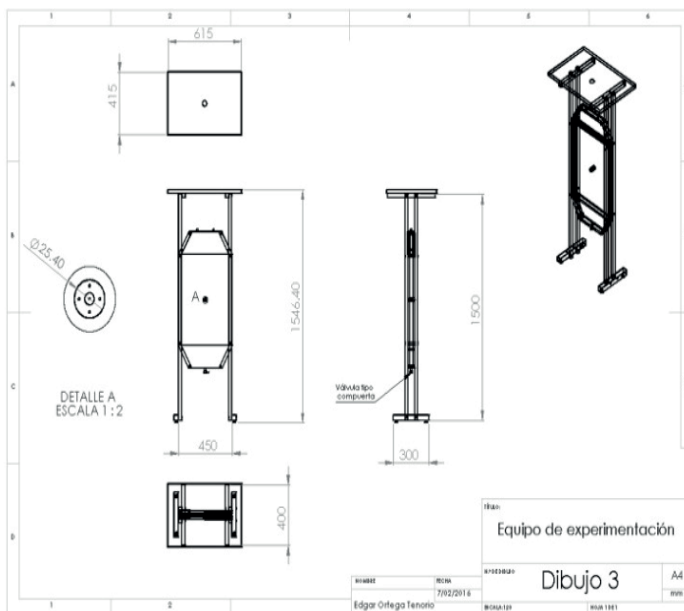


Figura 1 – Esquema del equipo experimental.



Figura 2 – Dispositivo experimental.

3 | RESULTADOS

Flujo asistido

En la figura 3, se presenta el comportamiento del número de Nusselt está en función del número de Richardson . Las cuatro curvas comienzan en una convección forzada para valores $1 < Ri < 3$. La convección mixta se presenta en un rango de $3 < Ri < 10$, mientras que la convección natural se tiene para valores $Ri > 10$.

En la figura 4, se muestra a detalle el comportamiento para la convección mixta, como se observa el número de Nusselt tiene un mínimo para valores cercanos a cinco del número de Richardson para las cuatro curvas.

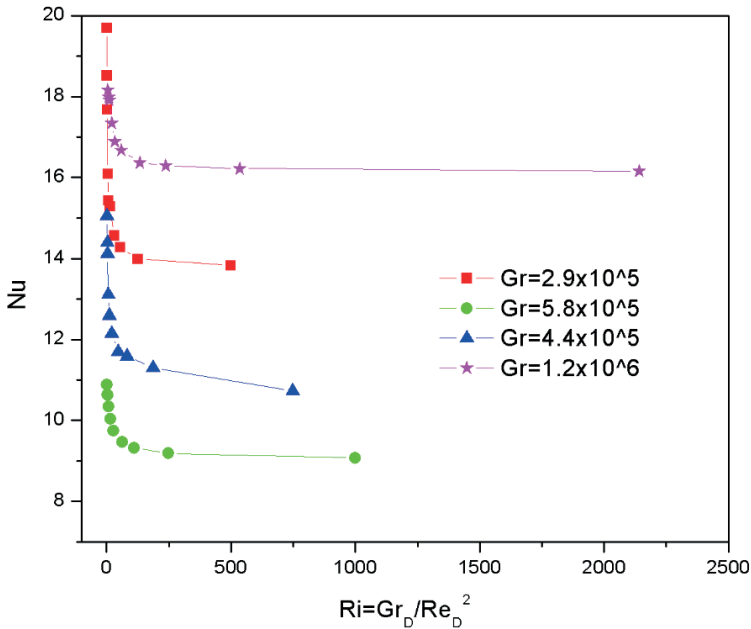


Figura 3 – Números de Nusselt vs $Ri = Gr/Re^2$, para diferentes números de Grashof.

En la Figura 5 se reporta el comportamiento del número de Nusselt contra el número de Reynolds. El comportamiento es un crecimiento monótono para las cuatro curvas, en cada una de ellas se tiene una disminución en la transferencia de calor para valores específicos del número de Reynolds. Además, la transferencia de calor disminuye en función del número de Grashof para los primeros dos valores ($Gr_D = 1.2 \times 10^5, 4.4 \times 10^5$) y posteriormente se incrementa en los dos últimos caso ($Gr_D = 5.8 \times 10^5, 1.2 \times 10^6$), este mismo comportamiento se tiene para el caso de un fluido newtoniano, Figura 6, como se observa el fluido newtoniano presenta la misma tendencia de fluido no-newtoniano.

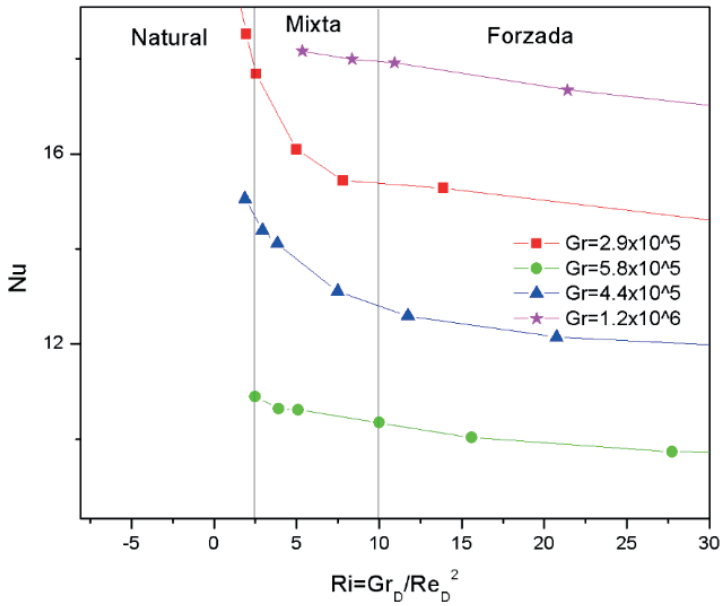


Figura 4 – Números de Nusselt vs Re_D , para diferentes números de Grashof.

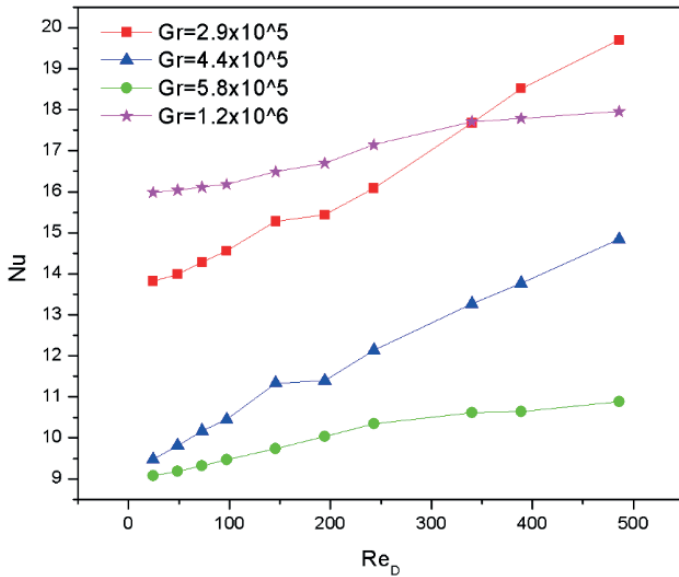


Figura 5 – Números de Nusselt vs Re_D , para diferentes números de Grashof, para uma solução de 3% de CMC.

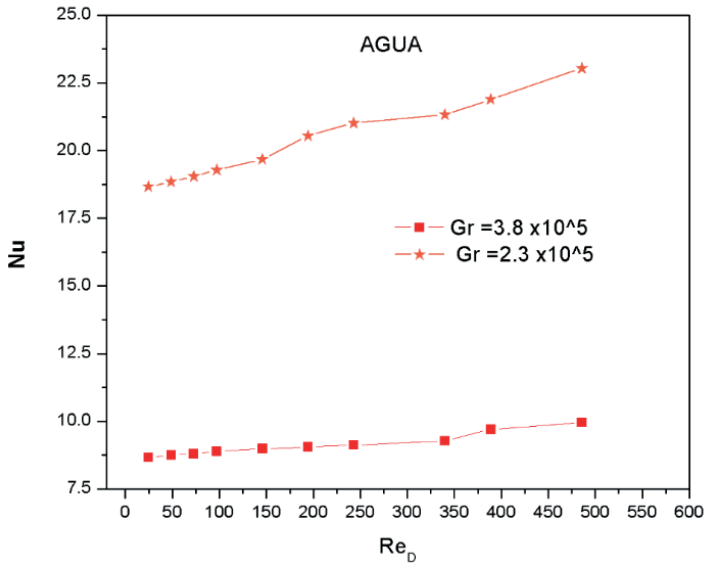


Figura 6 – Números de Nusselt vs Re_D , para diferentes números de Grashof, para agua.
Contra Flujo

En la Figura 7 se presenta el número de Nusselt está en función del número de Reynolds Re_D . En ambos casos se observa una disminución de la transferencia de calor para valores cercanos a la unidad del número de Reynolds generalizado, para valores superiores a la unidad el número de Nusselt presenta un crecimiento monótono.

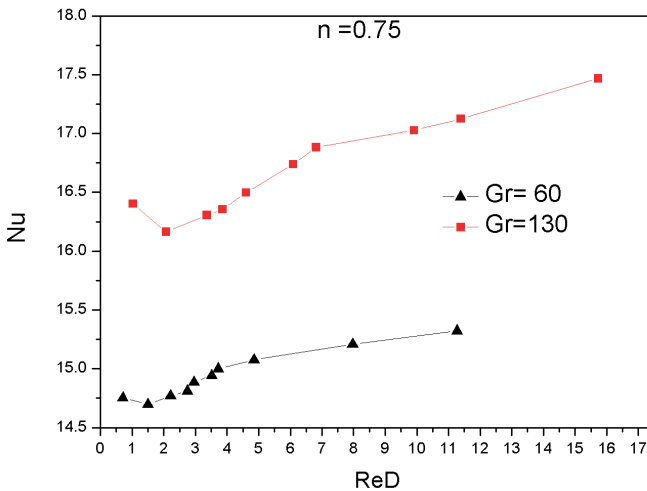


Figura 7. Comportamiento del coeficiente adimensional de transferencia de calor Nu, en función del número de Reynolds Generalizado

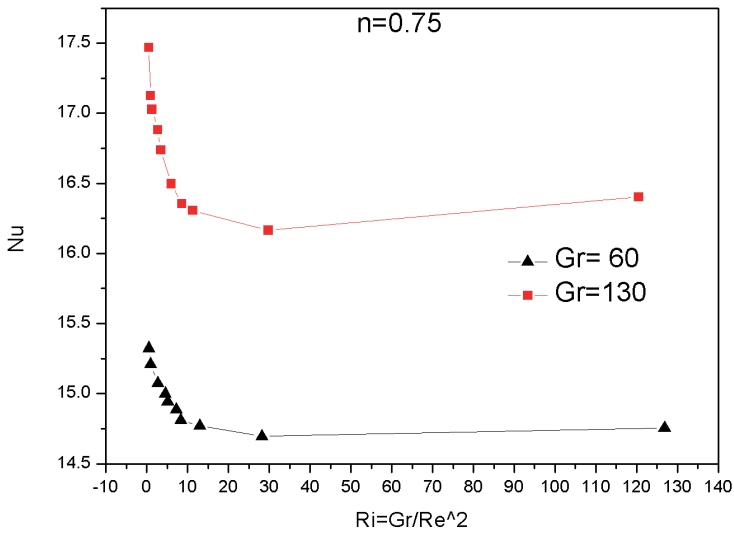


Figura 8. Números de Nusselt vs Ri, para un fluido pseudoplástico con un valor del índice de comportamiento $n=0.75$.

En la Figura 8, se muestra la variación del número de Nusselt en función del Parámetro de flotación, **Ri**, como se observa para valores menores a la unidad del número Richardson se tiene los valores máximos de transferencia de calor. Además, se observa que se alcanza un valor mínimo en el número de Nusselt para valores cercanos a 30 del parámetro de flotación y para valores superiores a 30 se tiene un crecimiento lineal de la transferencia de calor.

En la Figura 9, se presenta la variación de la transferencia de calor en función del número de Richardson para un fluido Pseudoplástico para un valor del índice de comportamiento $n=0.56$, como se observa el comportamiento es muy similar al del fluido con un valor de índice de comportamiento $n=0.75$, Figura 8. Sin embargo, para este caso el valor mínimo se alcanza para valores del parámetro de flotación alrededor de 50. Para valores mayores se presenta un incremento lineal del número de Nusselt.

Finalmente en la Figura 10, se muestra una comparación entre los dos fluidos Pseudoplástico, como se observa existe una clara disminución de la transferencia de calor para un valor de $n=0.56$ respecto al valor de $n=0.75$.

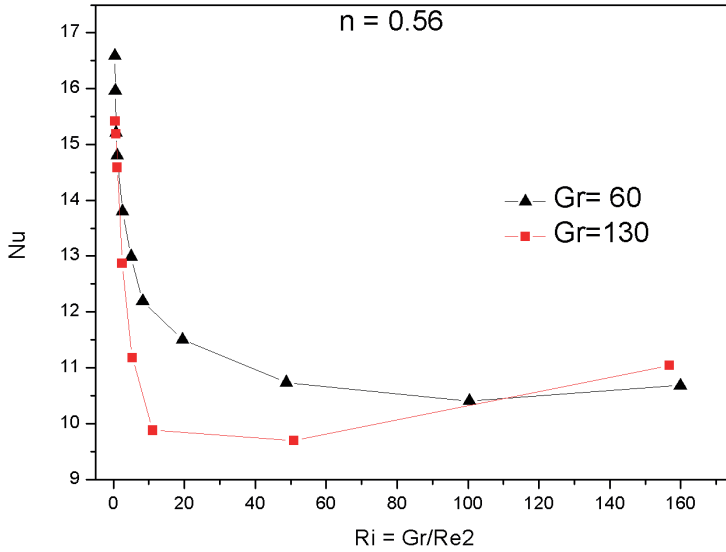


Figura 9 – Números de Nusselt vs Ri, para un fluido pseudo plástico con un valor del índice de comportamiento $n=0.56$.

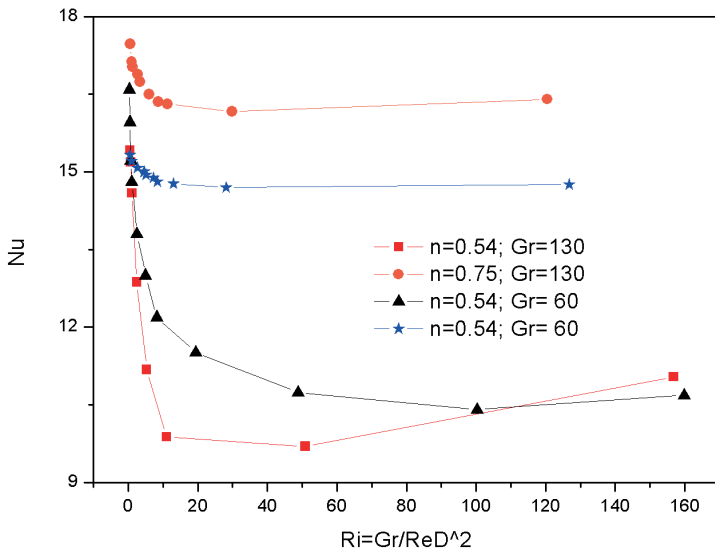


Figura 10 – Comparación del número de Nusselt vs Ri, para fluidos pseudo plásticos con un valor del índice de comportamiento $n=0.56$ y $n=0.75$

4 | CONCLUSIONES

Flujo asistido

Los resultados muestran que la transferencia de calor disminuye cuando el número de Reynolds toma valores en el rango de $3 < Ri < 10$, bajo estas condiciones la convección mixta está presente $Ri \sim 1$ ya que, tanto las fuerzas de flotación como fuerzas inerciales son del mismo orden y en consecuencia se genera una zona de baja velocidad e incluso de estancamiento alrededor del cilindro por lo que, la transferencia de calor se debe principalmente a un proceso conductivo. Como resultado del incremento de la velocidad del flujo, lo que implica valores pequeños del número Reynolds $Ri < 3$ la transferencia de calor se lleva a cabo mediante la convección forzada. Sin embargo para valores pequeños del número de Reynolds, es decir valores grandes del número de Richardson $Ri > 10$ la convección natural rige la transferencia de calor.

Otro aspecto importante es la disminución de la transferencia de calor con el incremento de número de Grashof, para valores ($Gr_D = 1.2 \times 10^5, 4.4 \times 10^5$). Mientras que para valores mayores la transferencia de calor sigue un crecimiento monótono.

Finalmente, la convección mixta es un régimen que provoca una disminución en la transferencia de calor.

Contraflujo

Los resultados muestran que la transferencia de calor disminuye cuando el número de Reynolds toma valores en el rango de $1 < Re < 5$, bajo estas condiciones la convección mixta está presente, sin embargo a diferencia de un fluido newtoniano en donde la convección mixta se presenta para valores $Ri \sim 1$, en este caso se alcanza para valores mayores $30 \leq Ri$. Además se puede concluir que para valores del índice de comportamiento "n" menores a la unidad la transferencia de calor disminuye significativamente y las condiciones para la convección mixta se alcanzan a valores cada vez mayores del parámetro de flotación, Ri . En general la convección mixta no favorece a la transferencia de calor, ya que en comparación a la convección natural y forzada presenta los valores más pequeños del número de Nusselt.

REFERENCIAS

- [1] Monica F. Naccache, Paulo R. Souza. Heat Transfer to non-Newtonian fluid in laminar flow through rectangular ducts. Int. J Heat and Fluid Flow, Vol. 17 No. 6, December 1996.
- [2] Shankar P., Gouranga Ch. Free convection flow of no-Newtonians Fluids between Parallels Walls.,
- [3] Gupta, R.C. (2001). On developing laminar non-Newtonian flow in pipes and channels. Nonlinear Analysis: Real World Applications, Vol. 2, pp. 171-193.

- [4] Hatami M. and Ganji D.D. (2014). Natural convection of sodium alginate (SA) non-Newtonian nanofluid flow between two vertical flat plates by analytical and numerical methods. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 2, pp. 14-22.
- [5] Guha A. and Pradan K. (2014). Natural convection of non-Newtonian power-law fluid on a horizontal plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 70, pp. 930-938.
- [6] Molla M.M. and Yao L.S. (2009). Mixed convection of non-Newtonian fluids along a heated vertical flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3266-3271.
- [7] Bird, R.B., Armstrong, R.C., Hassager, O., 1960. *Dynamics of Polymeric Liquids*, vol. 1. Wiley, New York
- [8] Skelland, A.H.P., 1967. *Non-Newtonian Flow and Heat Transfer*. Wiley, New York.
- [9] Matin M.H. and Khan W.A. (2013). Laminar natural convection of non-Newtonian power-law fluids between concentric circular cylinders. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 112-121.
- [10] B.K. Rao., Heat transfer to non-Newtonian flows over a cylinder in cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 21 (2000) 693-700
- [11] Chandra, A. and Chhabra R.P. (2012). Mixed convection from a heated semi-circular cylinder to power-law fluids in steady flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 214-234.
- [12] Bhowmick, S., Molla, Md. M., Mia, M., and Saha, S.C. (2014). Non-Newtonian Mixed Convection Flow from a Horizontal Circular Cylinder with Uniform Surface Heat Flux. *Procedia Engineering*, Vol. 90, pp. 510-516.
- [13] Phino, F.T. and Whitelaw. (1990). Flow of non-Newtonian fluids in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 34, pp. 129-144