



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Estudio de la convección de
calor alrededor de un cilindro
en un fluido pseudoplástico**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniera Mecatrónica

P R E S E N T A

Jazmín Pérez Alcántara

DIRECTOR(A) DE TESIS

Dr. José Melesio Huerta Sánchez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Agradezco a mi mamá, Esther, que siempre ha estado cuando más la necesito a pesar de las diferencias que se presentan estás conmigo, en mi mente, mi corazón y acciones. Tú eres parte de este sueño, que el día de hoy se hace realidad. Mi papá, Cele, por ser el apoyo más grande durante mi carrera, por darme el mejor material para que se me facilitaran las cosas y gracias por ser uno de mis ejemplos a seguir, por enseñarme a seguir aprendiendo todos los días sin importar las circunstancias y el tiempo .Mi hermana, Janet, por ser mi principal ejemplo a seguir, gracias por enseñarme el mejor camino para llegar a ser como tú, por ayudarme desde la primaria con las fracciones y seguir apoyándome constantemente hasta la universidad, gracias por esos momento de risas en la noche hasta llorar a pesar de la gran magnitud de tarea que teníamos, eres grande. Mi tía Vicky que fue y será un gran soporte para mí en mi vida profesional como privada gracias totales.

Quiero agradecer a mis amigos por ser parte de mi vida, de mis momentos tristes y alegres, por nunca dejarme caer, por siempre estar ahí, Marianita, Gothar por ayudarme a sacar proyectos el mismo día de entrega y aguantar mi estrés, Edgar por ser un principal pilar en mis primeros semestres y en mi vida, por enseñarme muchas cosas más allá de la escuela y superarnos juntos profesionalmente.

Me gustaría agradecer a Olivia Morales que es como mi segunda madre ya que me ha apoyado desde pequeña hasta ahora y a sus hijos que son como mis hermanos ya que han estado en los buenos y malos momentos a mi lado.

Al Dr. José Melesio Sánchez Huerta a quien me gustaría expresar mi más profundo agradecimiento, por hacer posible la realización de este experimento. Además agradecer su paciencia, tiempo y dedicación que tuvo.

Finalmente y el agradecimiento más importante es para la Universidad Nacional Autónoma de Mexico por darme la oportunidad del desarrollo académico y profesional a lo largo de estos años, a la Facultad de Ingeniería que me brindo una carrera y una segunda casa estos últimos 5 años.



**ESTUDIO DE LA CONVECCIÓN DE CALOR
ALREDEDOR DE UN CILINDRO EN UN
FLUIDO PSEUDOPLÁSTICO**



Cunduacán, Tabasco a 27 de marzo de 2018

Estimados Investigadores:

**José Melesio Sánchez Huerta
Jazmín Pérez Alcántara**

El comité científico de arbitraje del 4to. CNIME tiene el agrado de comunicarle que el trabajo titulado:

**“ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CONVECCIÓN MIXTA EN UN FLUIDO
PSEUDOPLÁSTICO”**

Ha sido ACEPTADO para su presentación en el marco del 4to Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica Eléctrica “Ingeniería para el Desarrollo Sustentable” a celebrarse en la División Académica de Ingeniería y Arquitectura (DAIA) de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, del 23 al 25 de Abril del presente año. El trabajo quedó registrado dentro del eje temático de Uso Racional, Generación y Aprovechamiento de la Energía, en la modalidad de Presentación Oral, con la clave URGAE 002.

Le recordamos que la fecha límite de pago para el registro de su ponencia es el 10 de abril del presente año, con el fin de que sea incluida en el programa del evento.

Agradecemos su participación y aprovechamos la ocasión para enviarle un afectuoso saludo.

**M.C. Julio César Ramírez Hernández
Presidente del Comité Organizador del 4to CNIME**

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	III
ÍNDICE	VI
NOMENCLATURA.....	7
CAPÍTULO I	8
INTRODUCCIÓN	9
CAPÍTULO II	10
ANTECEDENTES	11
JUSTIFICACION	21
CAPÍTULO III	22
DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.....	23
DESCRIPCION DEL PROBLEMA	27
METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	29
CAPÍTULO IV	32
RESULTADOS.....	33
CAPÍTULO V	37
CONCLUSIÓN.....	38
APÉNDICES	39
APÉNDICES	40
EXPERIMENTOS DE CONVECCIÓN MIXTA	44
GRÁFICAS.....	48
BIBLIOGRAFÍA.....	53

NOMENCLATURA

g	Aceleración de la gravedad (m/s^2)
β	Coefficiente de expansión volumétrica (K^{-1})
T_s	Temperatura superficial (K)
T_∞	Temperatura de la corriente (K)
D	Diámetro del cilindro (m)
ν	Viscosidad cinemática (m^2/s)
μ	Viscosidad dinámica (Pa.s)
h	Coefficiente de convección ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
n	Índice de comportamiento
k	Índice de consistencia (Pa.s)
k_c	Conductividad térmica del fluido ($\text{W}/\text{K}\cdot\text{m}$)
$\dot{\gamma}$	Velocidad de deformación (s^{-1})
α	Difusividad térmica (m^2/s)
\bar{u}	Velocidad de flujo promedio (m/s)
Re_D	Número de Reynolds (Generalizado para fluidos no Newtonianos) $Re_D = (\rho D^n \bar{u}^{2-n})/k(3n + 1/4n)^n 8^{n-1}$
Nu	Número de Nusselt $Nu = hD/k_c$
Gr_D	Número de Grashof $Gr_D = g\beta(T_s - T_\infty)D^3/\nu^2$
Ri	Número de Richardson $Ri = Gr_D/Re_D^2$
Pr	Número de Prandtl $Pr = \nu/\alpha$
τ	Esfuerzo cortante N/m^2
δ	Separación entre placas (m)
ξ	Espesor del cilindro de cobre (m)

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

El campo de aplicación de los fluidos No Newtonianos resulta muy amplio, desde hace mucho tiempo las operaciones y procesos han ido evolucionando de acuerdo a las necesidades de la sociedad pasando por el estudio del flujo sanguíneo hasta el movimiento de glaciares.

Existe una gran variedad de aplicaciones en el transporte de fluidos por ductos, por mencionar algunos ejemplos: el transporte de fluidos como pinturas, alimentos, cosméticos, fluidos de enfriamiento, mezclas, polímeros, entre otros; en la manufactura de materiales compuestos la matriz del polímero se comporta como un fluido no Newtoniano, ya que la adhesión de fibras le da propiedades no newtonianas al material para reforzar la matriz.

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 $Ri < 0.1$, las fuerzas 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 $0.1 \leq Ri \leq 10$. (Incroper, 1996)

En este trabajo se estudia de manera experimental la convección de calor alrededor de un cilindro en un fluido Pseudoplástico, el fluido de trabajo es una solución acuosa de Carboximetil de celulosa al 2% y 4%, el fluido sigue la ley de potencia para la viscosidad. Se estudian dos valores del número de Grashof 60 y 130. Para caracterizar el régimen del flujo se emplea el número de Reynolds Generalizado y el número de Richardson para establecer los límites de la transferencia de calor forzada, mixta y natural.

La presente tesis se divide en cinco capítulos, el primero Introducción se da una descripción básica del contenido del trabajo, en el capítulo dos se presentan un resumen de los trabajos de investigación más relevantes para el desarrollo de esta tesis. En el capítulo tres se da una descripción tanto del dispositivo experimental como de la metodología de experimentación. En el capítulo cuatro se presentan los resultados de manera gráfica y se hacen comentarios del comportamiento de las curvas relacionadas con el coeficiente adimensional de transferencia de calor. Finalmente en el capítulo cinco se dan las principales conclusiones derivadas del análisis de los resultados obtenidos.

CAPÍTULO II

ANTECEDENTES

Antecedentes

Siendo los fluidos un tema de gran interés y de estudio en la actualidad, un fluido se define como aquella sustancia que se deforma continuamente cuando se le aplica un esfuerzo cortante, normal y de cuerpo. Debido a esto los fluidos se clasifican conforme a la relación de esfuerzo cortante y deformación. Los fluidos donde el esfuerzo cortante es directamente proporcional a su deformación, Figura (1), se les denomina fluido Newtonianos, estos siguen la ley de viscosidad de Newton, ecuación (1).

$$\tau = \mu \frac{dv}{dx} \quad (1)$$

Dónde:

- τ Es el esfuerzo cortante en el fluido ya sea en un punto o una superficie sólida en contacto con el fluido [Pa]
- μ Es la viscosidad del fluido [Pa*s]
- $\frac{dv}{dx}$ Tasa de deformación [s^{-1}]

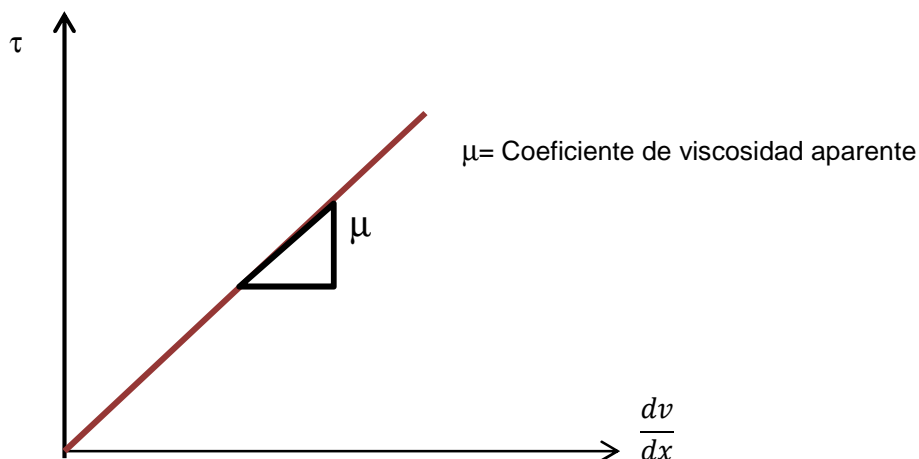


Figura 1 Diagrama Reológico de un fluido Newtoniano, donde dv/dx es la velocidad cortante o tasa de deformación y τ es el esfuerzo cortante.

La viscosidad es una de las propiedades más importantes para el estudio de los fluidos, la cual se define como una manifestación del movimiento molecular dentro del fluido, cuando estas moléculas están ubicadas en regiones con alta velocidad y chocan con moléculas con menor velocidad o viceversa, se provoca un transporte de cantidad de movimiento de una región del fluido a otra.

Se debe tomar en cuenta que existen distintos fluidos que no siguen la ley de viscosidad de Newton, a este tipo de fluidos se les conoce como fluidos no Newtonianos, en general se puede dar una clasificación de los fluidos no Newtonianos en relación a su comportamiento.

* **Comportamiento Pseudo-Plástico**

Característico de materiales de elevada viscosidad, disueltas o fundidas, cuya viscosidad disminuye rápidamente, cuando aumenta el esfuerzo. La función característica o reograma más típico es el de Ostwald $du/dy = f(\tau, t)$

donde du/dy es la velocidad de deformación y τ es el esfuerzo cortante, dentro de esta clasificación se pueden mencionar, polímeros en disolución, tinta de impresión, mermelada, etc.

El modelo de ley de potencia de Ostwald-de-Waele puede modelar fluidos pseudo-plásticos cuando el exponente, que caracteriza la ley, es mayor que uno. Algunos ejemplos de fluidos pseudo-plásticos son: pinturas, gomas, sangre, suspensiones, etcétera. Esta ley modela los fluidos newtonianos cuando n es igual a uno, y cuando n es menor que uno, representa a fluidos dilatantes. Como ejemplos de estos fluidos, se pueden citar, entre otros, el azúcar, tierra húmeda, soluciones en bórax.

* **Comportamiento Plástico**

Son materiales esencialmente parecidos a los pseudo-plásticos pero necesitan una tensión mínima para que exista una deformación continua. El reograma de Bingham tiene una función característica $du/dy = 1/\eta(\tau - f)$. Por ejemplo, pasta dentífrica, pomadas, grasas, chocolate, tinta de bolígrafo, etc.

* **Comportamiento Tixotrópico**

La viscosidad depende de la velocidad de deformación y del tiempo. Entre este tipos de fluidos se destacan, Pinturas (pequeñas rugosidades desaparecen con el tiempo), mayonesa, ketchup (tardan un tiempo en recuperar su forma), etc.

* **Comportamiento Dilatante**

El aumento de la viscosidad con τ o, incluso para un esfuerzo cortante elevado, el valor casi infinito de la viscosidad es la característica de comportamiento de una sustancia dilatante. Un reograma típico el de Ostwald: $du/dy = k\tau^n$; $n < 1$. Por ejemplo Arena húmeda, almidón en agua, depósitos de pintura de aceite, etc.

* **Comportamiento Irreversible**

Algunas sustancias tienen una variación de la viscosidad con el tiempo de esfuerzo de tipo Tixotrópico, pero la modificación de la viscosidad es irreversible y no hay regeneración estructural durante el tiempo de reposo.

El comportamiento de estos grupos se puede ver de manera gráfica en la Figura 1.2 Donde se aprecia el comportamiento de algunos de ellos.

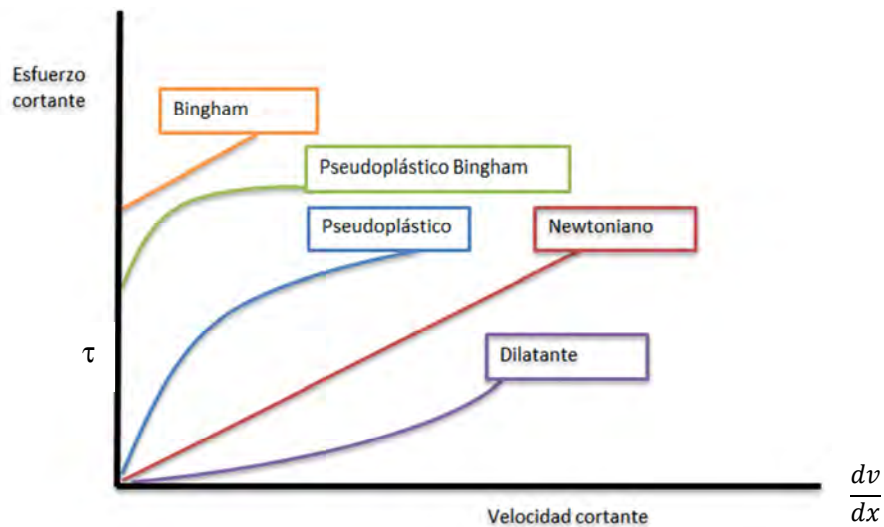


Figura 1.2 Diagrama reológico, donde dv/dx es la velocidad cortante o tasa de deformación y τ es el esfuerzo cortante

En general los fenómenos asociados con el manejo de fluidos no newtonianos y principalmente la transferencia de calor tiene un gran importancia y una amplia aplicación que va desde los sistemas biológicos hasta aparatos domésticos comunes, pasando por la parte civil, procesos industriales, aparatos electrónicos y el procesamiento de alimentos. (Cengel, 2011)

La transferencia de calor relacionada con los procesos industriales requieren de equipos especiales como los intercambiadores de calor, las calderas, los condensadores, los calentadores, los hornos, los refrigeradores y los colectores solares que están diseñados tomando en cuenta el análisis de la transferencia de calor.

En general en 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 la convección de calor está presente. 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 adimensional de transferencia de calor, campos de velocidades, perfiles de temperatura, coeficiente de fricción en las paredes para diferentes relaciones de aspecto del canal. La mayoría de los estudios 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 y $\dot{\gamma}$ es la tasa de formación. En este sentido diversos autores estudian la dependencia de la transferencia de calor respecto al índice de comportamiento “ n ” (L.S, 2009). Martin M.H. and Khan W.A. presentan un estudio para la convección natural en cilindros concéntricos y determina que el Nusselt disminuye con el decrecimiento del índice de comportamiento “ n ” (M.H., 2013).

Otro trabajo presentado para el estudio de la convección de calor en fluidos no newtonianos alrededor de un cilindro, es presentado por [A. BOSE] el cual realiza trabajo numérico relacionado con la transferencia de calor en una convección mixta desde un cilindro calentado horizontalmente para un fluido de Bingham en un flujo asistido. Los resultados numéricos de este trabajo muestran la influencia del número de Bingham en los patrones de flujo como se aprecia en la figura 1.3, también sitúan las principales propiedades (Re , Pr , Ri , Bn) en un amplio rango, estos parámetros se obtuvieron para demostrar la influencia que existe en la estructura de los

campos de velocidad y temperatura en las proximidades del cilindro calentado, así como en el número de Nusselt causado por la combinación de flotabilidad inducida y el flujo forzado con ayuda de la configuración de la flotabilidad.

Por otra parte muestra líneas de corriente e isothermas en el área del cilindro para distintos valores del número de Bingham, número de Richardson y para valores extremos de número de Reynold y Prandtl. Es necesario recordar que en ausencia de efectos de flotabilidad $Ri=0$ en $Re=0.1$, no se espera observar una separación de flujo para fluidos newtonianos. Esta tendencia es similar para el caso de un fluido Bingham como se puede ver en la Figura 1.4; también se observa como es evidente que el número de Bingham es creciente debido al crecimiento de las regiones no protegidas en las líneas de corriente en la región del cilindro.

Posteriormente, con un $Re=0.1$, la corriente inducida por flotación contribuye significativamente a la fuerza del flujo, como se puede medir, como se muestra en la Figura 1.5, a partir de la aglomeración de líneas de corriente en la superficie del cilindro con un $Ri=2$ para un fluido Newtoniano, mientras que este efecto es menos obvio en un fluido de Bingham; debido a la influencia estabilizadora del estrés de fluencia del fluido.

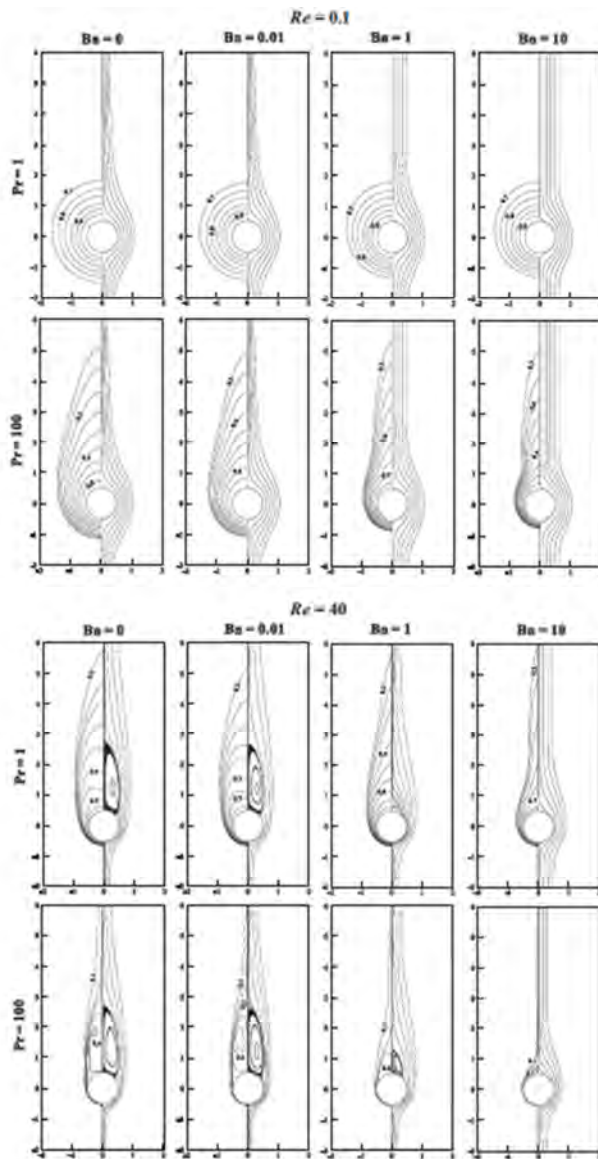


Figura 1.4 Líneas de corriente (lado derecho) e isothermas (lado izquierdo) alrededor del cilindro con un $Ri=0$ (Bose, 220)

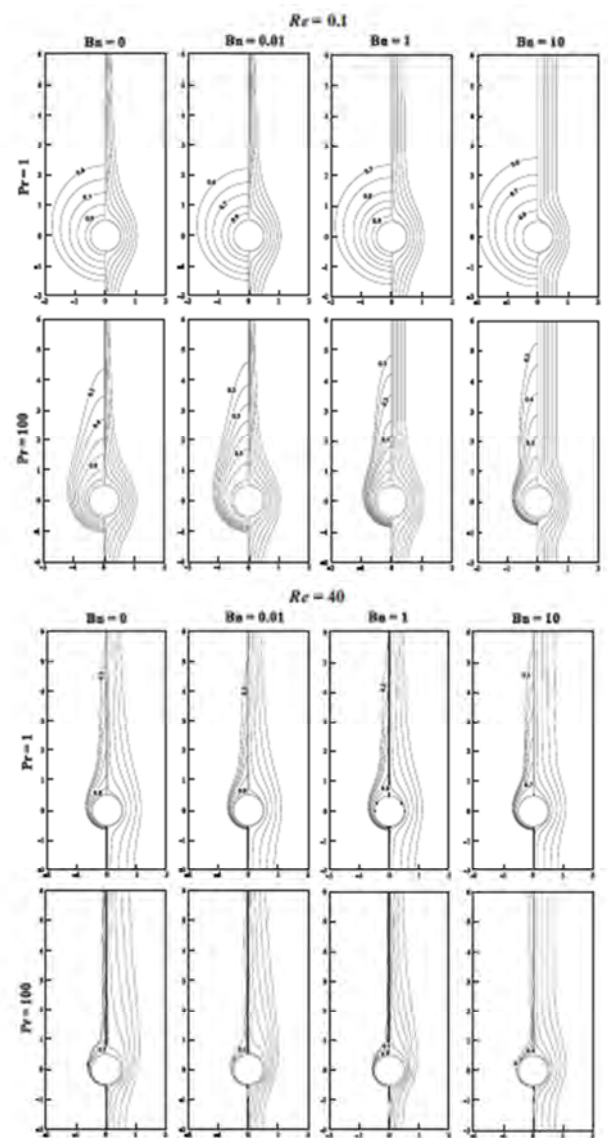


Figura 1.5 Líneas de corriente (lado derecho) e isothermas (lado izquierdo) alrededor del cilindro con un $Ri=2$ (Bose, 220)

Finalmente, los valores más grandes del número de Nusselt se alcanzan para ángulos de 0° a 30° donde se presenta el punto de estancamiento además se observa que el número de Nusselt se incrementa con el incremento del número de Bingham. Como se observa el incremento en el número de Prandtl favorece significativamente la transferencia de calor ya que para valores de $Bn = 0$ los valores del número de Nusselt se incrementan y tiende a igualarse en valor, este efecto es más notorio para valores de $Bn = 5$ en donde se observa que los valores del número de Nusselt crecen y son prácticamente iguales para los tres números de Richardson estudiados.

El comportamiento del número de Nusselt es similar para valores del número de $Re = 40$ y $Pr = 1$. Sin embargo para valores del $Pr = 100$, los resultados muestran cambios importantes para ángulos mayores a 120°, Figura 1.6, en el caso de $Ri = 0$ y $Bn = 0.05$ las curvas muestran un cambio en la tendencia del número de Nusselt, es decir, se incrementa para algunos valores en otros disminuye rápidamente. (Ortega Tenorio, 2016)

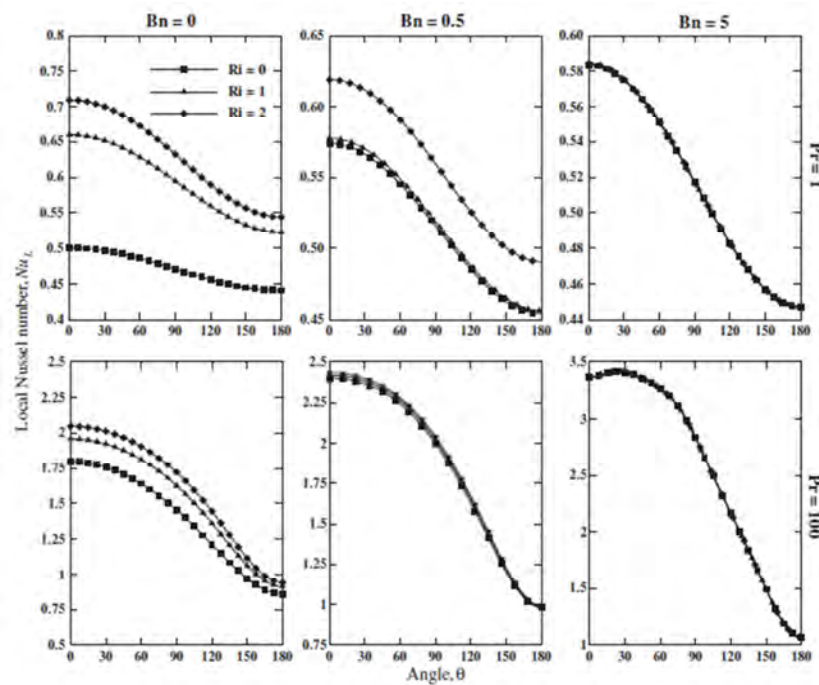


Figura 1.6 Variación del número de Nusselt local para distintos ángulos (Bose, 220)

Otro de los estudios más importantes en este campo es de Sidhartha Bhowmick, el cual estudia la convección mixta asistida alrededor de un cilindro circular horizontal con un flujo de calor uniforme. Utilizando un modelo de

viscosidad de la ley de potencia modificada;
$$V = \frac{K}{\rho} \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right|^{n-1} \rightarrow \bar{\gamma}_1 \leq \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right| \leq \bar{\gamma}_2 .$$

Los autores verifican el comportamiento adimensional de la viscosidad del fluido (D) contra la variación del índice del comportamiento (n) en la Fig. 1.7, utilizando los resultados de Boger. (Boger, 1977)

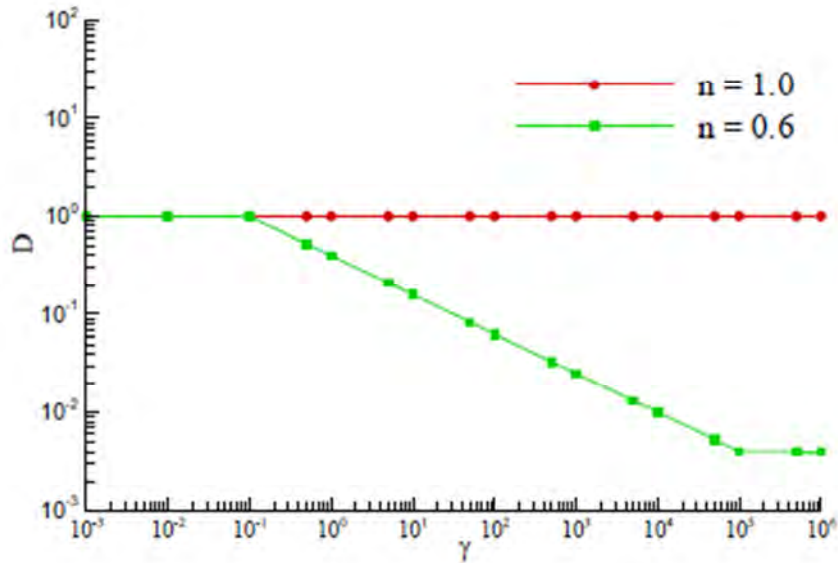


Figura 1.7 Correlación de la ley de potencia modificada (Bhowmick, 2014)

Así mismo Bhowmick demuestra la variación de Nu en la Figura 1.8 para 5 diferentes valores de λ ($= -5, 0, 2, 5, 10$) en $Pr = 100$ para la ley de potencia de un fluido No Newtoniano en el caso donde $n = 0.6$ y el fluido n Newtoniano ($n = 1.0$). En el caso del fluido No Newtoniano existe una variación importante respecto al cambio de λ y existe un valor máximo para valores aproximados a $X = 0.5$, sin embargo para el fluido Newtoniano no es tan significativa la variación de Nu y tiene un comportamiento decreciente monótono. Ambos fluidos mantienen el mismo orden de las curvas para los valores de λ .

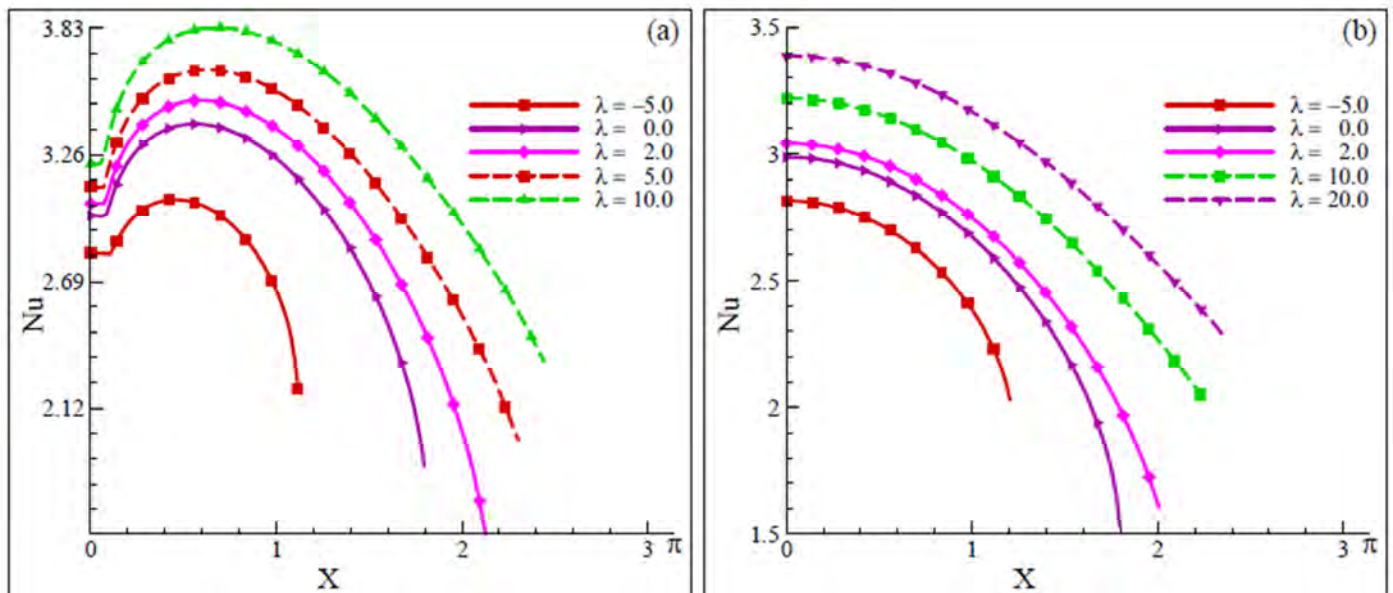


Figura 1.8 Número de Nusselt para diferentes valores del numero de Richardson, λ para $Pr = 100$ con (a) $n = 0.6$ y (b) $n = 1$ (fluido Newtoniano) (Bhowmick, 2014)

En la Figura 1.9 además se observa la variación de la temperatura en la capa límite alrededor del cilindro cuando alcanza las condiciones de la corriente libre aproximadamente en $Y = 0.5$ y 0.6 , para un fluido No Newtoniano y Newtoniano, respectivamente. Sin embargo, en la región de aguas abajo desde el punto de estancamiento se retrasa el tiempo en el que se alcanza la temperatura del fluido.

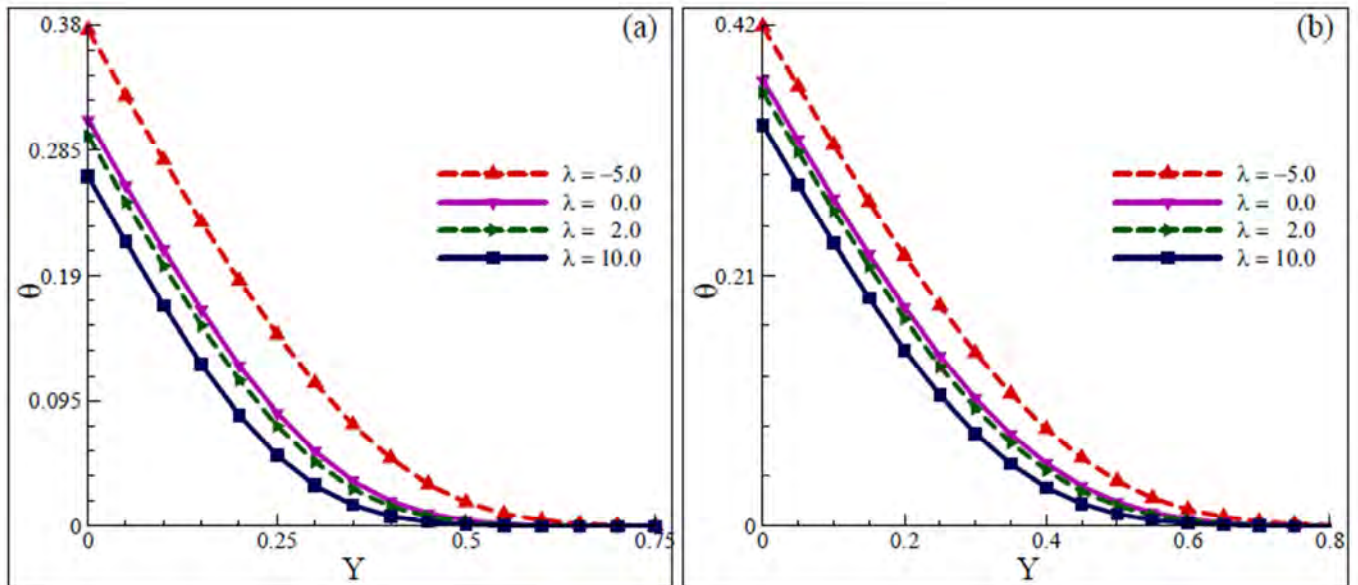


Figura 1.9 Distribución de temperatura en $X=1$ para valores diferentes del número de Richardson, λ para $Pr=100$ para (a) $n=0.6$ y (b) $n=1$ (fluido Newtoniano) (Bhowmick, 2014)

Para un fluido No Newtoniano el comportamiento se ve un poco más afectado en comparación con el fluido Newtoniano y en ambos casos se mantiene el mismo orden de las curvas para los valores de λ . (Donde $\lambda = Gr / Re^{-1/2}$).

Por otra parte uno de los primeros trabajos realizados en convección mixta en cilindros fue el de Collis y Williams. En este estudio se busca hacer una modificación a los métodos de calibración usados en ese entonces en anemometría de hilo caliente. El estudio de Collis y Williams, donde se realizan mediciones de la transferencia de calor para el caso particular de alambres horizontales en una corriente de aire, permite obtener suficientes datos para la formulación de un criterio que indique el inicio de los efectos significativos de la convección natural cuando el número de Reynolds decrece desde valores donde la convección forzada es dominante. En sus resultados nos presentan datos pertenecientes a la convección forzada donde se consolidan en una sola curva para cada condición de temperatura, esto se demuestra en una escala logarítmica para una carga a baja y alta temperatura mediante la figura 1.10.

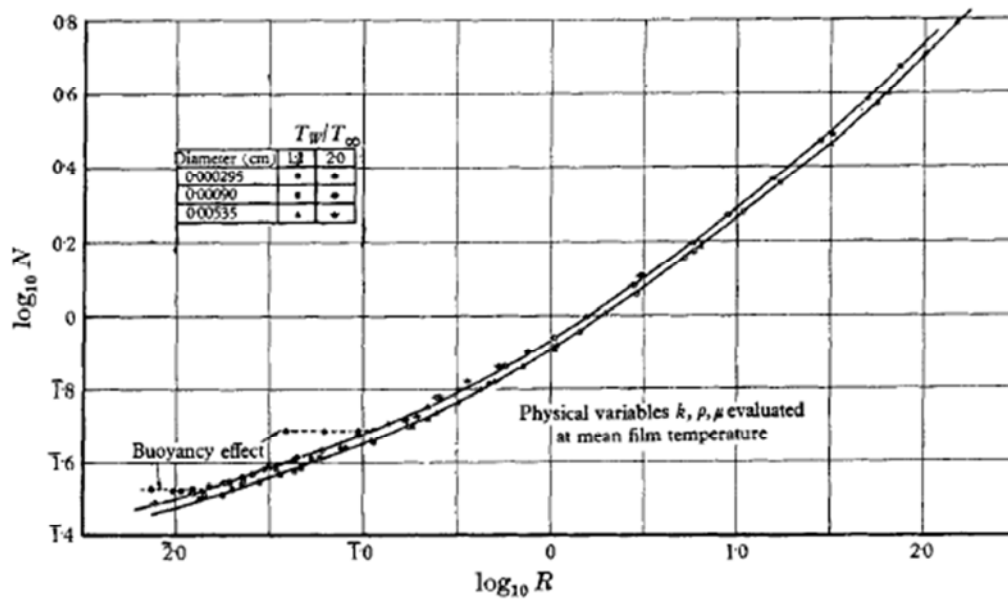


Figura 1.10 Variación continua del número del Nusselt vs número de Reynolds que muestra el efecto residual de la carga de temperatura (Collis, 1959)

Otro de sus resultados y el más relevante para este trabajo es la representación de los datos del número de Reynolds muy bajo en una escala ampliada como se muestra en la figura 1.11. Se observa una dependencia en la temperatura además, se muestra claramente que a medida que se reduce aún más el Reynolds, la velocidad de transferencia de calor pasa a través de un mínimo superficial antes de alcanzar el valor de convección libre de un número Reynolds cero. Este fenómeno aparentemente fue observado por primera vez por Ower & Johansen (1931).

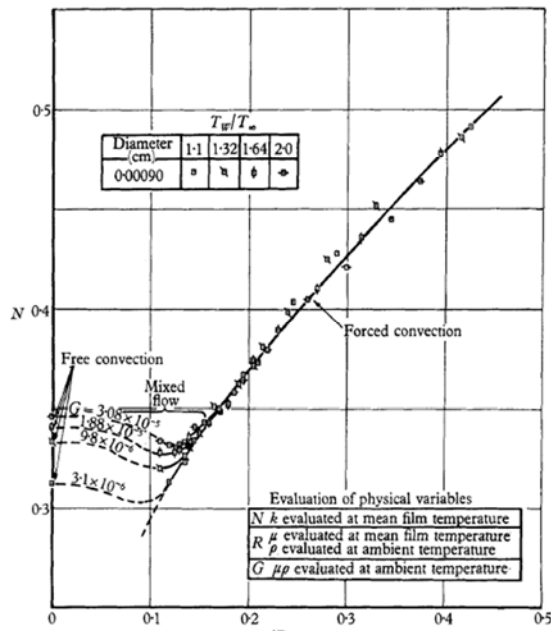


Figura 1.11 Interacción de una convección natural y forzada (Collis, 1959)

Por otro lado A. P. Hatton, D.D. James y H.W. Swire realizaron un estudio experimental en convección mixta alrededor de cilindros horizontales que incluye los flujos asistidos, transversal y contra flujo. Los resultados experimentales permiten proponer correlaciones para las condiciones de convección natural y convección forzada, y por medio de una adición vectorial de los parámetros de flujo se desarrolla una correlación para la región de convección mixta. (F.J. Solorio)

Shrinivas K. Nayak y V.A. Sandborn, basados en mediciones y en una visualización del flujo, proponen un modelo matemático para una convección mixta donde la convección natural es opuesta al flujo de convección forzada. Observaron 3 tipos de flujos: el primero se presenta en la convección natural, donde a muy bajas velocidades la pluma de flotación domina la transferencia de calor, el segundo se presenta al alcanzar un número de Reynolds "crítico inferior", cuando la convección natural y forzada son del mismo orden de magnitud, observándose una transferencia de calor periódica bien definida, y el tercero se tiene cuando se alcanza un número de Reynolds "crítico superior", para el que la transferencia de calor periódica cesa abruptamente. Para velocidades mayores al límite crítico superior las fuerzas debidas al flujo forzado dominan. Budzynski presenta una investigación experimental de convección mixta desde un alambre de tungsteno en un flujo cruzado donde correlaciona los resultados experimentales por medio de la ecuación de una superficie 3-D de transferencia de calor.

Autores como F. J Solorio et al. Estudian experimentalmente la convección mixta alrededor de un cilindro horizontal de sección circular, con un diámetro del mismo orden de su longitud, colocado en el flujo en un canal vertical de sección rectangular. Se llevaron a cabo la visualización para cada condición de transferencia de calor, números de Reynolds y Grashof con su correspondiente número de Nusselt.

En la figura 1.12 se muestran los patrones de flujo correspondiente a una convección forzada dominante con $Re=524$, $Gr= 34\ 000$ y $Gr/Re^2= 0.12$. El flujo es muy similar al que se tendría si no existiera la transferencia de calor, con una separación de la corriente en el cilindro para un ángulo de aproximadamente 80° .



Figura 1.12 Convección forzada dominante (F.J. Solorio)

En la Figura 1.13 se muestra los patrones de flujo correspondiente a la convección mixta propiamente dicha, con $Re= 550$, $Gr= 343\ 780$ y $Gr/Re^2= 1.14$. Se observa que para este caso la convección natural produce una

separación temprana del flujo, con un ángulo de aproximadamente 45° , lo que produce una estela oscilante más ancha que en el caso anterior.



Figura 1.13 Convección mixta dominante (F.J. Solorio)

En la figura 1.14 se muestra un flujo donde la convección natural domina a la convección forzada, con $Re=216$, $Gr= 346\ 570$ y $Gr/Re^2= 7.4$. Para este caso no se observa un patrón típico de separación ya que la convección natural produce un movimiento ascendente del fluido en la parte frontal, que al ser arrastrado aguas abajo por la corriente produce una estela oscilatoria bastante ancha.



Figura 1.14 Convección natural dominante (F.J. Solorio)

JUSTIFICACIÓN

Diversos autores reportan la carencia de trabajos experimentales, Por lo que en esta tesis se estudia de manera experimental la convección de calor alrededor de un cilindro en un fluido Pseudoplástico, con el objetivo de analizar el comportamiento de la transferencia de calor dentro de los tres regimenes de convección (forzada, mixta y natural), el fluido de trabajo es una solución acuosa de Carboximetil de celulosa con índices de comportamiento de $n=0.75$ y $n=0.56$, el cual sigue la ley de potencia para la viscosidad,

$$\mu = \kappa \dot{\gamma}^{n-1}$$

Donde k y n son constantes. Cuando $n < 1$ este modelo corresponde a fluidos pseudoplásticos, mientras que si $n > 1$ este modelo se refiere a los fluidos dilatantes.

De la cual se deriva la siguiente expresión para el esfuerzo cortante

$$\tau = \kappa \dot{\gamma}^n$$

El comportamiento viscoso de los fluidos no newtonianos es mucho más complejo de lo que se ha descrito hasta ahora en este trabajo se estudian dos valores del número de Grashof 60 y 130. Para caracterizar el régimen del flujo se emplea el número de Reynolds Generalizado y el número de Richardson para establecer los límites de la transferencia de calor forzada, mixta y natural.

CAPÍTULO III

DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

y

METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

El dispositivo experimental, Figura 2.1- 2.2, es una celda de Hele-Shaw formada por dos placas de acrílico transparente de 18 mm de espesor, 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. En el centro de la celda está colocado un cilindro de cobre, de $D = 2.54 \times 10^{-2}$ m, y longitud $\xi = 2.5 \times 10^{-2}$ m con una conductividad térmica $k_c=400$ W/Km y dentro del cilindro hay una resistencia eléctrica de 50 Watts, figura 2.3.



Figura 2.1 Dispositivo Experimental



Figura 2.2 Dispositivo Experimental ángulo frontal



Figura 2.3 Resistencia eléctrica de 50 Watts

Las dimensiones del canal, figura 2.5, permiten alcanzar las condiciones de desarrollo hidrodinámico de acuerdo con (Gupta, 2001), el cual propone una ecuación para estimar la longitud de desarrollo, Ec 2.2 en función del número de Reynolds modificado, considerando un flujo laminar además, en la Figura 3 se presenta los resultados de manera gráfica de las distintas soluciones para la longitud de desarrollo. Para este trabajo se propone un rango de Reynolds $0.01 \leq Re_D$ (Reynolds generalizado) ≤ 20 . La longitud de desarrollo se calcula con el valor máximo del número de Reynolds y se estima esta, que para este caso se estima como valor máximo 10 cm.

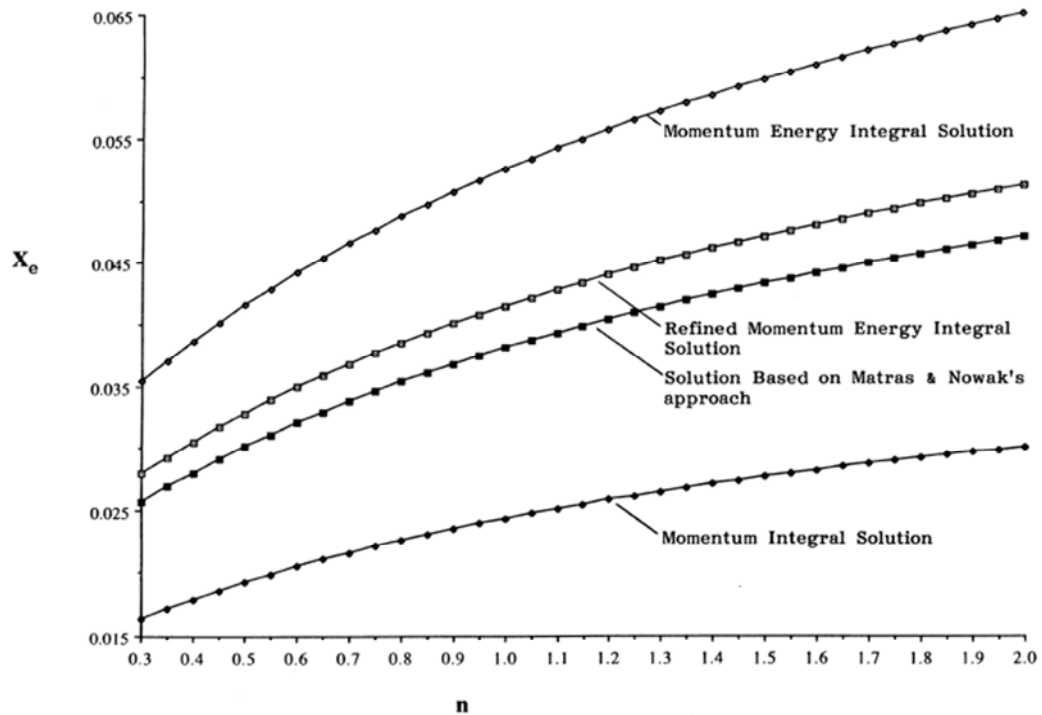


Figura 2.4 Longitud de desarrollo en una tubería como una función de n (Gupta, 2001)

$$X_e = \frac{x/h}{R_n} = \left(\frac{2n+1}{3(n+1)} \right)^2 X \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$R_n = 12 \left(\frac{nh}{2n+1} \right)^n \frac{\hat{u}_m^{2-n} p}{n2^{(n-1)/2}} \quad \text{Ec. 2.2}$$



Figura 2.5 Tubos paralelos con la dimensión necesaria para alcanzar la condición de desarrollo hidrodinámico

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 $20 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$. Mientras que el filtro ayuda a disminuir las perturbaciones y burbujas provocadas por el fluido que reingresa al tanque proveniente de la salida de la celda, como se muestra en la Figura 2.6 – 2.7.



Figura 2.6 Parte superior del dispositivo donde se encuentra el área de enfriamiento

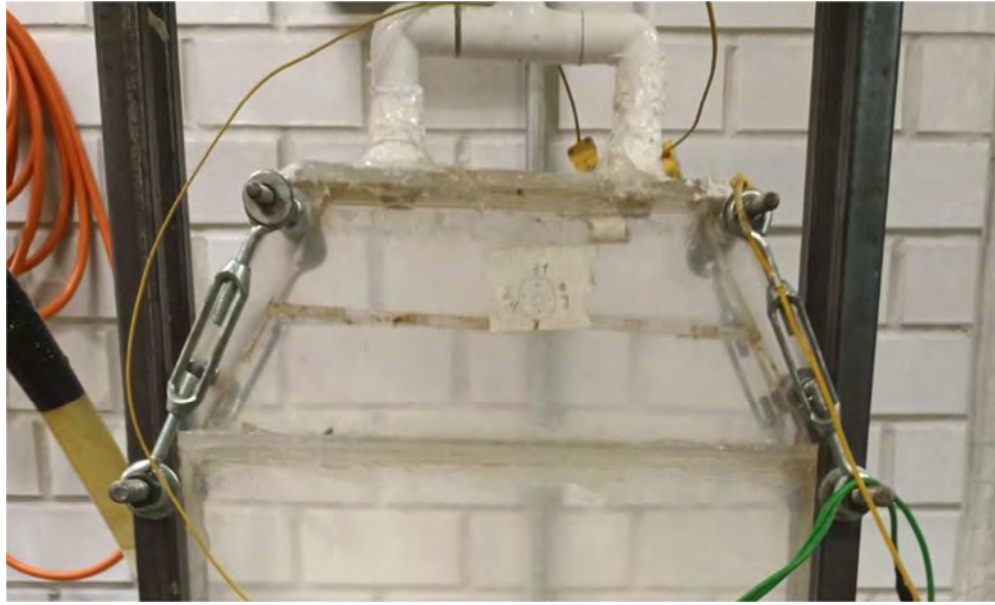


Figura 2.7 Filtro que disminuye las perturbaciones del fluido que reingresa al tanque.

El fluido de trabajo es una solución de CMC (Carboximetil celulosa) al 2% y al 4%. La preparación de las soluciones se realizó con ayuda de la **Tabla 2.1** la cual proporciona una relación entre CMC y agua.

Tabla 2.1 Relación CMC vs H₂O

Solución en peso	CMC (g)	H ₂ O (L)
0.4%	4	1L
0.3%	3	1L
0.2%	2	1L

El procedimiento para la preparación del fluidos consiste en mezclar la cantidad necesaria del polvo CMC y agua a temperatura ambiente como se muestra en la Tabla 1, con ayuda de un batidor manual se eliminaron los grumos que quedaban en la superficie hasta que se obtuvo una mezcla homogénea, una vez que el CMC está incorporado se deja reposar la solución por más de 12 horas antes de su uso. Phino y Whitelaw (Phino, 1990), reportan los valores del índice de consistencia k y del índice de comportamiento “n” para diferentes concentraciones de CMC, **Tabla 2.2**.

Tabla 2.2 Ley de potencia, $\tau = K \gamma^n$ parámetros y rango del esfuerzo cortante (γ)

Solución en peso	$K(\text{Pa}\cdot\text{s})$	n	γ Rango (s^{-1})
0.4%	0.447	0.56	115 – 12 000
0.3%	0.184	0.64	140 – 12 000
0.2%	0.044	0.75	140 – 12 000
0.1%	0.0075	0.90	140 – 12 000

Además, encuentran que la degradación del fluido ocurre en proporción inversa a la concentración, lo que mostró que el CMC tiene una buena estabilidad con 6% de disminución de la viscosidad de una solución acuosa de 0.025 % en peso después de dos horas en un flujo turbulento de recirculación. En soluciones de CMC al 4% en peso después de más de seis horas de trabajo existe una disminución del 10% en la viscosidad y una degradación completa del fluido después de cuatro semanas.

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Se estudia la Transferencia de calor por convección alrededor de un cilindro a contraflujo. El fluido de trabajo es un fluido Pseudoplástico cuya viscosidad tiene un comportamiento de acuerdo a ley de Potencia.

Como se observa en el esquema de la figura 3. El cilindro con temperatura de superficie T_s constante, está dentro de una corriente descendente de un fluido pseudo plástico con velocidad y temperatura de la corriente libre U_∞ y T_∞ respectivamente. En este caso la transferencia de calor desde la superficie del cilindro hacia la corriente libre provoca cambios en la densidad del fluido lo que da origen a las fuerzas de flotación que se oponen a las fuerzas inerciales del flujo descendente

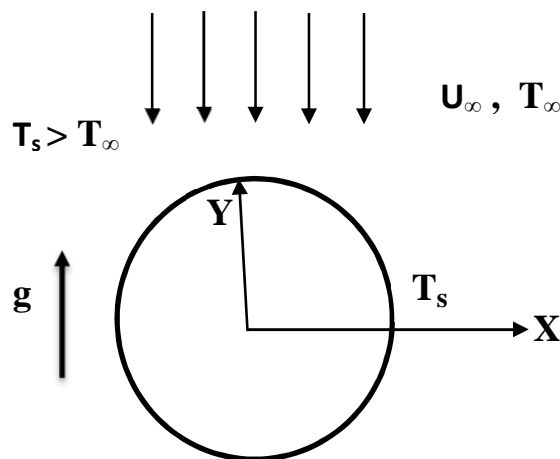


Figura 2.8 Esquema del cilindro

Dependiendo tanto de la intensidad del flujo de fluido como de la diferencias de temperaturas entre la superficie del cilindro se pueden presentar las condiciones de una convección mixta, natural o bien forzada. Las ecuaciones generales que gobiernan el comportamiento del fluido son

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho g \beta (T_s - T_\infty)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

Donde u y v son velocidades en x y en y respectivamente, ρ es la densidad del fluido, μ es la viscosidad dinámica, g es la aceleración de la gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica, k es la conductividad térmica, C_p es calor específica a presión constante. En este caso se considera la ley de potencia para la viscosidad

$$\mu = K \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^{n-1}$$

Donde K es el índice de consistencia dimensional y n es el índice de comportamiento con un valor $n < 1$ para el fluido pseudo plástico.

En este trabajo se analiza de manera experimental la transferencia de calor por convección alrededor de un cilindro, de acuerdo al diseño del dispositivo experimental se pueden establecer las condiciones de convección forzada, mixta y natural.

METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

Los experimentos se iniciaron con el llenado del dispositivo con el fluido de trabajo, se dejó reposar por un periodo de 20 minutos para eliminar el mayor número de burbujas de aire que se generan durante el llenado, ya que estas pueden adherirse a la superficie del cilindro y afectar la transferencia de calor.

Posteriormente se fijó un gasto mediante la válvula de compuerta colocada en la parte inferior del dispositivo, Figura 2.9-2.10, el gasto se mide con el empleo de un vaso de precipitado y un cronómetro, el gasto se establece de acuerdo al número de Reynolds deseado, una vez realizado esto, se mantuvo la temperatura del fluido a la entrada de la celda a 20 ± 0.5 °C, simultáneamente mediante un transformador variable (variac) se suministró voltaje y corriente a la resistencia eléctrica que se muestra en la Figura 2.11 y 2.12, se ajustaron estos valores hasta alcanzar la temperatura en la superficie del cilindro de acuerdo al número de Grashof que se estudia.

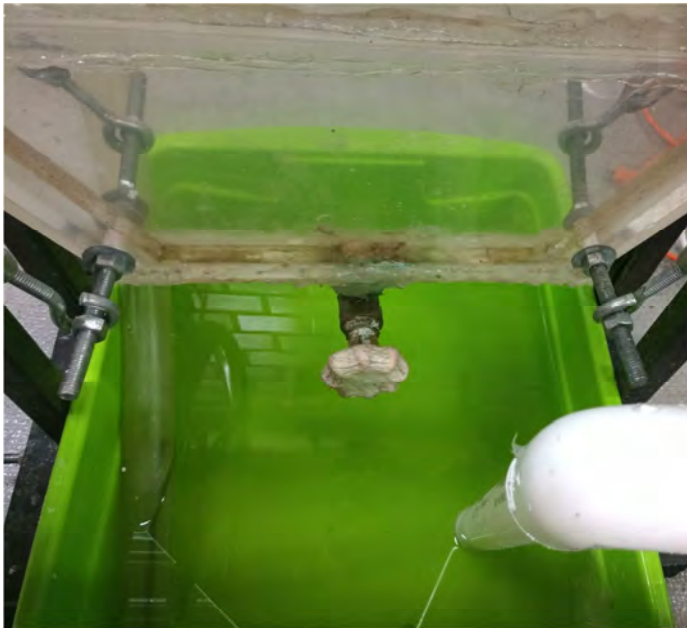


Figura 2.9 Válvula para fijar gasto

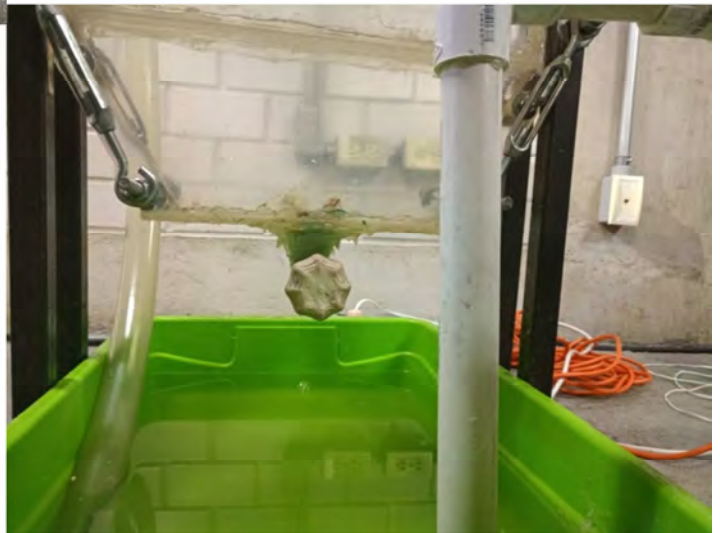


Figura 2.10 Válvula de compuerta colocada al final del sistema

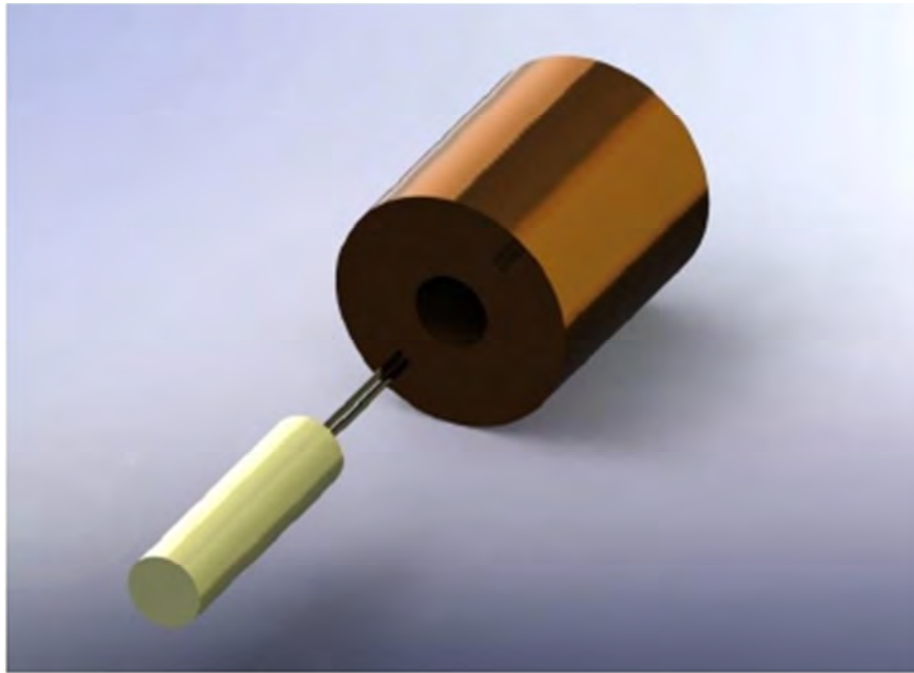


Figura 2..11 Esquema del Cilindro de cobre, en el centro lleva un barreno de 3/8 pulgada y en su interior se coloca una resistencia eléctrica de 50 W.

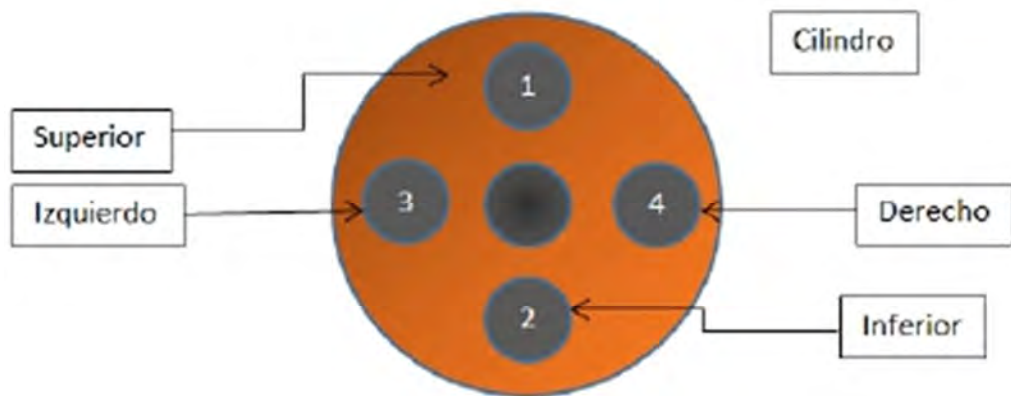


Figura 2.12 Ubicación de los termopares en el cilindro

El fluido de trabajo es un flujo Pseudoplastico el cual se prepara mediante una solución acuosa al 2% y 4% de CMC, cuya viscosidad se ajusta la Ley de Potencia, con $n = 0.56, 0.75$ y $k = 0.44, 0.044$ Pas*s, respectivamente como se mencionó anteriormente.

Las condiciones de estado permanente 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, voltaje con un multímetro digital, figura 2.9, con una resolución de $\pm 0.1V$ y temperatura con un termómetro digital marca FLUKE, figura 2.13, con una resolución de $\pm 0.1^{\circ}C$. Posteriormente, se modificó el gasto para el siguiente número de Reynolds.



Figura 2.13 Termómetro digital, Multímetro digital y Variac. Instrumentación utilizada para los experimentos

Durante los experimentos se manejaron los mismos 10 gastos volumétricos en cada experimento lo que permitió valores del número de Reynolds en un rango de $0.01 < Re_D < 20$ y dos condiciones de temperatura con lo que se logra valores del número de Grashof $Gr_D = 60$ y 130 . Con lo que se garantiza tener las tres condiciones de convección de calor. Durante el desarrollo de los experimentos cada punto experimental fue verificado 3 veces con lo que se obtuvieron los valores promedios que son reportados más adelante de manera gráfica.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos durante la parte de experimentación, como anteriormente se mencionó cada punto experimental se realizó tres veces, en cada curva se muestran los promedios de cada punto experimental, los resultados completos en la sección de apéndices.

En la Fig 3.1 se presenta el número de Nusselt en función del número de Richardson (Nu vs Ri) para un fluido con índice de comportamiento $n = 0.75$. Donde se puede observar una convección puramente forzada en un rango del número de Richardson de $0 < Ri < 100$, y en el caso contrario la convección natural se presenta para un rango del número de Richardson de $Ri > 800$, donde se puede observar que la transferencia de calor va aumentando conforme el número de Richardson crece, y en el rango de $100 < Ri < 800$ se dan las condiciones para una convección mixta donde la transferencia de calor sufre una disminución significativa.

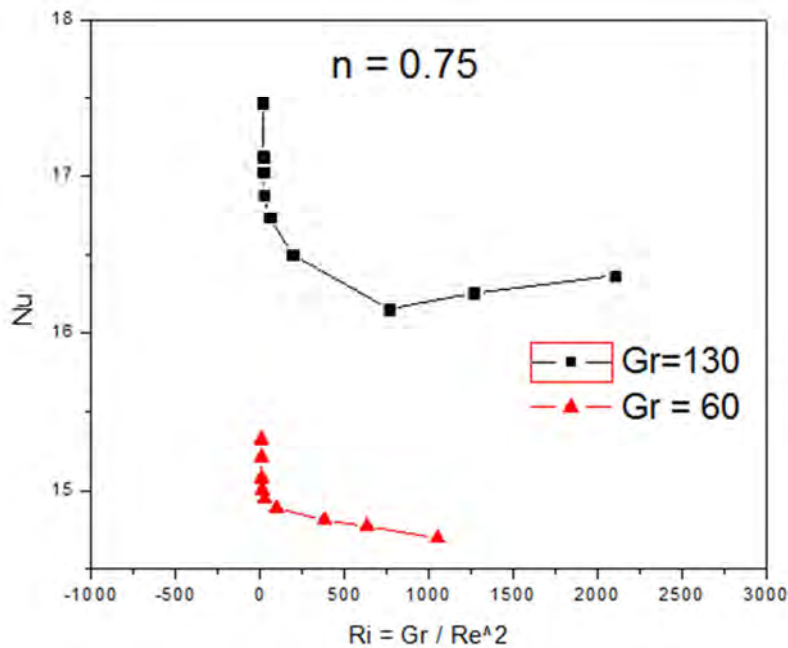


Figura 3.1 Comportamiento del coeficiente adimensional de transferencia de calor Un en función del número de Richardson para $n = 0.75$

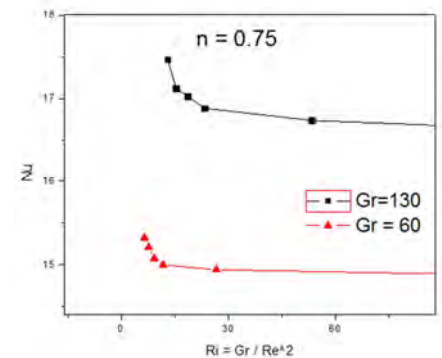


Figura 3.1.1 Escala ampliada en la convección forzada para $n=0.75$

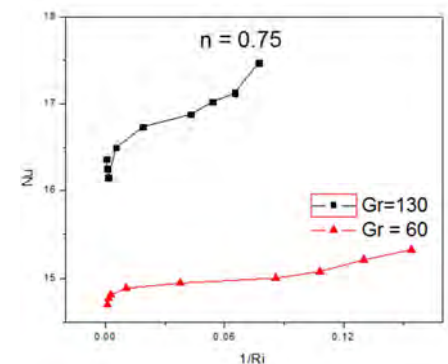


Figura 3.1.2 Grafica Nu Vs $1/Ri$ para $n = 0.75$

En la Fig 3.2 se presenta los resultados de la transferencia de calor para un índice de comportamiento $n = 0.56$ en función del número de Richardson. En esta gráfica se puede apreciar mejor la caída de transferencia de calor que corresponde a la convección mixta para un rango del número de Richardson de $1000 < Ri < 2000$. En este caso la convección forzada se presenta en un rango de $0 < Ri < 1000$ y por último la convección natural se presenta para valores mayores del número de Richardson de $Ri > 2000$.

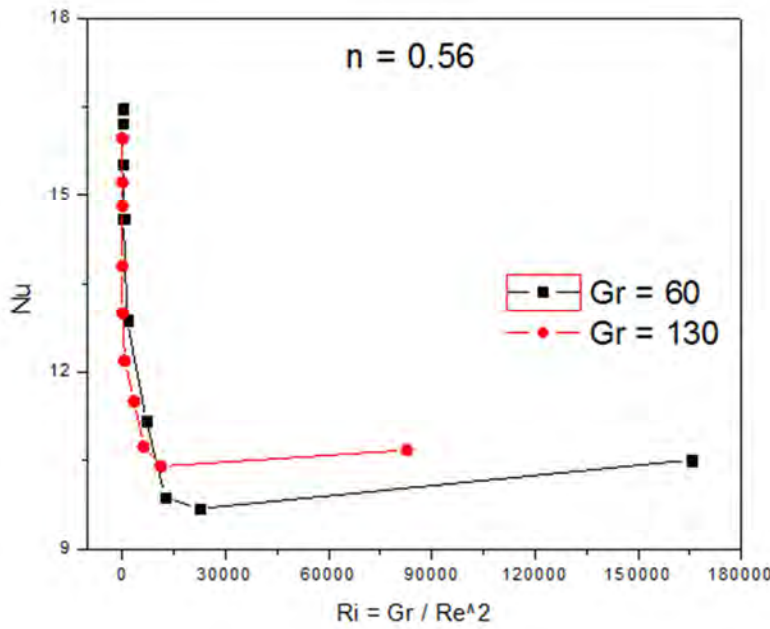


Figura 3.2 Número de Nu vs Ri, para un fluido Pseudoplástico con un valor del índice de comportamiento de n=0.56

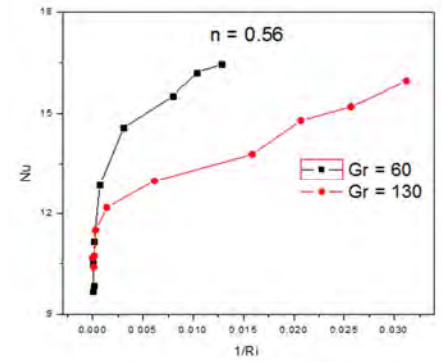


Figura 3.2.1 Comportamiento de n=0.56 en una gráfica Nu Vs 1/Ri

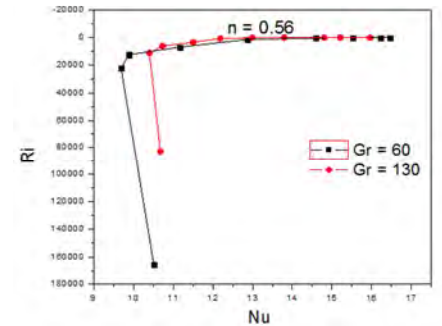


Figura 3.2.2 Comportamiento de n=0.56 graficando Ri Vs Nu

La Fig. 3.3 Muestra la variación del número de Nusselt en función del parámetro de flotación para un fluido Newtoniano cuyo índice de comportamiento $n=1$, como se observa para valores de $Ri < 0.1$ se encuentra la convección forzada, la convección natural que se presenta en un rango de $0.3 < Ri$ y finalmente se puede apreciar la convección mixta en un rango de número de Richardson de $0.1 < Ri < 0.3$.

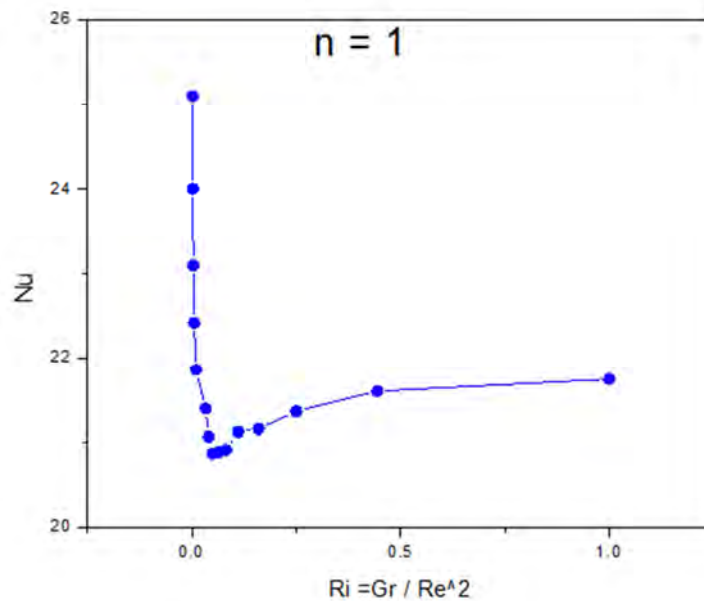


Figura 3.3 Número de Nu vs Ri, para un fluido Newtoniano con un valor del índice de comportamiento de $n = 1$

La Fig 3.4 es una comparación del comportamiento de la transferencia de calor con los números de Richardson experimentales, al realizar esta comparación como se muestra no se observa los resultados con gran detalle, por lo tanto se normalizo el número de Richardson para tener una buena comparación entre los 3 fluidos de trabajo con diferente índice de comportamiento como se muestra en la Fig 3.5.

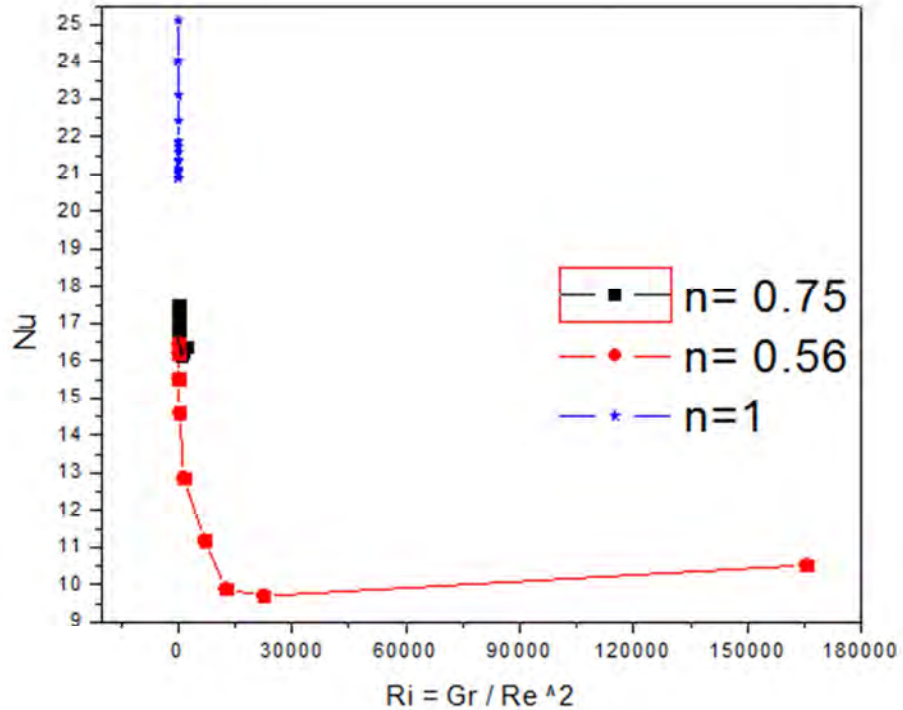


Figura 3.4 Comparación del número de Nusselt vs Ri, para fluido newtoniano y fluidos pseudo plásticos con un valor del índice de comportamiento n=0.56, n=0.75 y n = 1

La Fig 3.5 como anteriormente se menciona es la comparación de un fluido Newtoniano en un rango semejante de trabajo del número de Richardson normalizado y condiciones semejantes al fluido No Newtoniano con $\Delta T = T_s - T_\infty = 40^\circ\text{C}$ y graficando con los parámetros **Nu Vs Ri***. Se observa que aun cuando es el mismo gradiente de los valores del número de Grashof diferentes entre el fluido de trabajo (CMC) y agua, donde se observa que cuando el índice de comportamiento “n” es menor al de un fluido Newtoniano cae la transferencia de calor y por este motivo se da la separación entre las curvas así como también el desplazamiento de las curvas hacia la derecha. La normalización del número de Richardson se realiza dividiendo Ri/ Ri max para un n= 0.75 corresponde un Ri max de 11880 y para n=0.56 un Ri max de 165461.

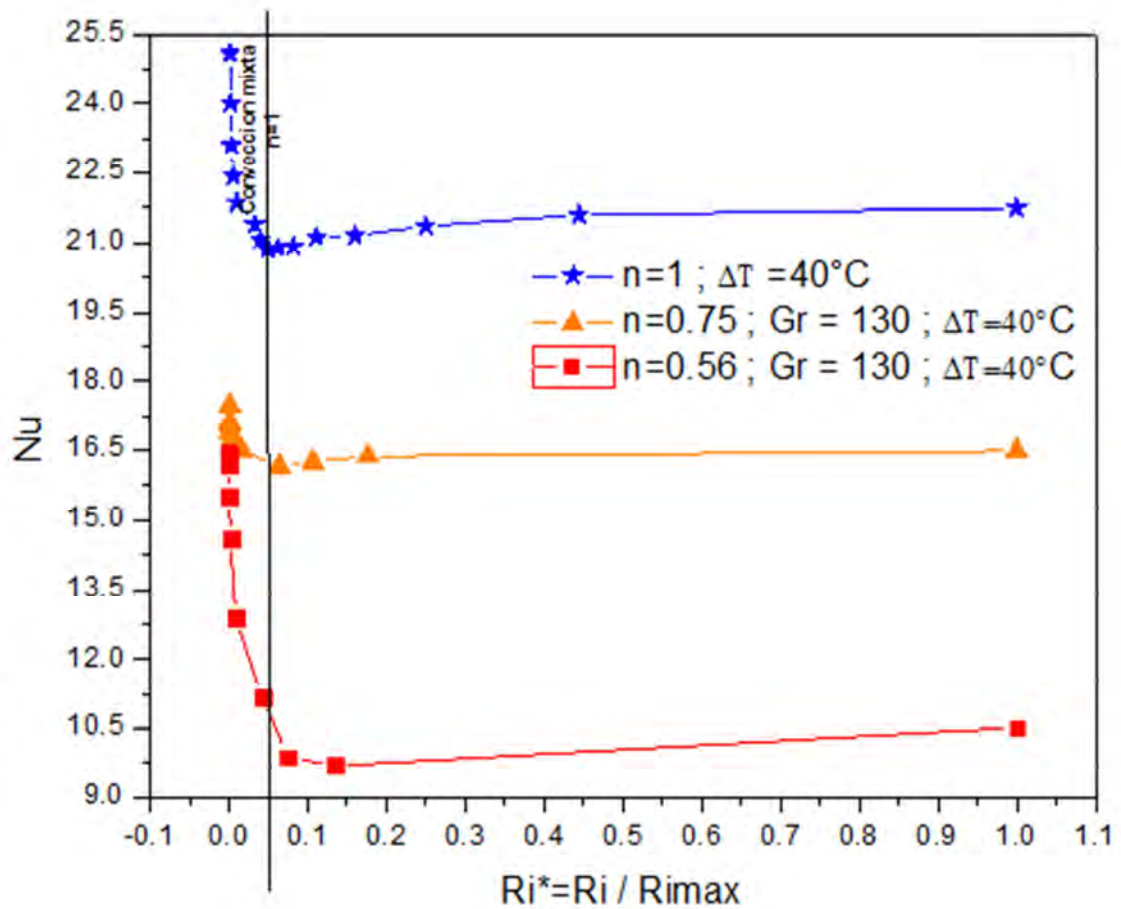


Figura 3.5 Comparación del número de Nusselt vs Richardson normalizado para un fluido newtoniano y fluidos pseudo plásticos con un valor del índice de comportamiento $n=0.56$, $n=0.75$ y $n = 1$ con $\Delta T = 40^\circ C$ para los 3 fluidos.

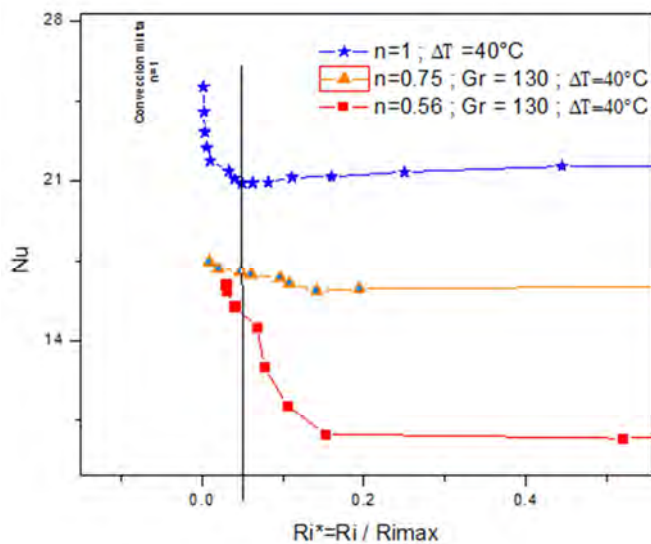


Figura 3.5.1 Escala ampliada de la Zona de convección forzada de la gráfica 3.5

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

Conclusiones

En conclusión el estudio de la transferencia de calor se realiza asumiendo una convección natural o una convección puramente forzada. Por este motivo es importante conocer la forma en que se afecta la transferencia de calor debido a la presencia tanto de las fuerzas de flotación (convección natural) como de las fuerzas inerciales (convección forzada). El rango de estudio de éste trabajo permite tener las condiciones de convección natural, forzada y mixta, haciendo énfasis en la convección mixta.

Los resultados muestran que la convección forzada se presenta para un rango de número de Richardson normalizado de $Ri^* < 0.1$, la convección natural tiene un rango del número de Richardson normalizado de $Ri^* > 0.15$ y finalmente se muestra que la transferencia de calor disminuye cuando el número de Richardson normalizado toma valores en el rango de $0.1 < Ri^* < 0.15$, bajo estas condiciones la convección mixta está presente, sin embargo a diferencia de un fluido newtoniano en donde la convección forzada se visualiza en un rango del número de Richardson normalizado de $Ri^* > 0.05$, la convección mixta que se presenta para valores $Ri^* \sim 0.05$ y finalmente la convección natural se tiene en un rango de número de Richardson normalizado de $Ri^* > 0.05$.

Además se puede concluir que para valores del índice de comportamiento "n" menores a la unidad la transferencia de calor disminuye significativamente y la convección mixta se alcanza para valores más grandes 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.

APÉNDICES

Análisis adimensional

El análisis dimensional es un método que permite reducir el número y la complejidad de las variables que interviene en la descripción de un fenómeno físico. En el estudio de la Mecánica de Fluidos y la transferencia de calor, las cuatro dimensiones que generalmente se toman como básicas son la masa (M), la longitud (L), el tiempo (T) y la temperatura (Θ), es decir el sistema MLT Θ .

El análisis dimensional ayuda a planear el experimento, sugiriendo formas adimensionales de las ecuaciones que describen el comportamiento del fenómeno. Al contar con modelos matemáticos que están en función únicamente de parámetros adimensionales, por semejanza es posible generalizar un determinado fenómeno mediante el análisis dimensional, es posible separar las variables que deben ser consideradas de aquellas que conviene descartar. Para obtener los parámetros adimensionales hay que establecer todas las variables que intervienen en el fenómeno en cuestión y aplicar el teorema Π de Buckingham [27]. El método consiste en elegir un número definido de variables repetitivas de entre las variables consideradas y combinarlas con las restantes, mediante un sistema de ecuaciones los exponentes de cada variable que forma el grupo adimensional.

En el caso de la convección mixta son diez variables que afectan el desarrollo del fenómeno. Las dimensiones que van a considerar para el análisis dimensional son los siguientes:

Variable	Símbolo	Dimensión
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	$MT^{-3}\Theta^{-1}$
Viscosidad dinámica	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Velocidad del flujo	V	LT^{-1}
Diámetro del cilindro	D	L
Coefficiente de expansión volumétrica	β	Θ^{-1}
Diferencia de la temperatura de superficie del cilindro y la temperatura de corriente libre	$\Delta T = (T_s - T^\infty)$	Θ
Gravedad	g	LT^{-2}
Capacidad térmica específica a presión constante	C_p	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
Densidad	ρ	ML^{-3}
Conductividad térmica	kc	$MLT^{-3}\Theta^{-1}$

Estas variables se relacionan por medio de una función para representarlas matemáticamente de la siguiente forma:

$$h = f(\mu, V, D, B, \Delta T, g, C_p, \rho, k_c) \quad \text{Ec. A1}$$

Como se puede observar, el análisis dimensional del fenómeno involucra diez variables y las dimensiones de las variables se agrupan en cuatro MLT Θ . Por lo tanto, los grupos adimensionales a obtener son seis. Las variables repetitivas o variables base que se consideran son cuatro:

- 1º. El diámetro del cilindro, D .
- 2º. La viscosidad dinámica, μ .
- 3º. La conductividad térmica, k_c .
- 4º. La densidad, ρ .

De tal manera que los parámetros adimensionales son:

$$\Pi_1 = \frac{\rho V D}{\mu} = Re_D \quad \text{Ec. A2}$$

Número de Reynolds

$$\Pi_2 = \frac{B \mu^3}{D^2 k_c \rho^2} \quad \text{Ec. A3}$$

$$\Pi_3 = \frac{g \rho^2 D^3}{\mu^2} \quad \text{Ec. A4}$$

$$\Pi_4 = \frac{D^2 \rho^2 k_c \Delta T}{\mu^3} \quad \text{Ec. A5}$$

Número de Prandtl

$$\Pi_5 = \frac{\mu C_p}{k_r} = Pr \quad \text{Ec. A6}$$

Número de Nusselt

$$\Pi_6 = \frac{h D}{k_c} = Nu_D \quad \text{Ec. A7}$$

El parámetro relativo a las fuerzas de flotación es altamente dependiente del coeficiente de expansión volumétrica, de la aceleración de la gravedad y de la diferencia de temperaturas entre la superficie y la corriente libre. Estas tres variables de temperaturas aparecen en los números adimensionales Π_2 , Π_3 , Π_4 . Por lo que resulta conveniente multiplicar estos tres números adimensionales para obtener un número que represente las fuerzas de flotación.

Por medio del análisis adimensional podemos decir que el número de Nusselt está en función de los siguientes parámetros adimensionales: $Nu_D = f(Re_D, Gr_D, Pr)$

Para realizar los experimentos es de gran importancia el haber elegido entre los parámetros adimensionales cuales se han de considerar independientes y los que se han de considerar dependientes de la variación de los primeros. Los números de Reynolds y Grashof son los parámetros independientes, ya que estos números no representan dificultad en su variación, en cambio el número de Prandtl está en función de la temperatura de película, la cual está ligada con el número de Grashof.

Tablas para cálculo de los flujos para analizar

Solución acuosa de CMC al 2% en agua									
Temperatura	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C
Gr	0.41	0.82	1.646	m/s			Lt/min		
Gr/Re2	Re	Re	Re	vel 10	vel 20	vel 40	Q10	Q20	Q40
0.001	20.2484567	28.6356421	40.5709256	0.06617692	0.08732098	0.11538915	43.67677	57.6318436	76.1568379
0.01	6.40312424	9.05538514	12.8296532	0.02634551	0.03476311	0.04593725	17.3880353	22.9436502	30.3185833
0.1	2.02484567	2.86356421	4.05709256	0.01048834	0.01383944	0.01828795	6.92230155	9.13403165	12.0700454
0.2	1.43178211	2.02484567	2.86879766	0.00794867	0.01048834	0.01385967	5.24612357	6.92230155	9.14738389
0.5	0.90553851	1.28062485	1.81438695	0.00550958	0.00726994	0.00960676	3.6363235	4.79815762	6.34046197
0.84	0.69863813	0.98802352	1.39982992	0.00447708	0.00590754	0.00780644	2.95487286	3.89897812	5.1522531
1	0.64031242	0.90553851	1.28296532	0.00417548	0.00550958	0.00728056	2.75581788	3.6363235	4.80517162
1.2	0.5845226	0.82663978	1.17118174	0.00388181	0.00512208	0.0067685	2.56199345	3.38057063	4.46721038
1.5	0.5228129	0.7393691	1.04753679	0.00355034	0.0046847	0.00619054	2.3432251	3.09190405	4.08575575
2	0.45276926	0.64031242	0.90719347	0.00316442	0.00417548	0.00551764	2.08851941	2.75581788	3.64163912
5	0.28635642	0.40496913	0.57375953	0.0021934	0.00289421	0.00382452	1.44764646	1.91018095	2.52418337
10	0.20248457	0.28635642	0.40570926	0.00166229	0.0021934	0.00289844	1.09711086	1.44764646	1.91297328

Solución acuosa de CMC al 4% en agua									
Temperatura	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C	ΔT 10°C	ΔT 20°C	ΔT 40°C
Gr	0.41	0.82	1.646	m/s			Lt/min		
Gr/Re2	Re	Re	Re	vel 10	vel 20	vel 40	Q10	Q20	Q40
0.001	20.2484567	28.6356421	40.5709256	0.1565414	0.19913771	0.25364628	103.317322	131.430889	167.406547
0.01	6.40312424	9.05538514	12.8296532	0.07037315	0.08952231	0.11402663	46.4462783	59.0847258	75.2575744
0.1	2.02484567	2.86356421	4.05709256	0.03163623	0.04024473	0.05126064	20.8799136	26.5615248	33.8320251
0.2	1.43178211	2.02484567	2.86879766	0.02486912	0.03163623	0.0402958	16.4136207	20.8799136	26.5952263
0.5	0.90553851	1.28062485	1.81438695	0.01809201	0.02301501	0.02931475	11.9407273	15.1899059	19.3477326
0.84	0.69863813	0.98802352	1.39982992	0.01510965	0.01922112	0.02448239	9.97237016	12.6859412	16.1583751
1	0.64031242	0.90553851	1.28296532	0.01422206	0.01809201	0.02304421	9.38656033	11.9407273	15.209179
1.2	0.5845226	0.82663978	1.17118174	0.01235435	0.01698218	0.02163059	8.81075221	11.2082366	14.2761888
1.5	0.5228129	0.7393691	1.04753679	0.01117991	0.01422206	0.01811497	7.37873939	9.38656033	11.9558778
2	0.45276926	0.64031242	0.90719347	0.00813326	0.01034639	0.01317844	5.36795118	6.82861868	8.6977687
5	0.28635642	0.40496913	0.57375953	0.00639352	0.00813326	0.01035952	4.21972602	5.36795118	6.83728291
10	0.20248457	0.28635642	0.40570926	0.00502593	0.00639352	0.00814358	3.31711058	4.21972602	5.3747621
20	0.14317821	0.20248457	0.28687977	0.00287421	0.0036563	0.00465712	1.89697685	2.41316121	3.07369894
100	0.06403124	0.09055385	0.12829653	0.0022594	0.00287421	0.00366094	1.49120629	1.89697685	2.41622305
200	0.04527693	0.06403124	0.09071935	0.00196269	0.00249675	0.00318017	1.29537326	1.64785591	2.09891198
300	0.03696846	0.05228129	0.07407204						

Nota: Los flujos que se ocuparon para el 2% se señalan de color verde y para el 4% de color azul

Fórmulas para calcular Nu, Ri, Gr

	2%	4%
A= ab	0.011	0.011
n=	0.75	0.56
K=	0.044	0.44
T∞=	20	20
Tc=	40 --> 60	40 --> 60
Alat= (Pi) DL	0.00212372	0.00212372
ρ=	1000	1000
D=	0.026	0.026

POTENCIA $P=V^2/R$
h Convectiva $h= P/Alat*(\Delta T)$
Nusselt $Nu=(h*L)/k$

$$Re_{genPL} = \frac{\rho D^n \bar{u}^{2-n}}{K \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n 8^{n-1}}$$

Conductividad
termica 0.66

$D^n \rightarrow$ 0.06474854

ρD^n 0

$\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n$ 1.08333333

8^{n-1} 0.59460356

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2}$$

Gr
 β 0.00029

g 9.81

visc. $\mu/1000$

% CMC	2%	3%	4%
μ	0.019	0.019257	0.065

Experimentos de convección mixta

Experimento 2% CMC ΔT 20°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Gr/Re ²
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.682901	32.6895	769.629579	14.6654	2770.19	5940.1065
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	1.624222	32.39507	762.697549	14.6959		1050.0724
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	2.093223	32.68028	769.412389	14.7705		632.23571
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	2.696245	32.77563	771.657209	14.8111		381.05801
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	5.362434	33.0625	778.411288	14.8855		96.335393
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	10.20368	33.5434	789.733485	14.9431		26.607012
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	15.41131	33.83361	796.566043	15.0006		11.663551
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	17.29603	34.12507	803.42803	15.0756		9.2601266
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	18.99013	34.32007	808.019038	15.2087		7.6816433
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	20.66437	35.00694	824.19057	15.3235		6.487325

Experimento 2% CMC ΔT 40°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Gr/Re ²
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.682901	32.6895	384.814789	15.1594	5540.38	11880.213
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	1.624222	32.39507	381.348775	15.0228		2100.1448
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	2.093223	32.68028	384.706195	15.1551		1264.4714
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	2.696245	32.77563	385.828604	15.1993		762.11602
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	5.362434	33.0625	389.205644	15.3323		192.67079
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	10.20368	33.5434	394.866743	15.5554		53.214023
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	15.41131	33.83361	398.283022	15.6899		23.327103
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	17.29603	34.12507	401.714015	15.8251		18.520253
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	18.99013	34.32007	404.009519	15.9155		15.363287
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	20.66437	35.00694	412.095285	16.2341		12.97465

Experimento 4% CMC ΔT 20°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Gr/Re^2
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.053489	32.6895	769.629579	10.6808	236.696	82730.649
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	0.145126	32.39507	762.697549	10.4055		11238.285
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	0.194384	32.68028	769.412389	10.7367		6264.236
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	0.260206	32.77563	771.657209	11.5085		3495.8856
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	0.574522	33.0625	778.411288	12.1897		717.09518
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	1.205507	33.5434	789.733485	12.9943		162.87371
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	1.938532	33.83361	796.566043	13.7988		62.986078
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	2.214094	34.12507	803.42803	14.8041		48.283437
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	2.465732	34.32007	808.019038	15.2119		38.931277
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	2.717801	35.00694	824.19057	15.96		32.044619

Experimento 4% CMC ΔT 40°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Gr/Re^2
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.053489	32.6895	384.814789	15.1594	473.391	165461.3
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	0.145126	32.39507	381.348775	15.0228		22476.57
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	0.194384	32.68028	384.706195	15.1551		12528.472
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	0.260206	32.77563	385.828604	15.1993		6991.7713
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	0.574522	33.0625	389.205644	15.3323		1434.1904
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	1.205507	33.5434	394.866743	15.5554		325.74742
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	1.938532	33.83361	398.283022	15.6899		125.97216
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	2.214094	34.12507	401.714015	15.8251		96.566873
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	2.465732	34.32007	404.009519	15.9155		77.862553
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	2.717801	35.00694	412.095285	16.2341		64.089238

Experimentos de convección mixta con número de Richardson normalizado

Experimento 2% CMC ΔT 20°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	$u=Q/A$	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Ri*
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.682901	32.6895	769.629579	14.6654	2770.19	1
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	1.624222	32.39507	762.697549	14.6959		0.1767767
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	2.093223	32.68028	769.412389	14.7705		0.1064351
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	2.696245	32.77563	771.657209	14.8111		0.06415
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	5.362434	33.0625	778.411288	14.8855		0.0162178
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	10.20368	33.5434	789.733485	14.9431		0.0044792
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	15.41131	33.83361	796.566043	15.0006		0.0019635
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	17.29603	34.12507	803.42803	15.0756		0.0015589
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	18.99013	34.32007	808.019038	15.2087		0.0012932
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	20.66437	35.00694	824.19057	15.3235		0.0010921

Experimento 2% CMC ΔT 40°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	$u=Q/A$	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Ri*
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.682901	32.6895	384.814789	15.1594	5540.38	1
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	1.624222	32.39507	381.348775	15.0228		0.1767767
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	2.093223	32.68028	384.706195	15.1551		0.1064351
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	2.696245	32.77563	385.828604	15.1993		0.06415
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	5.362434	33.0625	389.205644	15.3323		0.0162178
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	10.20368	33.5434	394.866743	15.5554		0.0044792
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	15.41131	33.83361	398.283022	15.6899		0.0019635
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	17.29603	34.12507	401.714015	15.8251		0.0015589
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	18.99013	34.32007	404.009519	15.9155		0.0012932
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	20.66437	35.00694	412.095285	16.2341		0.0010921

Experimento 4% CMC ΔT 40°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Ri*
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.053489	32.6895	769.629579	10.6808	236.696	1
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	0.145126	32.39507	762.697549	10.4055		0.1358419
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	0.194384	32.68028	769.412389	10.7367		0.0757184
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	0.260206	32.77563	771.657209	11.5085		0.0422562
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	0.574522	33.0625	778.411288	12.1897		0.0086678
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	1.205507	33.5434	789.733485	12.9943		0.0019687
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	1.938532	33.83361	796.566043	13.7988		0.0007613
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	2.214094	34.12507	803.42803	14.8041		0.0005836
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	2.465732	34.32007	808.019038	15.2119		0.0004706
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	2.717801	35.00694	824.19057	15.96		0.0003873

Experimento 2% CMC ΔT 40°C

Q[m3/ min]	Q[m3/seg]	V[v]	Resistencia	u= Q/A	Re gen	Potencia	h convectiva	Nu	Gr	Ri*
0.001	1.667E-05	68.8	144.8	0.00152	0.053489	32.6895	384.814789	15.1594	473.391	1
0.002	3.333E-05	68.3	144	0.00303	0.145126	32.39507	381.348775	15.0228		0.1358419
0.00245	4.083E-05	68.6	144	0.00371	0.194384	32.68028	384.706195	15.1551		0.0757184
0.003	0.00005	68.7	144	0.00455	0.260206	32.77563	385.828604	15.1993		0.0422562
0.0052	8.667E-05	69	144	0.00788	0.574522	33.0625	389.205644	15.3323		0.0086678
0.0087	0.000145	69.5	144	0.01318	1.205507	33.5434	394.866743	15.5554		0.0019687
0.0121	0.0002017	69.8	144	0.01833	1.938532	33.83361	398.283022	15.6899		0.0007613
0.01327	0.0002212	70.1	144	0.02011	2.214094	34.12507	401.714015	15.8251		0.0005836
0.0143	0.0002383	70.3	144	0.02167	2.465732	34.32007	404.009519	15.9155		0.0004706
0.0153	0.000255	71	144	0.02318	2.717801	35.00694	412.095285	16.2341		0.0003873

Gráficas para los experimentos con los parámetros Nu Vs Gr/Re²

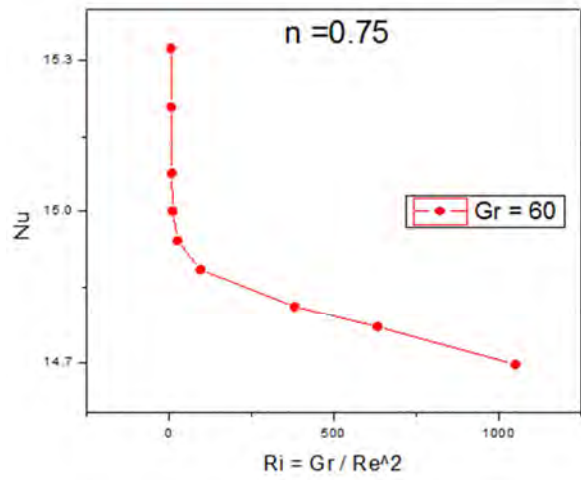


Fig A.1 Grafica Experimento 2% CMC $\Delta T 20^\circ C$

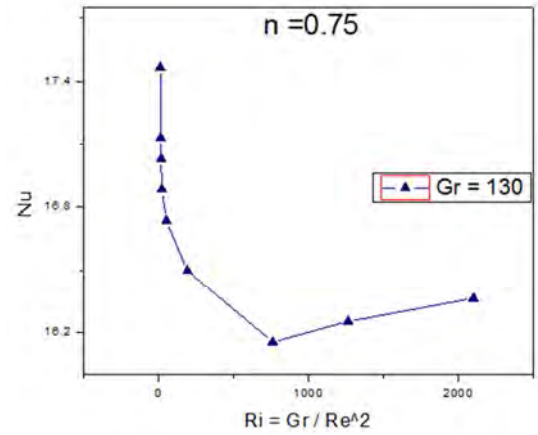


Fig A.2 Grafica Experimento 2% CMC $\Delta T 40^\circ C$

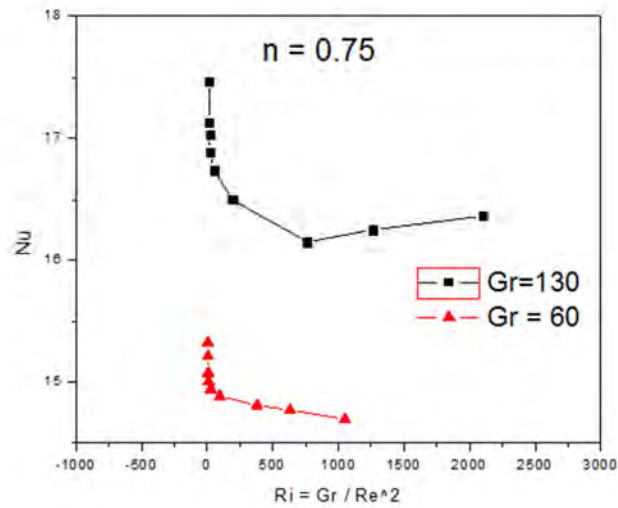


Fig A.3 Grafica de comparación entre los números de Grashof

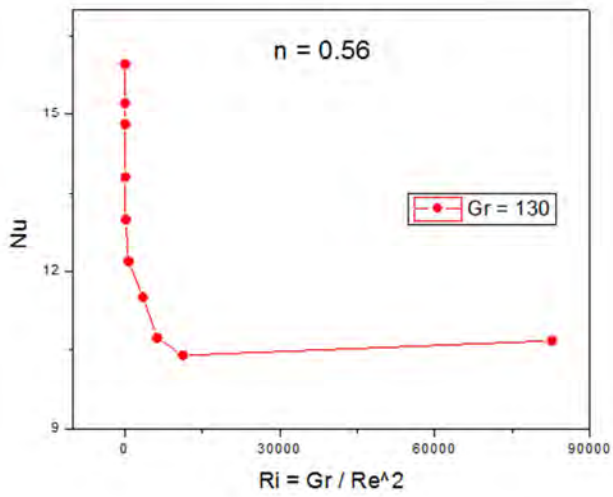


Fig A.4 Grafica Experimento 4% CMC ΔT 20°C

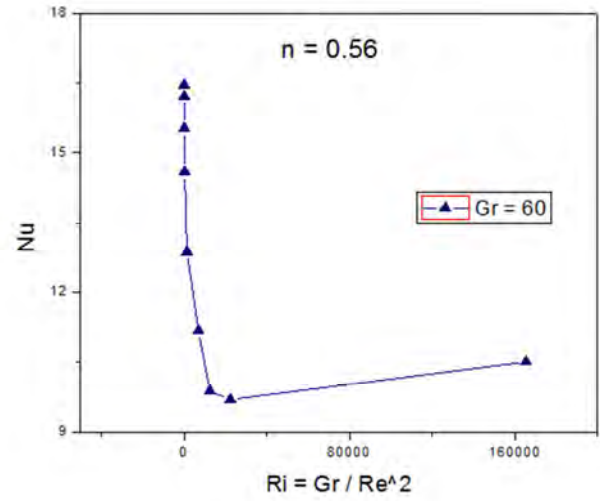


Fig A.5 Grafica Experimento 4% CMC ΔT 40°C

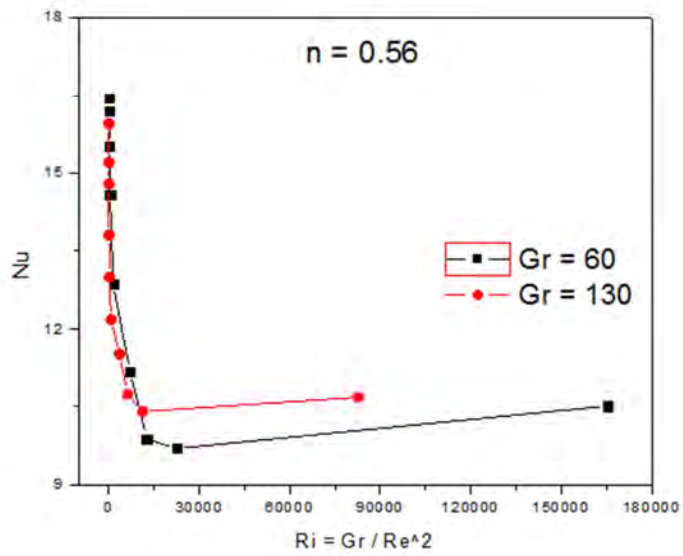


Fig A.6 Grafica de comparación entre los números de Grashof

Gráficas para los experimentos con los parámetros Nu Vs Ri* Normalizado

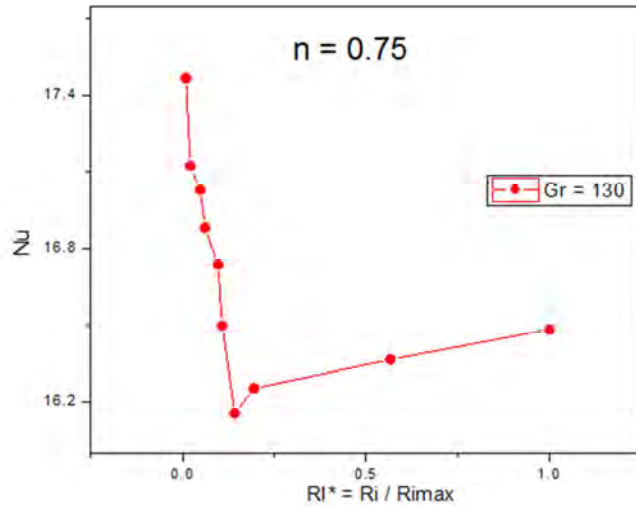


Fig A.7 Grafica Experimento 2% CMC ΔT 20°C con Richardson normalizado (Ri*)

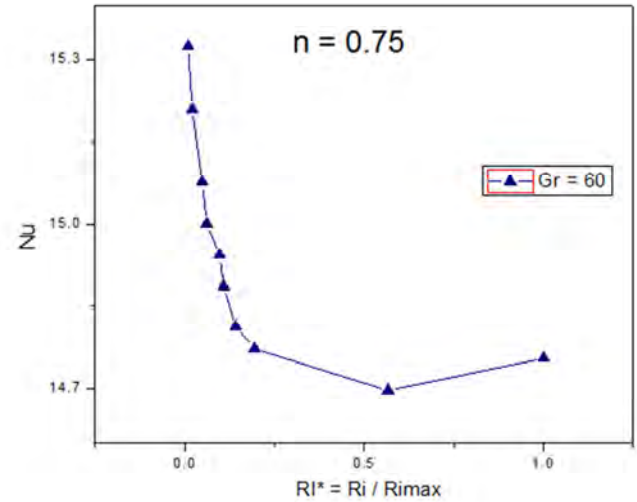


Fig A.8 Grafica Experimento 2% CMC ΔT 40°C con Richardson normalizado (Ri*)

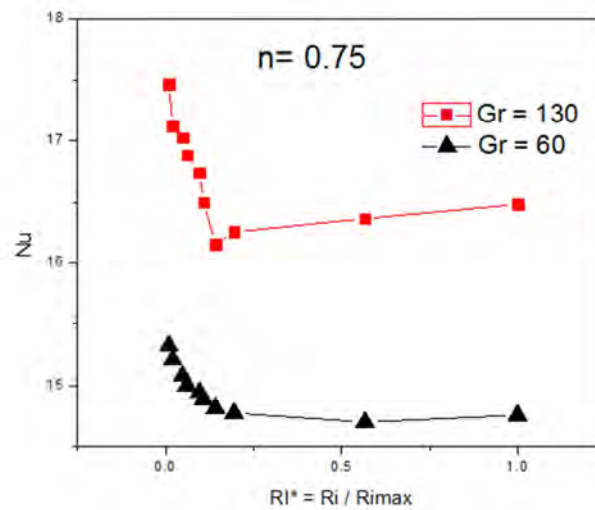


Fig A.9 Grafica de comparación entre los números de Grashof con Richardson Normalizado (Ri*)

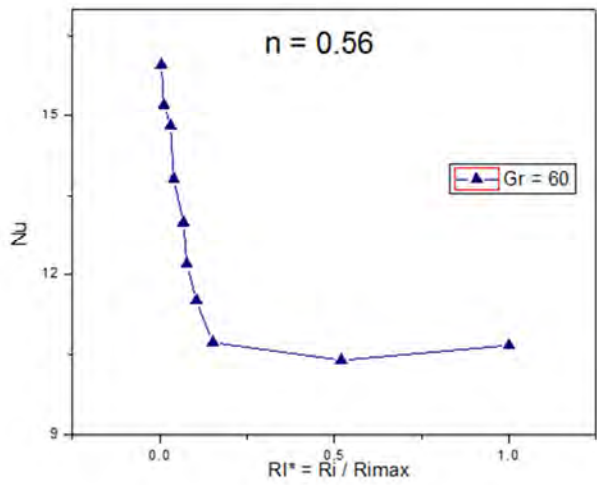


Fig A.10 Grafica Experimento 4% CMC ΔT 20°C con Richardson normalizado (Ri^*)

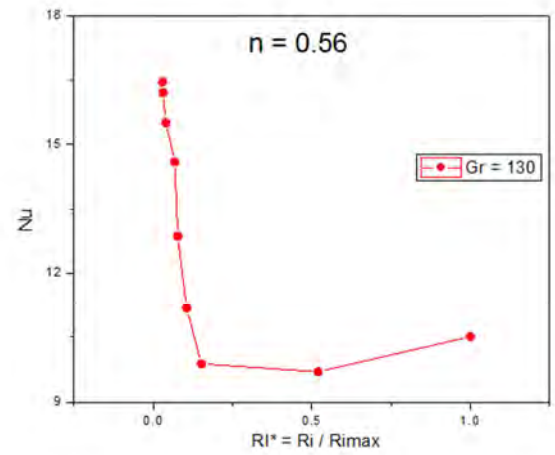


Fig A.11 Grafica Experimento 4% CMC ΔT 40°C con Richardson normalizado (Ri^*)

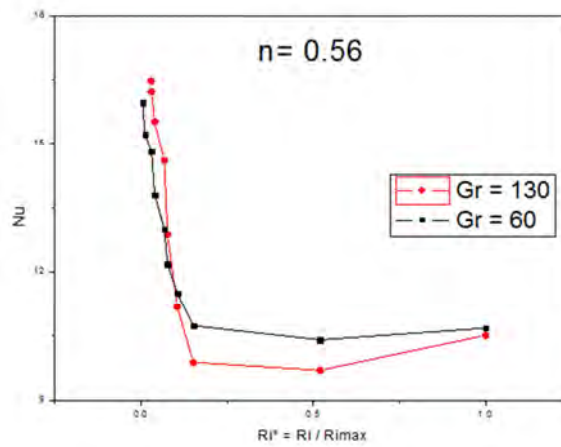


Fig A.12 Grafica de comparación entre los números de Grashof con Richardson Normalizado (Ri^*)

Datos de un fluido Newtoniano y comparación con los fluidos No Newtonianos

Agua	T = 30°C
Gr / Re ^2	Ri*
24.64894	1
10.95509	0.44444467
6.16224	0.2500002
3.94383	0.15999998
2.73877	0.11111107
2.01216	0.08163272
1.54056	0.06250005
1.21723	0.04938265
0.98596	0.0400001
0.81484	0.03305781
0.24649	0.01000002
0.13525	0.00548705
0.08529	0.00346019
0.05865	0.00237941
0.04279	0.00173598

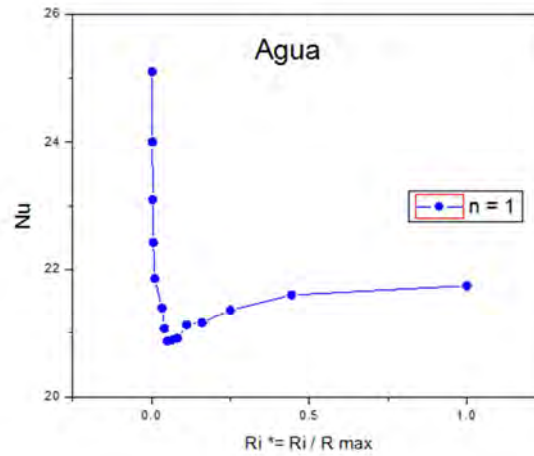


Fig A.13 Gráfica de comportamiento de un fluido Newtoniano

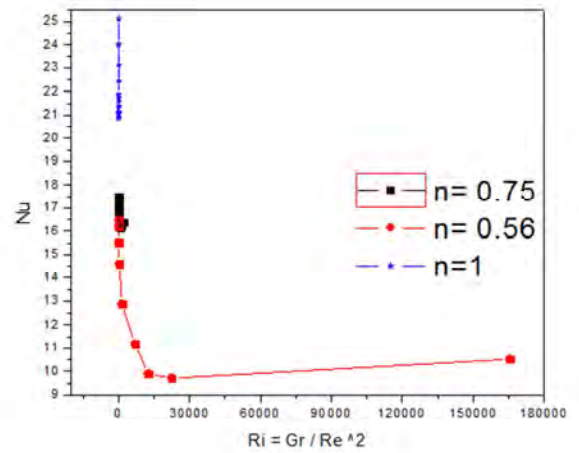


Fig A.14 Gráfica de comparación entre un fluido Newtoniano y dos fluidos con índice de comportamiento n=0.75 y n= 0.56

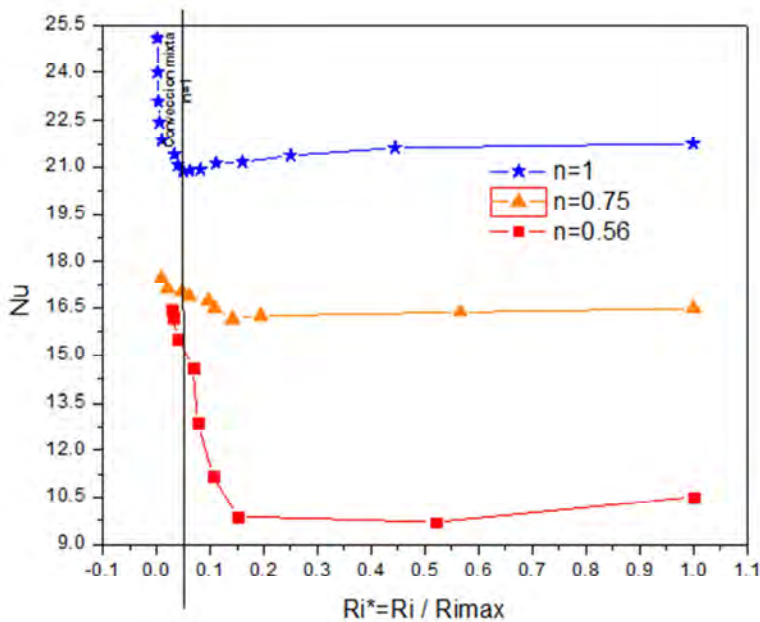


Fig A.15 Gráfica de comparación entre un fluido Newtoniano y dos fluidos con índice de comportamiento n=0.75 y n= 0.56 con número de Richardson normalizado Ri*

Bibliografía

- A.F Méndez Sánchez, L. P.-T. (Enero 2010). Determinación de la viscosidad de fluidos newtonianos y no newtonianos. *EDVCATION PHYSICOR*, 239.
- Bhowmick, S. (2014). Non-Newtonian Mixed Convection Flow from a Horizontal Circular Cylinder with Uniform Surface Heat Flux. *Procedia Engineering* 90, 512-516.
- Boger, D. (1977). Demonstration of upper and lower Newtonian Fluid behavior a pseudo plastic. *Nature*, 126-128.
- Bose, A. (2020). Effect of aiding-buoyancy on mixed-convection from a heated cylinder in Bingham plastic fluids. *Journal of Non-Newtonian fluids Mechanics*, 3-13.
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de Calor y masa*. CDMX: Mc. Graw Hill.
- Collis, M. W. (1959). Two- dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. *Aeronautical Research Laboratories*, 367- 371.
- F.J. Solorio, F. S. (s.f.). Correlaciones Empíricas para la convección mixta en un cilindro sujeto al flujo en un canal rectangular vertical.
- Gupta, R. (2001). On developing laminar non-Newtonian flow in pipes and channels. *Nonlinear Analysis. Real World Applications*, 171-193.
- Incroper, F. y. (1996). *FUNDAMENTALS OF HEAT AND MASS TRANSFER*. JOHN WILEY & SONS.
- L.S, M. M. (2009). Mixed convection of non-Newtonian fluids along a heated vertical flat plate. *52(3266-3271)*.
- M.H., M. (2013). Laminar natural convection of non-Newtonian power-law fluids between concentric circular cylinders. *43*.
- Ortega Tenorio, E. (2016). *Estudio experimental de la convección mixta alrededor de un cilindro en un fluido no newtoniano*. Ciudad Universitaria, Cd. Mx.
- Phino, F. a. (1990). Flow of non- Newtonian fluids in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, 129-144.