



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“ESTUDIO EXPERIMENTAL SOBRE LA FACTIBILIDAD DEL
CONTROL TÉRMICO MEDIANTE EL ÁNGULO DE INCIDENCIA
DE UNA PLACA PLANA EN CONVECCIÓN FORZADA”**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

MECÁNICA - TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A:

LUIS ALBERTO HUERTAS ABASCAL

DIRECTOR DE TESIS

DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ



CD. UNIVERSITARIA.

MAYO, 2008.

Agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México por permitirme cursar mis estudios de posgrado y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por el apoyo a los mismos.

A mis profesores: Jaime Cervantes, Federico Méndez, Francisco Javier Solorio, Martín Salinas, William Vicente, Alfonso Alcántara y Jorge Jaimes por el tiempo dedicado a la enseñanza.

De igual manera a mis compañeros: Roberto, Rafa, Abraham, Edgar, Israel, Oscar, Federico, Samuel, José Luis y Emiliano. A los maestros Daniel Ramírez, Fernando Galán y Concepción Cortés. Muchas gracias a todos por su ayuda, sugerencias y amistad sincera.

A mi amigo Chucho y papá; a mi mamá Socorro, papá Simón y Alis; además de mis queridas tías Lucha y Jovita, por la confianza y cariño que me han brindado.

Finalmente reitero mi agradecimiento a mi tutor el Dr. Francisco J. Solorio en la colaboración del presente trabajo y por la paciencia hacia mi persona, para la culminación del mismo.

Luis



ÍNDICE

Nomenclatura

Introducción

| | |
|--|----|
| Capítulo 1 Antecedentes y objetivo..... | 6 |
| 1.1 Transferencia de calor en placa plana inclinada..... | 6 |
| 1.2 Revisión bibliografica..... | 9 |
| 1.3 Teoría de control..... | 33 |
| Capítulo 2 Dispositivo Experimental..... | 35 |
| 2.1 Definición del problema..... | 35 |
| 2.2 Metodología de cálculo de la transferencia de calor..... | 35 |
| 2.3 Arreglo Experimental..... | 38 |
| 2.4 Desarrollo de los Experimentos..... | 41 |
| 2.5 Sistema de Control..... | 42 |
| Capítulo 3 Resultados..... | 44 |
| Capítulo 4 Conclusiones..... | 54 |
| Anexo A: | 55 |
| Gráficas de las mediciones..... | 55 |
| Cálculo del error..... | 64 |
| Anexo B:..... | 65 |
| Hoja de especificación del sensor de temperatura LM 35DZ | 65 |
| Hoja de especificación del potenciómetro..... | 70 |
| Referencias..... | 71 |

Nomenclatura

| | |
|------------|--|
| A | Área, m^2 |
| E | Voltaje, V |
| ϵ | Error, % |
| I | Corriente eléctrica, A |
| k | Conductividad térmica, $W/m\ ^\circ K$ |
| L | Longitud característica, m |
| Nu | Número de Nusselt |
| Pr | Número de Prandtl |
| Re | Número de Reynolds |
| Gr | Número de Grashof |
| q | Calor Transferido, W |
| q'' | Flujo de calor, W/m^2 |
| T | Temperatura, $^\circ K$ |
| h | Coefficiente convectivo, $W/m^2\ ^\circ K$ |
| e | espesor, mm |
| F | Función de corriente reducida |
| g | Aceleración gravitacional |
| C_f | Coefficiente de fricción |

Letras griegas

| | |
|----------|-----------------------------------|
| α | Difusividad térmica, m^2/s |
| ν | Viscosidad cinemática, m^2/s |
| θ | Temperatura adimensional |
| ξ | Parámetro de flotación. |
| η | Variable de semejanza |
| μ | Viscosidad dinámica |
| ψ | Función de corriente |
| γ | Ángulo |
| τ | Esfuerzo cortante |
| β | Coefficiente de expansión térmico |

Subíndices

| | |
|----------|-----------------------------------|
| f | Propiedades del fluido |
| L | Longitud característica |
| s | Condiciones en superficie |
| x | Condiciones locales en superficie |
| ∞ | Condiciones de corriente libre |
| F | Convección forzada |
| N | Convección natural |

Introducción

El desarrollo actual de novedosas técnicas y métodos orientados a la solución de problemas dentro del ámbito de la ingeniería, la optimización de procesos productivos y el ahorro de energía en general, obligan a la búsqueda de nuevas tecnologías en la instrumentación de sistemas electrónicos capaces de satisfacer y adaptarse rápidamente a las altas exigencias de desempeño, compatibilidad y confort que caracterizan, hoy en día, todos los aspectos de nuestra vida cotidiana y en mayor medida a aquellos relacionados con los procesos productivos.

Siendo la transferencia de calor, en cualquiera de sus manifestaciones, un proceso sumamente común y necesario en el campo industrial, ambiental, biológico, etc., así como en la vida cotidiana, la creación de herramientas que permitan el control y manejo más eficiente de estos procesos representa un extenso campo de desarrollo y aplicación para las nuevas tecnologías de la ingeniería moderna.

Actualmente se tiene el problema mundial del sobre calentamiento global de la tierra, que se refleja en los cambios climáticos, y por ende cambios en la temperatura que están ocasionando un desequilibrio ambiental debido a no tener la capacidad de controlar (entre otras variables) la temperatura, en nuestros procesos y aplicaciones.

Específicamente, el tema de transferencia de calor desde una placa plana finita es de importancia en aplicaciones tales como: diseño y selección de intercambiadores de calor, sistemas de recuperación de calor, sistemas de enfriamiento de equipos eléctricos y electrónicos, arquitectura bioclimática, calentadores y destiladores solares, entre otras. Un análisis teórico sobre este problema posee muchas dificultades debido a la existencia de gradientes de presión adversos, recirculación de flujo, estructura turbulenta compleja e inestabilidades.

Teniendo en cuenta el párrafo anterior, si logramos controlar la temperatura variando alguna de las otras variables involucradas (llamada variable de entrada) en el proceso, se podría por ejemplo cuantificar la cantidad de calor que se disipa en base a la variable de entrada, si ese fuera el caso.

Suposiciones del problema.

Se considera una placa plana finita inclinada calentada interiormente, expuesta a un flujo de aire dentro de un túnel de viento, teniendo en cuenta que la velocidad del fluido es uniforme al igual que el calentamiento interno. La placa disipa calor tanto en su superficie superior como inferior.

Resumen

La estructura de la tesis es la siguiente: en el primer capítulo se presentan los antecedentes sobre el estudio de la transferencia de calor en una placa plana inclinada en convección forzada y objetivo de la tesis. También se revisan algunos artículos de estudios experimentales realizados sobre el tema de convección mixta en placa plana, que es lo que más se aproxima al tema tratado en la presente tesis. Posteriormente se muestra el esquema básico de un sistema de control con retroalimentación. El segundo capítulo describe el dispositivo utilizado en los experimentos, así como la lista de los materiales, equipo y dispositivos utilizados para la puesta en marcha del mismo. Se explica la metodología utilizada para la obtención de número de Nusselt promedio y se muestra el esquema del sistema de control. En el tercer capítulo se muestran las correlaciones experimentales obtenidas entre el número de Nusselt promedio y el número de Reynolds, para la placa plana a diferentes ángulos de inclinación. Posteriormente se analiza la influencia del ángulo de inclinación sobre la temperatura de la superficie de la placa, así como la factibilidad de implementar el sistema de control al proceso. Por último, en el cuarto capítulo, se plantean las conclusiones generales del presente trabajo.

Capítulo 1 Antecedentes y objetivo

1.1 Transferencia de calor en una placa plana inclinada.

La transferencia de calor se define como transmisión de energía de una región a otra como resultado de una diferencia de temperatura entre ellas. El flujo de calor está gobernado no por una única relación, sino por una combinación de varias leyes físicas independientes. Cabe recordar que el calor fluye de una región de mayor temperatura a una de menor temperatura.

Métodos de obtención del Número de Nusselt.

Existen dos formas de determinar el número de Nusselt, una de ellas es la **experimental**, la cual da lugar a correlaciones empíricas y la otra mediante el **modelaje matemático**, que implica la resolución de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el fenómeno fluido dinámico y el fenómeno térmico. La integración de dichas ecuaciones se realiza mediante técnicas numéricas, generalmente.

El método experimental consiste en realizar experiencias que involucran al proceso de convección que se desee estudiar, generalmente se realiza previamente un análisis dimensional para así, determinar la dependencia del número de Nusselt de los demás parámetros adimensionales que caracterizan el problema estudiado.

Este proceso es costoso, pero a la vez es sencillo porque no requiere conocer a fondo las ecuaciones que rigen el proceso. En cambio la técnica de simulación numérica es relativamente económica, ya que cambiar una condición del proceso, por decir una temperatura, implica solamente teclear un dato en la computadora.

El resultado será confiable en la medida que el modelo matemático reproduzca al proceso real. Afortunadamente, hoy en día, con el desarrollo que ha tenido la computación, es posible realizar simulaciones que antiguamente eran imposibles de pensar.

Dada la complejidad del tema, en este capítulo nos limitaremos a presentar las correlaciones más conocidas y para las situaciones más comunes. Se pueden ampliar los conocimientos consultando los libros recomendados en la bibliografía.

También es cierto que constantemente se realizan nuevas contribuciones, que se publican periódicamente en las diferentes revistas especializadas en el área de transferencia de calor.

Correlaciones de Convección Forzada.

El propósito de esta sección es presentar las relaciones para la determinación del número de Nusselt en una placa plana en convección forzada. Algunas de estas relaciones tienen bases teóricas, y otras son completamente experimentales.

Las correlaciones para convección forzada presentan la siguiente relación funcional:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

donde:

$$Nu : \text{Número de Nusselt}, \quad Nu_L = h L / k$$

$$Re : \text{Número de Reynolds}, \quad Re_L = U_\infty L / \nu$$

$$Pr : \text{Número de Prandtl}, \quad Pr = \nu / \alpha$$

Convección forzada externa sobre una placa plana.

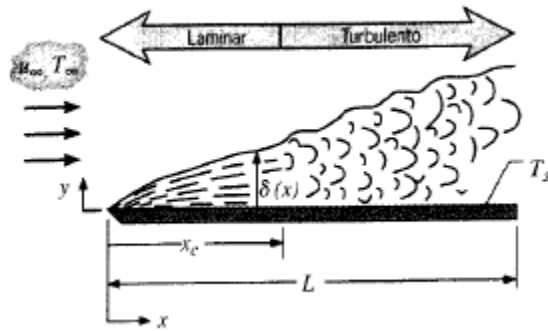


Figura 1.1.

Flujo laminar

Para esta situación se puede observar soluciones analíticas para el Nusselt local y Nusselt promedio, las cuales se han verificado experimentalmente.

$$Nu_x = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (1.1)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (1.2)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 50 \\ Re < Re_{x,c} \approx 5 \times 10^5 \end{array} \right]$$

donde:

$$Nu_x = \frac{h \cdot x}{k} \quad y \quad \overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k}$$

$$Re_x = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu} \quad y \quad Re_L = \frac{U_\infty \cdot L}{\nu}$$

Las propiedades del fluido son evaluadas así, $T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$

En general, en el flujo sobre una placa plana, la transición de flujo laminar a turbulento sucede cuando el Re es aproximadamente, igual a 5×10^5 . Cuando la superficie es rugosa o si el nivel de perturbación de flujo es alto la transición al flujo turbulento puede iniciar a Re de 10^5 ; cuando el flujo es muy tranquilo y la superficie es lisa puede existir capa límite laminar hasta Re 5×10^6

Para números pequeños de Prandtl se emplea.

$$Nu_x = 0.565 Re_x^{1/2} Pr^{1/2} \quad (1.3)$$

$$\overline{Nu}_L = 1.130 Re_L^{1/2} Pr^{1/2} \quad (1.4)$$

$$\left[\begin{array}{l} Pr \leq 0.050 \\ Re < Re_{x,c} \approx 5 \times 10^5 \end{array} \right]$$

Las propiedades se evalúan igualmente a T_f .

Churchill y Ozoe (1973) desarrollaron una ecuación empírica que abarca todo el espectro de números de Prandtl:

$$Nu_x = \frac{0.3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (1.5)$$

$$Pe_x \geq 100$$

$$\overline{Nu}_x = 2 \cdot Nu_x \frac{0.6774 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (1.6)$$

$$Re \cdot Pr > 100$$

Las propiedades se evalúan igualmente a T_f .

Flujo Turbulento.

Para flujo turbulento, sólo se tienen correlaciones para Nusselt local de un fluido incompresible de propiedades constantes.

$$Nu_x = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{1/3} \quad (1.7)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 < Re_x < 10^7 \end{array} \right]$$

$$\frac{h_x}{c_p \rho u_\infty} = 0.185 (\log Re_x)^{-2.584} Pr^{-2/3} \quad (1.8)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 10^7 < Re_x < 10^9 \end{array} \right]$$

Capa límite mixta, laminar -turbulenta.

Para una placa plana de Longitud L en la cual Re excede del valor crítico, la transferencia de calor promedio, suma los efectos de la capa límite laminar y turbulenta mediante la siguiente expresión.

$$\overline{h}_L = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_c} h_{lam} dx + \int_{x_c}^{L_c} h_{trub} dx \right)$$

Realizando la operación indicada se obtiene:

$$\overline{Nu}_L = [0.037 Re_L^{0.8} - 872] \cdot Pr^{1/3} \quad (1.9)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 < Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 < Re_L < 10^7 \\ Re_{x,c} > 5 \times 10^5 \end{array} \right]$$

Hasta aquí, se han presentado relaciones para el cálculo de la transferencia de calor en una placa plana horizontal en convección forzada, es decir, a cero grados. En la siguiente sección se muestran correlaciones

experimentales para placa plana vertical, inclinada y horizontal en convección mixta, (en su mayoría) que es lo que más se aproxima al tema del presente trabajo.

1.2 Revisión bibliográfica.

Existen trabajos publicados en los que se estudia la convección mixta en placa una plana en posición vertical, horizontal e inclinada en flujo laminar. Consideran además dos condiciones de frontera: a temperatura uniforme en la superficie de la placa o flujo de calor constante.

N. Ramachandran et al. [1] realizan mediciones y predicciones en régimen laminar en convección mixta, forzada y natural de un flujo de aire paralelo a una superficie isotérmicamente calentada de una placa plana vertical. Reportan el número de Nusselt local, así como la distribución de velocidad y temperatura para los casos de flujo a favor y en contra de la flotación desde el valor del límite de convección forzada ($\xi = Gr_x / Re_x^2 = 0$) hasta el valor del límite convección natural ($\xi = \infty$). Las mediciones se ajustan muy bien a las predicciones en la región de $0.01 \leq \xi \leq 10$ tanto en convección forzada y natural para el caso de flujo a favor de la flotación y para el caso de flujo en contra en la región de $0.01 < \xi < 0.2$. Además el número de Nusselt local se incrementa para flujo a favor de la flotación y decrece para flujo en contra de la misma con aumentos en el valor del parámetro ξ .

En convección mixta los números de Nusselt local son más grandes que los correspondientes límites a convección forzada y natural para el caso de flujo a favor de la flotación y son más pequeños a esos límites para el caso de flujo en contra de flotación.

El dispositivo usado consiste de una placa plana (30 x 104 cm y 1.58 cm de espesor) compuesta por cuatro capas, la capa superior (superficie de prueba) es de aluminio. Usaron 13 termopares y cada uno se colocó dentro de un pequeño orificio en la placa a una distancia de 0.30 cm debajo de la superficie de prueba. Las siguientes dos capas consisten de seis calentadores tipo pads (placas delgadas) aislados en su cara inferior y la última capa es aislada. La alimentación para cada uno de los calentadores es controlado por sus respectivos reóstatos para asegurar la temperatura uniforme a lo largo de la superficie de placa. Las pruebas se realizaron con el túnel abierto o también llamado a circuito abierto para velocidades de flujo de 0.3 a 3 m/s.

Las mediciones se hicieron con anemómetro de hilo caliente (sistema DISA 55M). El error asociado a las mediciones de temperatura fué de 8% para bajas velocidades (0 - 0.5 m/s) y 2 % para altas velocidades. El problema de flujo laminar en convección mixta sobre una superficie de temperatura uniforme de una placa plana semi-infinita vertical está gobernada por las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.10)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \pm g\beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1.11)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1.12)$$

Las condiciones de frontera para las ecuaciones (1.10 - 1.12) son

$$\begin{aligned} u = v = 0; \quad T = T_w & \quad \text{en} \quad y = 0 \\ u \rightarrow u_\infty; \quad T \rightarrow T_\infty & \quad \text{en} \quad y \rightarrow \infty \end{aligned} \quad (1.13)$$

Para facilitar la solución¹ estas ecuaciones Ramachandran et al. hacen la transformación de coordenadas (x,y) a $(\xi(x), \eta(x,y))$ definiendo

$$\xi = Gr_x / Re_x^2 ; \quad \eta = y(u_\infty / \nu x)^{1/2} \quad (1.14)$$

La función de corriente $F(\xi, \eta)$ y la temperatura adimensional $\theta(\xi, \eta)$ están definidas respectivamente como

$$F(\xi, \eta) = \psi(x, y) / (u_\infty / \nu x)^{1/2} \quad (1.15)$$

$$\theta(\xi, \eta) = (T - T_\infty) / (T_w - T_\infty) \quad (1.16)$$

donde $\psi(x,y)$ es la función de corriente que satisface la ecuación de continuidad (1.10). Entonces el sistema de ecuaciones transformado es.

$$F''' + 1/2 FF'' \pm \xi \theta = \xi \left(F' \frac{\partial F'}{\partial \xi} - F'' \frac{\partial F}{\partial \xi} \right) \quad (1.17)$$

$$\frac{1}{Pr} \theta'' + \frac{1}{2} F \theta' = \xi \left(F' \frac{\partial \theta}{\partial \xi} - \theta' \frac{\partial F}{\partial \xi} \right) \quad (1.18)$$

$$F'(\xi, 0) = F(x, y) = 0; \quad \theta(\xi, \eta) = 1$$

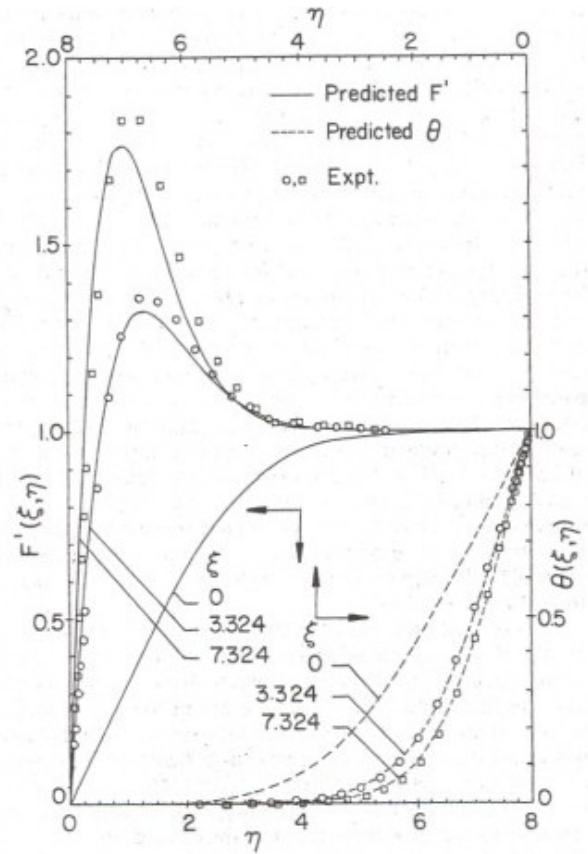
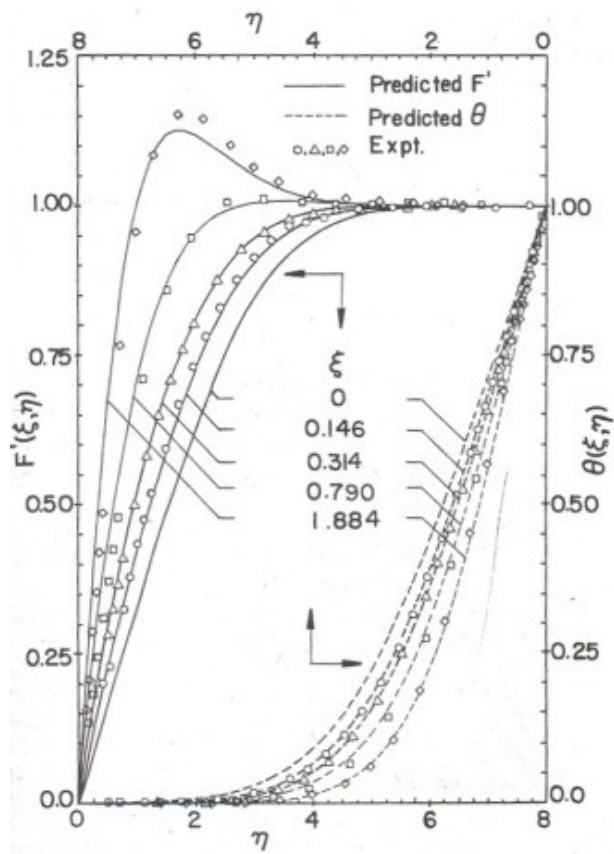
$$F'(\xi, \infty) = 1; \quad \theta(\xi, \infty) = 0 \quad (1.19)$$

Para el número de Nusselt local y para el coeficiente de fricción tenemos;

$$Nu_x Re_x^{-1/2} = -\theta'(\xi, 0); \quad C_f Re_x^{1/2} = 2F''(\xi, 0) \quad (1.20)$$

Los perfiles de velocidad y temperatura que presentan para el caso de convección mixta y flujo a favor de la flotación fueron medidas para valores del parámetro de flotación en el rango de $0 < \xi < 16$, los resultados se muestran en las Figuras 1.2 a 1.4. El valor máximo que ξ fué limitado para las condiciones de temperatura de la placa 95 °C a una velocidad de 0.3 m/s.

¹ Se uso el método de diferencias finitas.



Figuras 1.2 y 1.3 Distribución de velocidad y temperatura para el caso de flujo a favor de la flotación. [1]

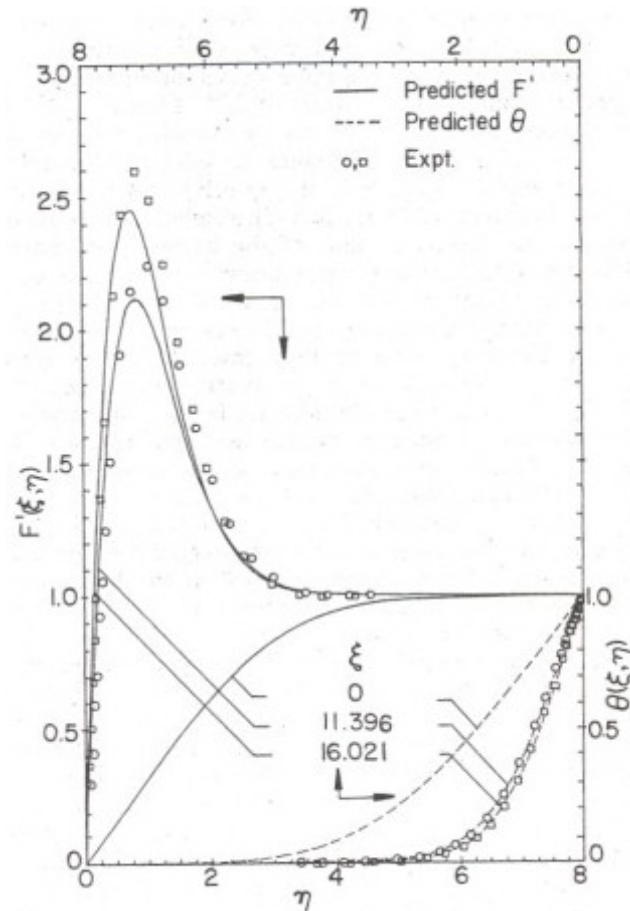


Figura 1.4 Distribución de velocidad y temperatura para el caso de flujo a favor de la flotación. [1]

Ramachandran et al [1] concluyen que el campo de velocidades es más sensible a los cambios de ξ que el campo de temperaturas.

Además los gradientes de temperatura y velocidad se incrementan en la pared, causando incremento en la transferencia de calor local y del esfuerzo cortante local en la pared para el caso de flujo a favor de la flotación.

Para las mediciones en el caso de flujo en contra de la flotación se limitó al rango de $0 \leq \xi \leq 0.2$, y los resultados se muestran en la Figura 1.5. La cual muestra que al crecer el parámetro de flotación, los gradientes de temperatura y velocidad decrecen en la pared, lo cual se manifiesta en la disminución de la transferencia de calor local y del esfuerzo cortante local.

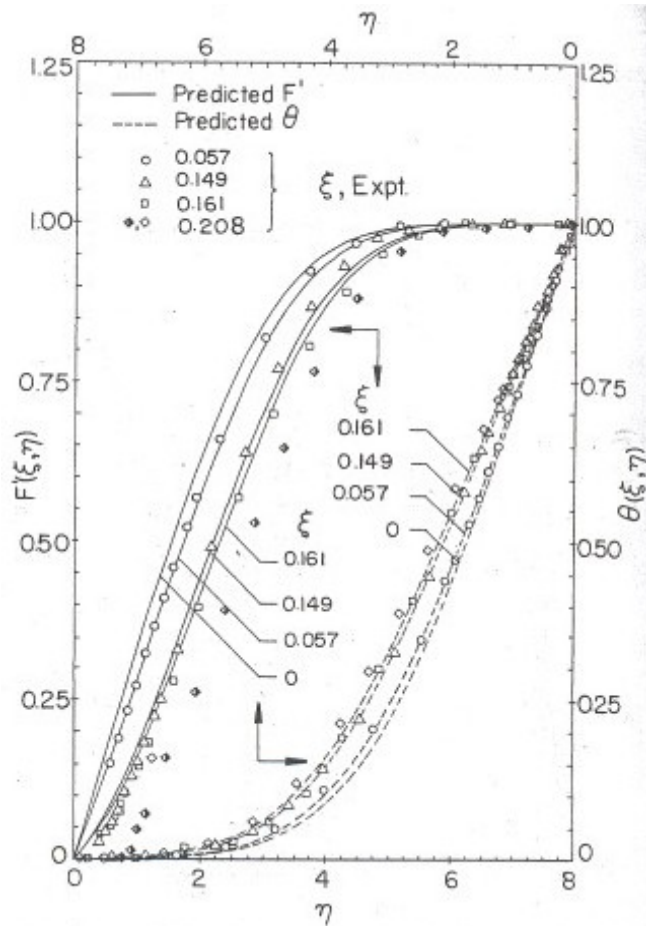


Figura 1.5 Distribución de velocidad y temperatura para el caso de flujo opuesto a la flotación. [1]

La distribución de la temperatura medida fué usada para determinar el gradiente de temperatura en la pared y así calcular el número de Nusselt local. La variación del número de Nusselt como función del parámetro de flotación es presentada en la Figura 1.6. Para estos valores el error se estima menor al 5 %. Concluyen que los valores del Nu en convección mixta son más grandes que los correspondientes en convección forzada y natural para el caso de flujo a favor de la flotación. Y para el caso de flujo en contra de flotación los números de Nusselt en convección mixta son menores que los correspondientes a convección forzada y natural.

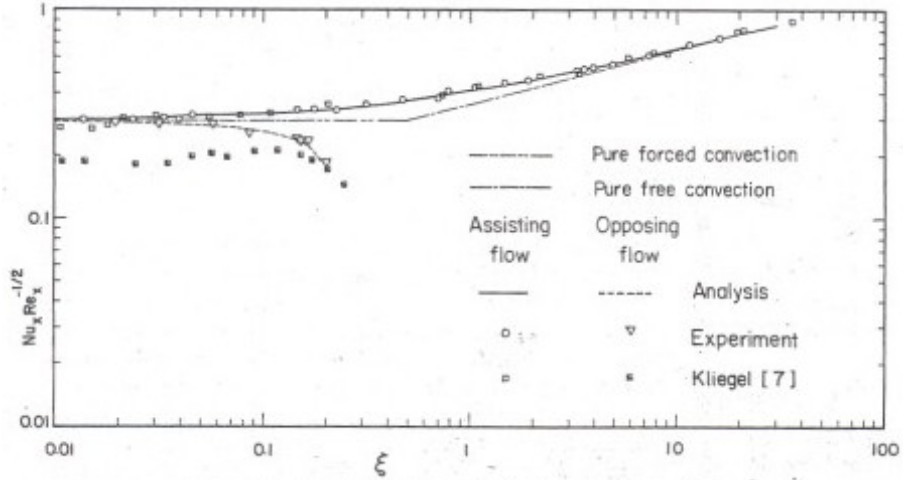


Figura 1.6 Número de Nu local en el regimen de convección mixta. [1]

Se tienen estudios analíticos del cálculo del número de Nusselt local, para flujo adyacente a placa plana en convección mixta bajo la condición de flujo de calor uniforme (UHF), para los siguientes rangos,

Wilks [2] lo realizó para placa plana vertical.

$$0 \leq Gr_x^* / Re_x^{5/2} \leq 2.8 \quad \text{para } 0.1 \leq Pr \leq 100. \quad (1.21)$$

Mucoglu [3] y Moutsoglou [4] para placa plana inclinada.

$$\begin{aligned} - 0.25 \leq Gr_x^* \cos \gamma / Re_x^{5/2} \leq 5 & \quad \text{para } Pr = 0.7 \quad \text{y } Pr = 7 \\ - 1 \leq Gr_x^* / Re_x^{5/2} \leq 2 & \quad \text{para } Pr = 0.7 \quad \text{y } Pr = 7 \end{aligned} \quad (1.22)$$

Chen [5] para placa plana horizontal.

$$0 \leq Gr_x^* / Re_x^3 \leq 1 \quad \text{para } Pr = 0.7 \quad (1.23)$$

Armaly et al [6] amplian el rango de estudio anterior de $0 \leq Gr_x^* / Re_x^m \leq \infty$ para un rango de Prandtl de $0.1 \leq Pr \leq 100$. Además de proponer correlaciones generales para el número de Nusselt local y promedio para placa plana vertical, inclinada y horizontal.

En las Figuras 1.7 y 1.8 se muestran los resultados numéricos de las correlaciones del parámetro de flotación con el número de Nusselt local y promedio para los casos de flujo a favor y opuesto a la flotación, para placa vertical y horizontal respectivamente.

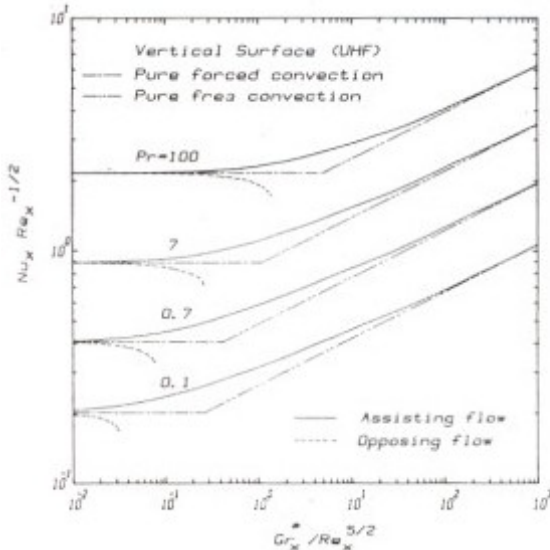


Figura 1.7 Número de Nu local en una placa plana vertical para el caso de flujo de calor uniforme . [6]

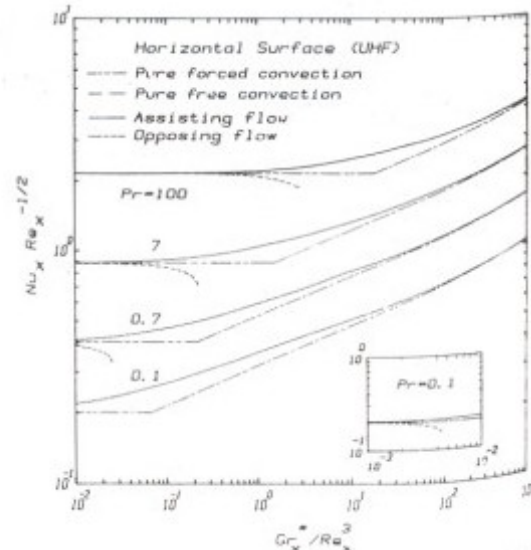


Figura 1.8 Número de Nu local en una placa plana horizontal para el caso de flujo de calor uniforme. [6]

A continuación se presentan cada una de las correlaciones obtenidas por Armaly et al [6] bajo la condición de frontera de flujo de calor uniforme en su superficie (UHF) para placa plana vertical, horizontal e inclinada en convección forzada, natural y mixta en flujo laminar.

Placa Plana Vertical.

La expresión para el número de Nusselt local en convección forzada para capa límite laminar a lo largo de una placa plana.

$$Nu_F = G_1(Pr) Re_x^{1/2}, \quad (1.24)$$

$$G_1(Pr) = 0.464 Pr^{1/3} [1 + (0.0207/Pr)^{2/3}]^{1/4}$$

Para convección natural se tiene

$$Nu_N = G_2(Pr) Gr_x^{*1/2}, \quad (1.25)$$

$$G_2(Pr) = Pr^{2/5} (4 + 9Pr^{1/2} + 10Pr)^{-1/5}$$

El número de Nusselt local en convección mixta se tiene

$$Nu_x Re_x^{1/2} / G_1(Pr) = \{1 \pm [G_2(Pr) \cdot (Gr_x^* / Re_x^{5/2})^{1/5} / G_1(Pr)]^n\}^{1/n} \quad (1.26)$$

El número de Nusselt promedio en convección mixta tenemos

$$\overline{Nu} Re_L^{-1/2} / 2G_1(Pr) = \{1 \pm [5G_2(Pr) \cdot (Gr_L^* / Re_L^{5/2})^{1/5} / 8G_1(Pr)]^n\}^{1/n} \quad (1.27)$$

Se recomienda $n=5$ para las expresiones de placa plana vertical.

Placa Plana Horizontal.

Para el número de Nusselt local en el límite de convección forzada, la correlación está dada por la misma ecuación para el caso de placa plana vertical.

El número de Nusselt local en convección natural se tiene

$$\begin{aligned} Nu_N &= G_3(\text{Pr})Gr_x^{*1/6}, \\ G_3(\text{Pr}) &= (\text{Pr}/6)^{1/6} \text{Pr}^{1/2} (0.12 + 1.2\text{Pr}^{1/2})^{-1} \end{aligned} \quad (1.28)$$

El número de Nusselt local en convección mixta se tiene

$$Nu_x \text{Re}_x^{-1/2} / G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm [G_3(\text{Pr}) \cdot (Gr_x^* / \text{Re}_x^3)^{1/6} / G_1(\text{Pr})]^n \right\}^{1/n} \quad (1.29)$$

El número de Nusselt promedio en convección mixta se tiene

$$\overline{Nu} \text{Re}_L^{-1/2} / 2G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm [3G_2(\text{Pr}) \cdot (Gr_L^* / \text{Re}_L^3)^{1/6} / 4G_1(\text{Pr})]^n \right\}^{1/n} \quad (1.30)$$

Se recomienda $n=6$ para las expresiones de placa plana horizontal.

Placa Plana Inclinada.

En convección forzada para el rango de $0^\circ \leq \gamma \leq 75^\circ$, para $Re > 10^3$.

$$Nu_x \text{Re}_x^{1/2} / G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm [G_2(\text{Pr}) \cdot (Gr_x^* \cos \gamma / \text{Re}_x^{5/2})^{1/5} / G_1(\text{Pr})]^n \right\}^{1/n} \quad (1.31)$$

$$\overline{Nu} \text{Re}_L^{-1/2} / 2G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm [5G_2(\text{Pr}) \cdot (Gr_L^* \cos \gamma / \text{Re}_L^{5/2})^{1/5} / 8G_1(\text{Pr})]^n \right\}^{1/n} \quad (1.32)$$

Para el rango de $75^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ se recomiendan las correlaciones del número de Nusselt en convección mixta.

El número de Nusselt local en convección natural a lo largo de una placa plana bajo la condición de UHF en el rango de $75^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ es.

$$Nu_N = G_4(\text{Pr})Gr_x^{*1/6+D(\gamma)}, \quad 10^4 \leq Gr_x^* \text{Pr} \leq 10^{10} \quad (1.33)$$

donde

$$G_4(\text{Pr}) = \text{Pr}^{1/2} (0.12 + 1.2\text{Pr}^{1/2})^{-1} (\text{Pr}/6)^{1/6+D(\gamma)}$$

y

$$D(\gamma) = 0.038(\cos \gamma)^{1/2}$$

La correlación para el número de Nusselt local en un rango de inclinación $75^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ esta dado por

$$Nu_x \text{Re}_x^{-1/2} / G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm [G_4(\text{Pr}) \cdot (Gr_x^* / \text{Re}_x^3)^{1/6} Gr_x^{*D(\gamma)} / G_1(\text{Pr})]^n \right\}^{1/n} \quad (1.34)$$

De manera similar el número de Nusselt promedio para convección mixta en un rango de inclinación $75^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ es.

$$\overline{Nu} \text{Re}_L^{-1/2} / 2G_1(\text{Pr}) = \left\{ 1 \pm \left[\frac{G_4(\text{Pr})(Gr_L^* / \text{Re}_L^3)^{1/6} Gr_L^{*D(\gamma)}}{8[1/6 + D(\gamma)]G_1(\text{Pr})} \right]^n \right\}^{1/n} \quad (1.35)$$

Se recomienda $n=6$ para las expresiones de placa plana inclinada.

La Tabla 1.1 muestra el incremento del número de Nusselt local en porcentaje en los respectivos límites superior e inferior del parámetro de flotación a y b , respectivamente.

En ésta tabla se ve que a medida a tiende a cero esta muy cerca del caso de convección forzada, lo cual se da el incremento máximo de Nu .

| Placas Verticales e Inclinas | | | | Placas Horizontales | | |
|---|------|-----|------------------------------------|---------------------------------|-----|------------------------------------|
| $a \leq Gr_x^* \cos \gamma / Re_x^{5/2} \leq b$ | | | | $a \leq Gr_x^* / Re_x^3 \leq b$ | | |
| Pr | a | b | Incremento máximo en el Nu , (%) | a | b | Incremento máximo en el Nu , (%) |
| 0.1 | 0.02 | 15 | 33 | 0.005 | 18 | 29 |
| 0.7 | 0.04 | 20 | 27 | 0.025 | 20 | 22 |
| 7 | 0.15 | 22 | 24 | 0.15 | 40 | 22 |
| 100 | 0.70 | 70 | 24 | 2.5 | 400 | 22 |

Tabla 1.1 El incremento máximo del número de Nusselt local. [6]

Observando las Figuras 1.7 y 1.8, los números de Nusselt en convección mixta son más grandes a sus correspondientes en convección forzada y natural para el caso de flujo a favor de la flotación y son más pequeños a sus correspondientes para el caso de flujo en contra de flotación.

Además, Armaly et al [6] proponen una correlación general para el número de Nusselt local con el parámetro de flotación en convección mixta y proponen el valor de $n = 3$, válida para todos los ángulos de inclinación (de 0° a 90°), con $Pr = 0.70$.

$$Y^n = 1 \pm X^n \quad (1.35)$$

$$Y = Nu_x / Nu_F \quad , \quad X = Nu_N / Nu_F \quad (1.36)$$

$$Y^3 = 1 \pm X^3 \quad (1.37)$$

donde el signo más menos corresponde a flujo a favor y en contra de flotación, respectivamente. Los valores A y B corresponden a los valores de G_1 a G_4 descritos anteriormente y se aplican según sea el caso.

$$Y = Nu_x Re_x^{-1/2} / A(Pr) \quad ; \quad X = [B(Pr) / A(Pr)] \zeta^m \quad (1.38)$$

La figura 1.9 ilustra la gráfica correspondiente a la expresión 1.37.

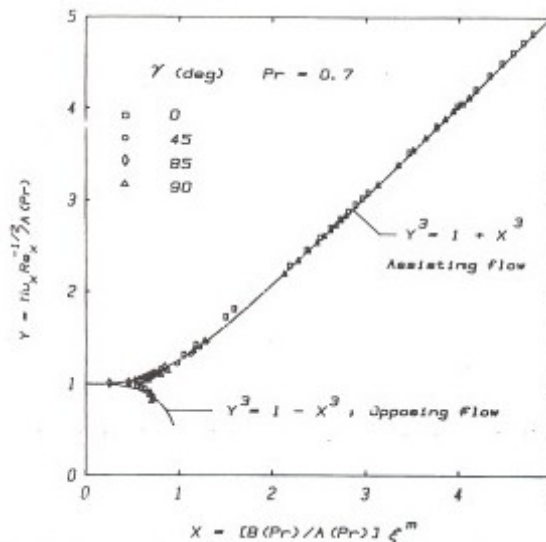


Figura 1.9 Número de Nusselt local en una placa plana vertical, inclinada y horizontal para el caso de flujo de calor uniforme. [6]

Chen et al [7] hacen un estudio de un flujo laminar adyacente a una superficie isotérmicamente calentada, inclinada a 45° en convección mixta, forzada y natural. Presentan los resultados del número de Nusselt local, las distribuciones de temperatura y velocidad para los casos de flujo a favor y opuesta a la flotación para un rango del parámetro de flotación $0 \leq \xi \leq 5$. La Figura 1.10 muestra los casos de estudio.

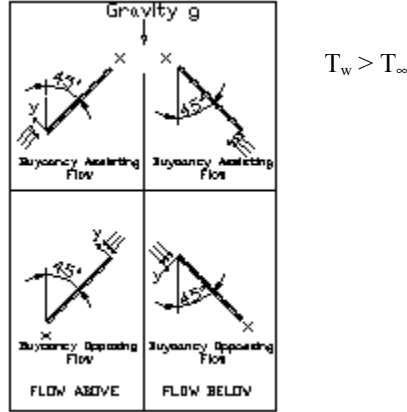


Figura 1.10 Esquema de los casos de estudio y sistema coordenado. [7]

El dispositivo usado por Chen et al [7] se describe en la referencia [1]. Las ecuaciones que gobiernan el problema son.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.39)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \pm g\beta (T - T_\infty) \cos \gamma + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1.40)$$

$$0 = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \pm g\beta (T - T_\infty) \sin \gamma \quad (1.41)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1.42)$$

El gradiente inducido por la fuerza de flotación puede ser relacionado con la diferencia de temperatura a través de la ecuación (1.41) como

$$- \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \pm g\beta \sin \gamma \frac{\partial}{\partial x} \int_y^\infty (T - T_\infty) dy \quad (1.43)$$

donde el signo más y menos del lado derecho del ecuación, representa si el flujo se desplaza por encima o por debajo de la superficie, respectivamente.

Las condiciones de frontera para las ecuaciones (1.39 - 1.42) son

$$\begin{aligned} u = v = 0; \quad T = T_w \quad y = 0 \\ u \rightarrow u_\infty; \quad T \rightarrow T_\infty \quad y \rightarrow \infty \end{aligned} \quad (1.43)$$

Ellos usaron el método de diferencias finitas para dar solución al sistema de ecuaciones para un $Pr = 0.70$. Los resultados muestran que para valores menores de 8 del parámetro de flotación y ángulos menores a 75° en convección mixta, el parámetro $Nu_x Re_x^{-1/2}$ es casi independiente del número de Reynolds. Además el

efecto del gradiente de presión no es significativo cuando flujo se desplaza por encima o debajo de la superficie calentada para las mismas condiciones de flujo antes mencionadas.

Nuevamente para convección mixta laminar se propone la correlación de la ecuación (1.37), la cual combina los efectos de convección forzada y natural a través de sus respectivas ecuaciones.

Para el límite en convección forzada Chen et al [7] usan la correlación propuesta por Kays y Crawford [8] es

$$Nu_F Re_x^{-1/2} = 0.332 Pr^{1/3} = F_1(Pr) \quad (1.44)$$

Y para el límite en convección natural reportado por Ede [9] se tiene

$$Nu_N = (Gr_x \cos \gamma)^{1/4} F_2(Pr) \quad (1.45)$$

donde

$$F_2(Pr) = 0.75[2 Pr^2/(5 + 10 Pr + 10 Pr^{1/2})]^{1/4}$$

Entonces para el régimen de convección mixta, el número de Nusselt local dado por la ecuación (1.36) es

$$Nu_F Re_x^{-1/2} / F_1(Pr) = \{1 \pm [F_2(Pr)(\xi \cos \gamma)^{1/4} / F_1(Pr)]^3\}^{1/3} \quad (1.46)$$

donde

$$\xi = Gr_x / Re_x^2$$

Para la obtención del número de Nusselt promedio se tienen las siguientes expresiones, en primer término está la que corresponde a convección forzada y posteriormente la de convección natural.

$$\overline{Nu}_F = 2F_1(Pr) Re_L^{1/2} \quad (1.47)$$

$$\overline{Nu}_N = (4/3)F_2(Pr)(Gr_L \cos \gamma)^{1/4} \quad (1.48)$$

El resultado de las dos expresiones anteriores es

$$\overline{Nu} Re_L^{-1/2} / 2F_1(Pr) = \{1 \pm [2F_2(Pr)(\xi_L \cos \gamma)^{1/4} / 3F_1(Pr)]^3\}^{1/3} \quad (1.49)$$

El signo más o menos en las ecuaciones (1.46) y (1.49) se refiere a flujo a favor u opuesto a la flotación, respectivamente. Esas ecuaciones son válidas para ángulos de inclinación de 0 ° a 87 °.

Cabe mencionar que en las mediciones hechas por Chen et al [7] no se tomaron en cuenta el efecto de pequeñas inestabilidades en el flujo así como la pequeña turbulencia, que se genera a altos valores de ξ y del ángulo de inclinación. Los resultados anteriores son validos para el régimen de flujo laminar en convección mixta.

Para el caso de la superficie orientada a 45° ellos definieron el rango de $Gr_x \leq 10^5 Re_x^{0.96}$ como el límite de flujo laminar experimental. Los números de Reynolds usados para las mediciones fueron de 5000 a 60,000. La Figura 1.11 presenta el comportamiento del número de Nusselt local en función del parámetro de flotación para los casos de flujo a favor y en contra a la flotación.

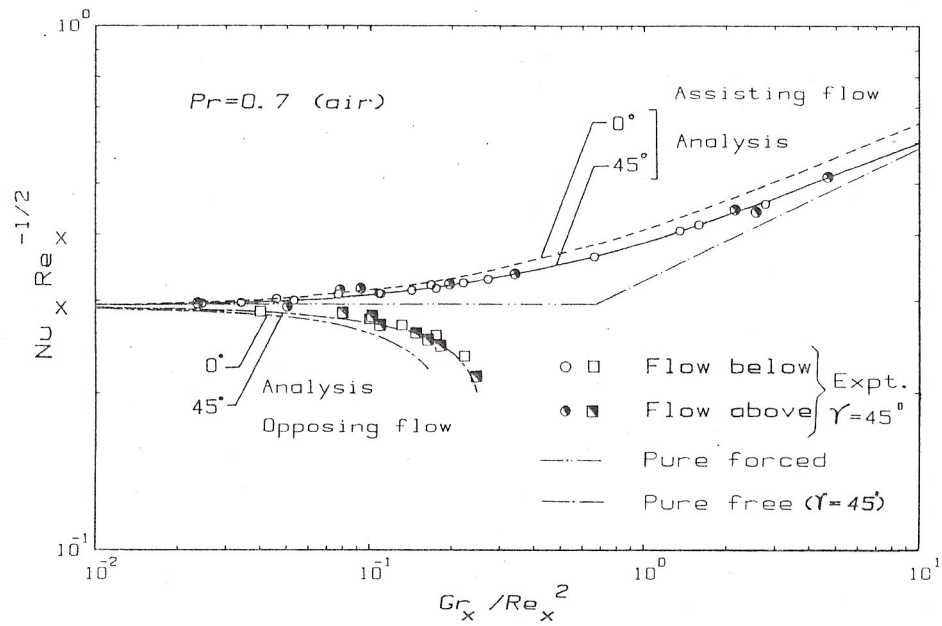


Figura 1.11 Número de Nu local en una placa plana inclinada a 45° en convección mixta, a temperatura uniforme. [7]

Abu-Mulaweh et al [10], también analizan el caso de placa plana inclinada a 45° en convección mixta, con flujo de calor uniforme en la superficie (ver figura 1.12).

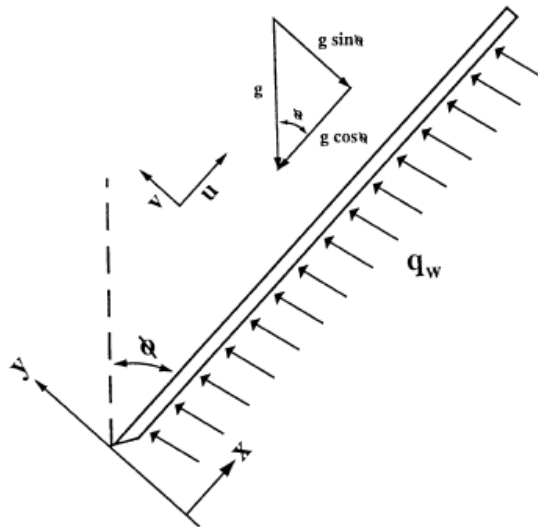


Figura 1.12 Placa plana inclinada a 45° en convección mixta para el caso de flujo de calor constante. [10]

Obtienen la siguiente gráfica Figura 1.13, similar a la Figura 1.11.

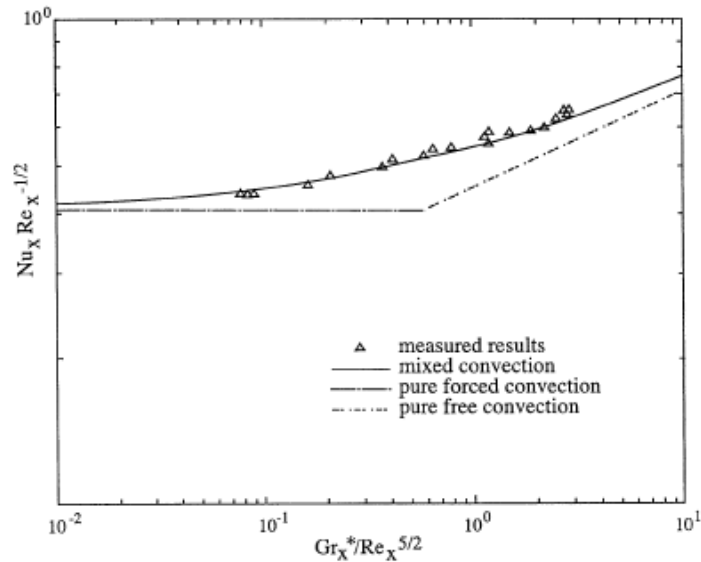


Figura 1.13 Número de Nu local en una placa plana inclinada a 45° con flujo de calor uniforme y flujo a favor de flotación. [10]

Wickern et al [11] analizan la influencia de las componentes normal y paralelo del vector gravedad sobre la superficie de un placa plana vertical, horizontal e inclinada, para los casos temperatura constante y flujo de calor uniforme en la superficie.

Ellos mencionan en base al estudio de Jones [12] en convección natural sobre una placa plana delgada inclinada y horizontal demuestra que existen dos mecanismos diferentes de la fuerza de flotación que influyen sobre el flujo de capa límite. Estos mecanismos están asociados a las dos componentes del vector gravedad, paralelo y normal a la superficie. Un ejemplo, donde únicamente la componente paralela existe, es en convección natural desde una placa vertical. En este caso el flujo es gobernado por las fuerzas de flotación es también conocido "convección natural directa".

Para una placa plana horizontal únicamente la componente normal a la superficie existe. No obstante, no deja de ser flujo paralelo por el calentamiento que se genera en la parte superior de la placa. Un favorable gradiente de presión interno paralelo a la superficie de la placa es inducido por el trabajo de las fuerzas de flotación normales a la placa, dado que este efecto no es de forma directa, se le conoce como "convección libre indirecta". Así se tiene los tres mecanismos físicos que intervienen en un flujo de convección mixta, que son: convección forzada, convección natural indirecta y directa. Por consiguiente, para el caso de placa inclinada se tiene dos parámetros de flotación.

Wickern et al [11] basándose en los trabajos de Mucogly y Chen et al [3] los cuales demostraron que para números de Reynolds fijos la convección natural indirecta es importante para placas planas con ángulos de inclinación pequeños respecto de la horizontal.

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el problema que se ilustra en la Figura 1.14.

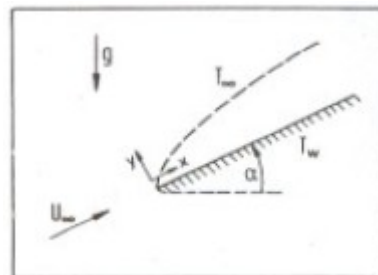


Figura 1.14 Esquema del caso de estudio. [11]

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial N} = 0 \quad (2.50)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial u}{\partial N} = \frac{\partial^2 u}{\partial N^2} + \frac{Gr}{Re^2} \sin \gamma \theta - v \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.51)$$

$$\frac{\partial p}{\partial N} = \frac{Gr}{Re^{5/2}} \cos \gamma \theta \quad (2.52)$$

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \theta}{\partial N} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial N^2} \quad (2.53)$$

donde

$$x = \frac{x^*}{L^*} \quad y = \frac{y^*}{L^*} \sqrt{Re} \quad p = \frac{p^* - p_{stat\infty}^*}{\rho_\infty^* U_\infty^{*2}}$$

$$u = \frac{u^*}{L^*} \quad \bar{v} = \frac{v^*}{U_B^*} \sqrt{Re} \quad \theta = \frac{T_w^* - T_\infty^*}{T_w^* - T_\infty^*}$$

$$Re = \frac{\rho_\infty^* U_B^{*2} L^*}{\eta^*} \quad Pr = \frac{c_{p\infty}^* \eta_\infty^*}{\eta_\infty^*}$$

$$con \quad U_B^{*2} = U_\infty^*$$

$$Gr = \frac{\beta^* \Delta T^* g^* \rho_\infty^{*2} L^{*3}}{\eta_\infty^{*2}} \quad (1.54)$$

La influencia de la convección natural directa esta representada por el término de flotación en la ecuación (1.51). La convección natural indirecta en la ecuación (1.52). Así que los dos términos adimensionales de los efectos de la flotación de las ecuaciones anteriores son.

$$\frac{Gr}{Re^2} \sin \gamma \equiv \frac{\text{convección natural directa}}{\text{convección forzada}}$$

$$\frac{Gr}{Re^{5/2}} \cos \gamma \equiv \frac{\text{convección natural indirecta}}{\text{convección forzada}}$$

Las ecuaciones de (1.50 – 1.53) están sujetas a las siguientes condiciones de frontera.

$$\begin{aligned} u(x,0) &= 0 & \theta(x,0) &= 1 & (T_w = \text{const.}) \\ \bar{v}(x,0) &= 0 & \frac{\partial \theta}{\partial N}(x,0) &= \text{const.} & (q_w = \text{const.}) \\ u(x,\infty) &= 1 & \theta(x,\infty) &= 0 \\ p(x,\infty) &= 0 \end{aligned} \quad (1.55)$$

Para simplificar el análisis de las ecuaciones básicas se reescriben en función de la variable de corriente ψ , además se realiza una transformación por el método de semejanza y para la región de entrada a la placa plana, se usa la solución Blasius manteniendo las derivadas finitas de x en esta región.

Las siguientes ecuaciones representan la solución del sistema de ecuaciones para el coeficiente de fricción y el número de Nusselt locales. Para $Pr = 0.72$.

$$c_{fx} = \frac{\tau_W^*}{\rho_\infty^* U_B^{*2}} = \text{Re}_x^{-1/2} f''(x_S, 0) \quad (1.56)$$

$$Nu_x = \frac{\dot{q}_W^* x^*}{\lambda_\infty^* (T_W^* - T_\infty^*)} = \text{Re}_x^{1/2} (\vartheta'(x_S, 0) / \vartheta(x_S, 0)) \quad (1.57)$$

En las Figuras 1.15 (a)-(d) se muestran el número de Nusselt y el coeficiente de fricción locales en convección mixta desde una placa plana vertical, tomando en cuenta los efectos de la convección forzada y natural directa, para las condiciones de temperatura uniforme y flujo de calor constante, obtenidas por Wickern et al [11].

Esas graficas permiten ver que tanto el coeficiente de fricción y el número de Nusselt locales se incrementan cuando el flujo favorece la flotación, mientras que cuando que para el caso contrario, éstas cantidades disminuyen hasta que ocurre la separación del flujo, denotada en términos matemáticos como una singularidad.

Los puntos de separación son.

$$\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^2} \sin \gamma = -0.186 \quad \text{Temp. const.} \quad (1.58)$$

$$\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^{5/2}} \sin \gamma = -0.07918 \quad \text{flujo de calor const.} \quad (1.59)$$

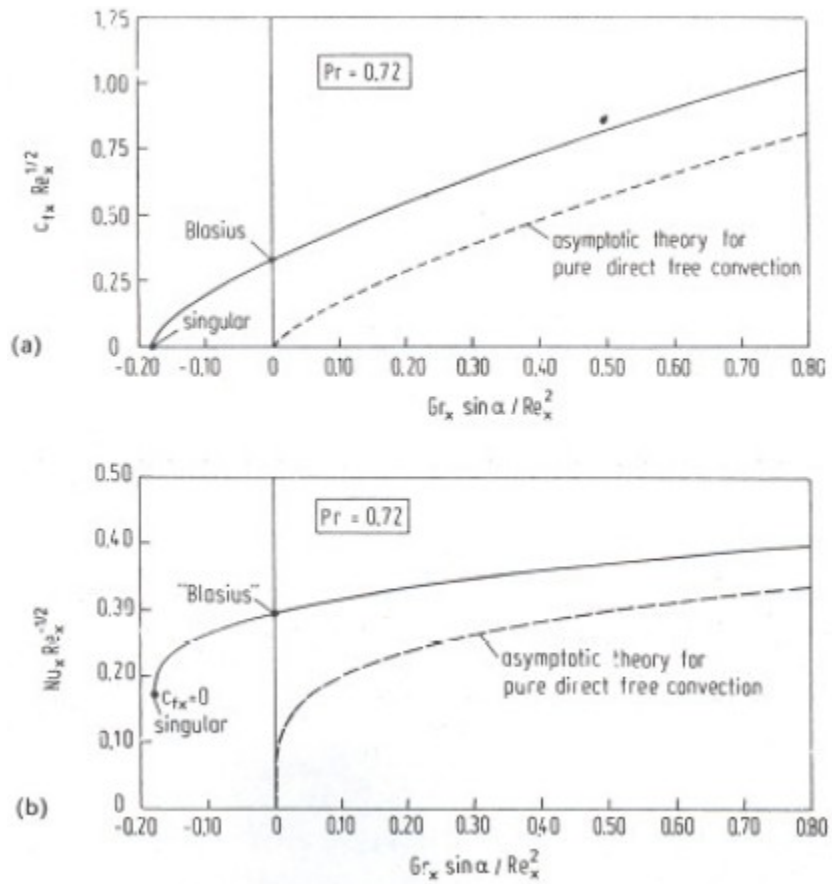


Figura 1.15 (a) y (b) Número de Nu y coeficiente de fricción locales en convección mixta, en una placa plana vertical a temperatura uniforme . [11]

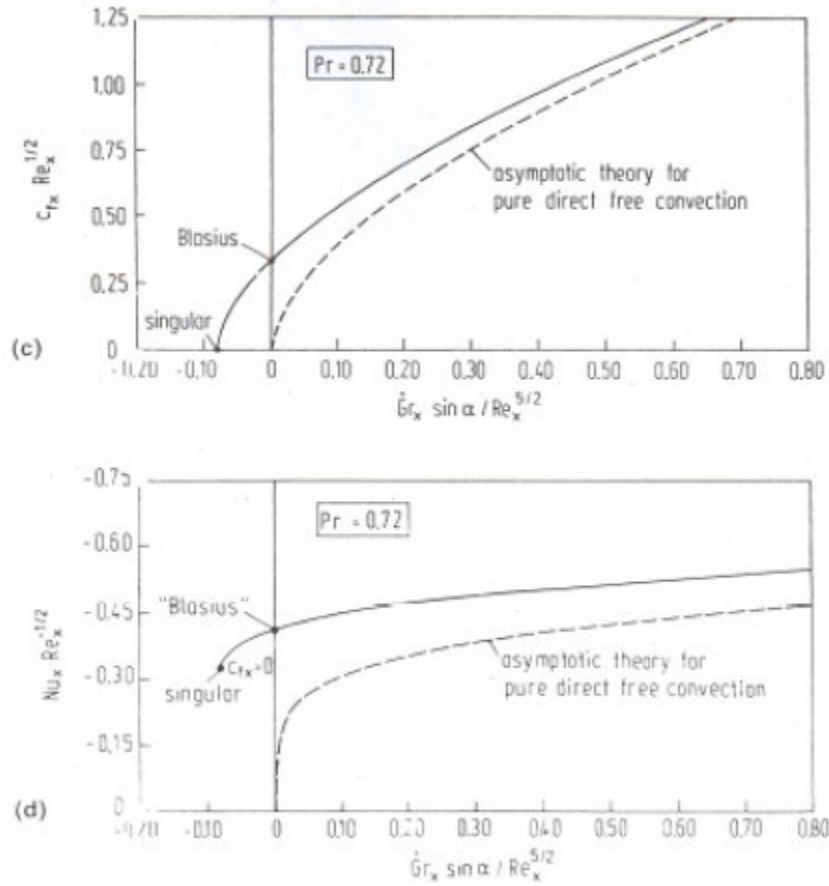


Figura 1.15 (c) y (d) Número de Nu y coeficiente de fricción locales en convección mixta, en una placa plana vertical con flujo de calor constante. [11]

Las Figuras 1.16 (a)-(d) corresponden para el caso de placa plana horizontal, para el cual los resultados son muy similares al caso de placa plana vertical. Los puntos de separación son.

$$\frac{Gr_x}{Re_x^{5/2}} \cos \gamma = -0.08878 \quad \text{Temp. const.} \quad (1.60)$$

$$\frac{Gr_x}{Re_x^3} \cos \gamma = -0.03120 \quad \text{flujo de calor const.} \quad (1.61)$$

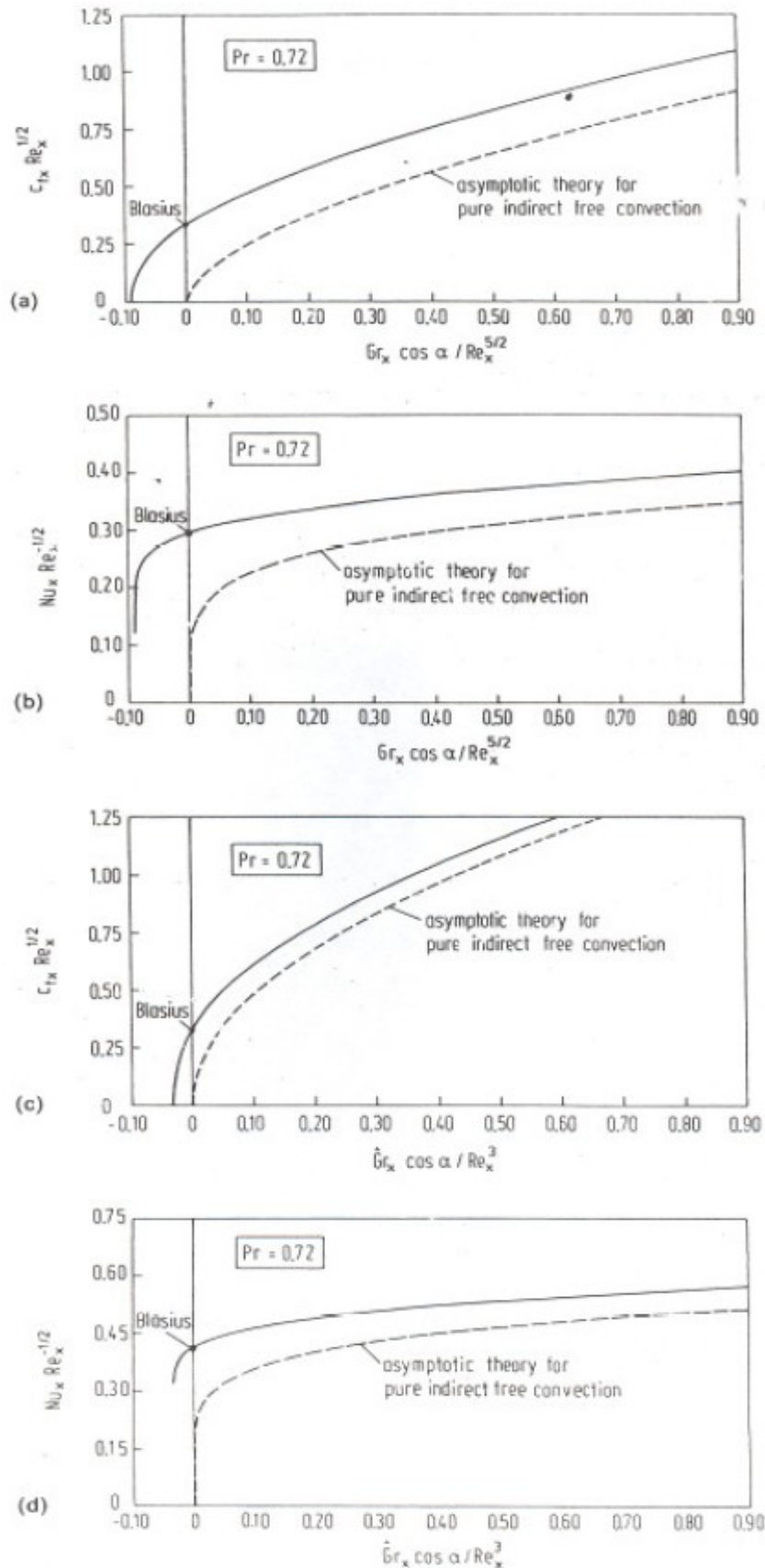


Figura 1.16 Número de Nu y coeficiente de fricción locales en convección mixta en una placa plana horizontal a temperatura uniforme (a) y (b); con flujo de calor constante (c) y (d). [11]

Las siguientes Figuras 1.17(a)-(d) corresponden para el caso de placa plana inclinada respecto a la horizontal.

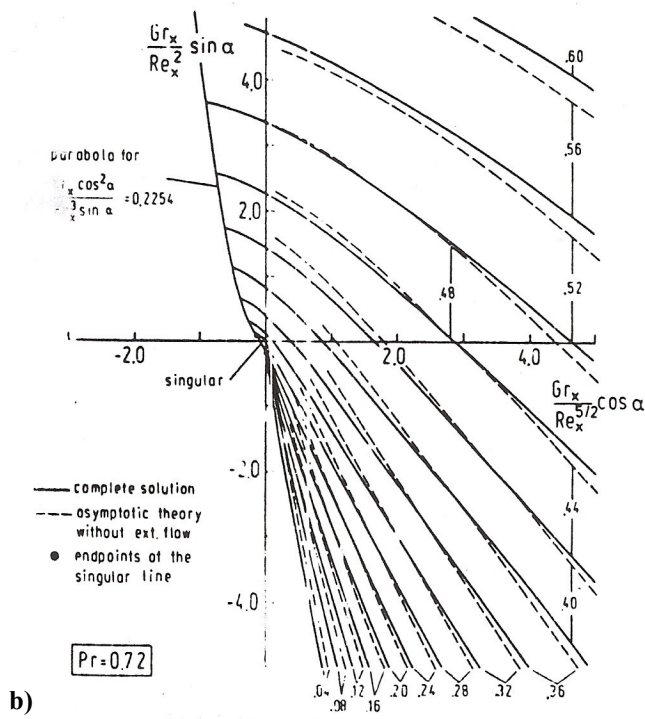
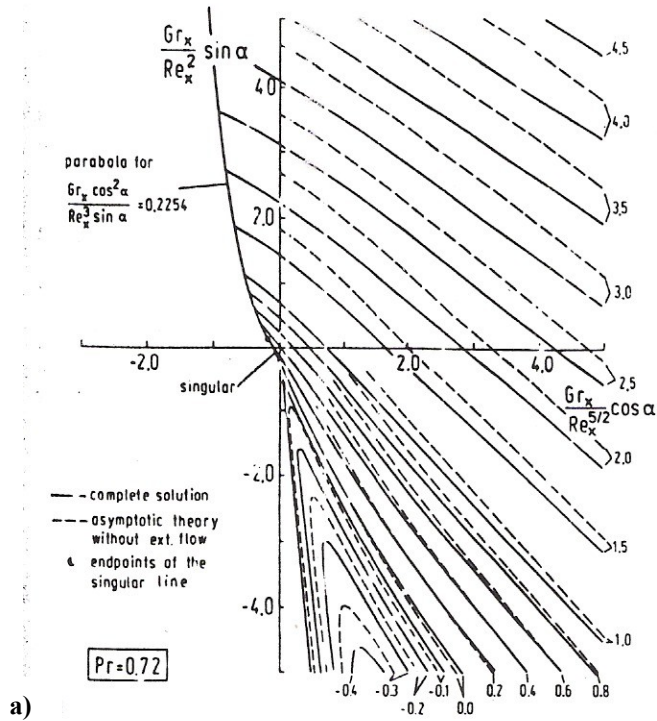


Figura 1.17 Placa plana inclinada en convección mixta
 (a) Coeficiente de fricción local, líneas continuas y
 (b) Número de Nu local, líneas continuas a temperatura uniforme. [11]

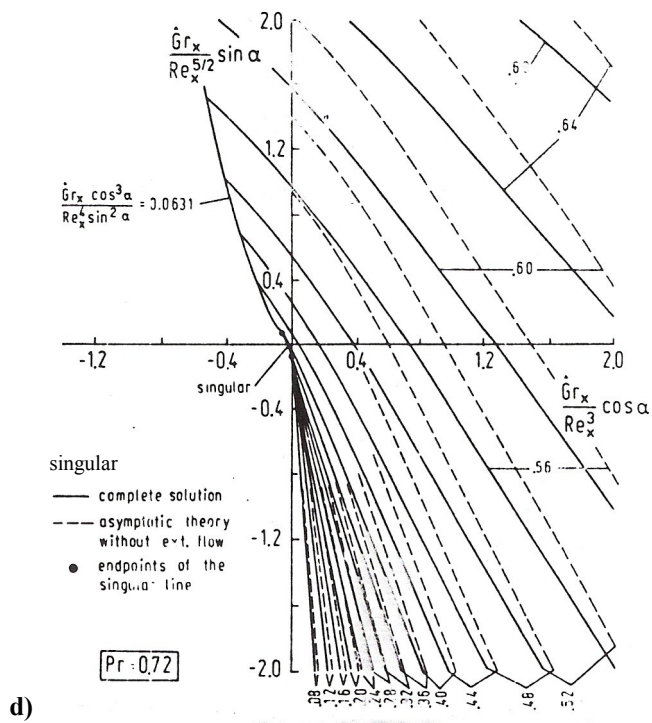
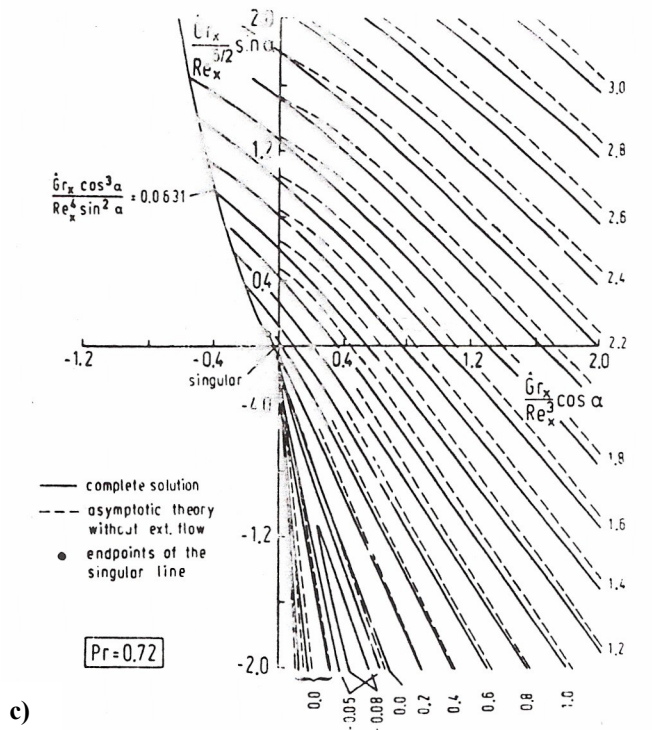


Figura 1.17 Placa plana inclinada en convección mixta
 (c) Coeficiente de fricción local, líneas continuas y
 (d) Número de Nu local, líneas continuas con flujo de calor constante. [11]

A continuación se presentan las correlaciones generales obtenidas por Wickern et al [11] para el coeficiente de fricción y número de Nusselt local para dos condiciones de frontera térmicas, a temperatura uniforme y flujo de calor constante. Para temperatura uniforme se tiene

$$c_{fx} = \text{Re}_x^{-1/2} \left\{ \left[\left(f_{1c} \right)^{1.2} + \left[f_{3c} \left(\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^2} \sin \gamma \right)^{3/4} \right]^{1.2} \right]^{1.3/1.2} + \left[f_{2c} \left(\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^{5/2}} \cos \gamma \right)^{3/5} \right]^{1.3} \right\}^{1/1.3} \quad (1.62)$$

$$Nu_x = \text{Re}_x^{1/2} \left\{ \left(f_{1N} \right)^{3.2} + \left[f_{3N} \left(\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^2} \sin \gamma \right)^{1/4} \right]^{3.2} + \left[f_{2N} \left(\frac{Gr_x}{\text{Re}_x^{5/2}} \cos \gamma \right)^{1/5} \right]^{3.2} \right\}^{1/3.2} \quad (1.63)$$

Para flujo de calor constante.

$$\hat{c}_{fx} = \text{Re}_x^{-1/2} \left\{ \left[\left(\hat{f}_{1c} \right)^{1.8} + \left[\hat{f}_{3c} \left(\frac{\hat{Gr}_x}{\text{Re}_x^{5/2}} \sin \gamma \right)^{3/5} \right]^{1.8} \right]^{1.7/1.8} + \left[\hat{f}_{2c} \left(\frac{\hat{Gr}_x}{\text{Re}_x^3} \cos \gamma \right)^{1/2} \right]^{1.7} \right\}^{1/1.7} \quad (1.64)$$

$$Nu_x = \text{Re}_x^{1/2} \left\{ \left(\hat{f}_{1N} \right)^{3.4} + \left[\hat{f}_{3N} \left(\frac{\hat{Gr}_x}{\text{Re}_x^{5/2}} \sin \gamma \right)^{1/5} \right]^{3.4} + \left[\hat{f}_{2N} \left(\frac{\hat{Gr}_x}{\text{Re}_x^3} \cos \gamma \right)^{1/6} \right]^{3.4} \right\}^{1/3.4} \quad (1.65)$$

analizando el caso de convección forzada, las soluciones por semejanza son:

$$\left. \begin{aligned} f_{1c} &= 0.3320 \\ f_{1N} &= \left[\left(0.564 \text{Pr}^{1/2} \right)^{-4.6} + \left(0.3387 \text{Pr}^{1/3} \right)^{-4.6} \right]^{-1/4.6} \\ \hat{f}_{1c} &= 0.3320 \\ \hat{f}_{1N} &= \left[\left(0.8862 \text{Pr}^{1/2} \right)^{-4.6} + \left(0.4636 \text{Pr}^{1/3} \right)^{-4.6} \right]^{-1/4.6} \end{aligned} \right\} \quad (1.66)$$

en el caso de convección natural indirecta, las soluciones por semejanza son:

$$\left. \begin{aligned} f_{2c} &= \left[\left(1.231 \text{Pr}^{-3/10} \right)^{-3.2} + \left(0.9753 \text{Pr}^{-2/5} \right)^{-3.2} \right]^{-1/3.2} \\ f_{2N} &= \left[\left(0.5755 \text{Pr}^{2/5} \right)^{-2.7} + \left(0.4562 \text{Pr}^{1/5} \right)^{-2.7} \right]^{-1/2.7} \\ \hat{f}_{2c} &= \left[\left(1.525 \text{Pr}^{-1/2} \right)^{-12.5} + \left(1.3 \text{Pr}^{-1/2} \right)^{-12.5} \right]^{-1/12.5} \\ \hat{f}_{2N} &= \left[\left(0.8309 \text{Pr}^{1/3} \right)^{-3.2} + \left(0.6231 \text{Pr}^{1/6} \right)^{-3.2} \right]^{-1/3.2} \end{aligned} \right\} \quad (1.67)$$

en el caso de convección natural directa, las soluciones por semejanza son:

$$\begin{aligned}
 f_{3c} &= \left[(1.513)^{-1.9} + (1.166 \text{Pr}^{-1/4})^{-1.9} \right]^{-1/1.9} \\
 f_{3N} &= \left[(0.6004 \text{Pr}^{1/2})^{-2.3} + (0.5028 \text{Pr}^{1/4})^{-2.3} \right]^{-1/2.3} \\
 \hat{f}_{3c} &= \left[(1.756 \text{Pr}^{-3/10})^{-4} + (1.546 \text{Pr}^{-2/5})^{-4} \right]^{-1/4} \\
 \hat{f}_{2N} &= \left[(0.7609 \text{Pr}^{2/5})^{-2.8} + (0.6316 \text{Pr}^{1/5})^{-2.8} \right]^{-1/2.8}
 \end{aligned}
 \tag{1.68}$$

El trabajo experimental más reciente acerca de la transferencia de calor en una placa plana inclinada expuesta a convección forzada, fué el que realizaron Gutiérrez y García [12], su estudio se limitó a ángulos de incidencia de 0, 5, 10, 20, 25, 30, 40 y 50 grados con una variación de Reynolds entre 4×10^4 y 3.5×10^5 .

Sin embargo, el mayor inconveniente del trabajo anterior fué que la placa de prueba se colocó dentro una caja de 12 cm de espesor lo que origina un flujo muy diferente al de una placa plana. Cabe mencionar que para ese caso sólo se tiene transferencia de calor en la superficie superior de la placa ver Figura 1.18 y ver resultados en Tabla 1.2.

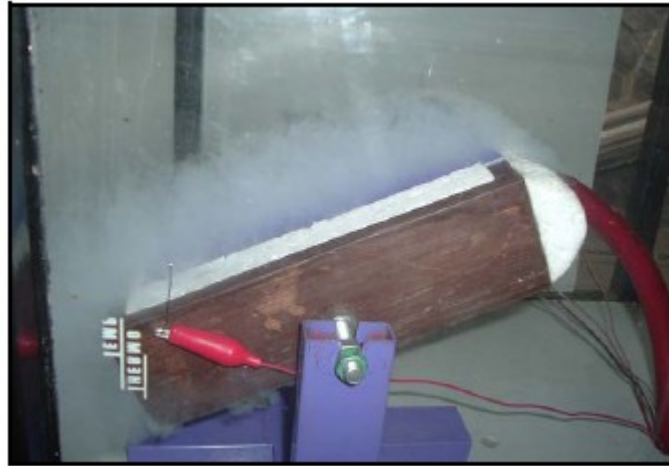


Figura 1.18 Placa plana inclinada expuesta a convección forzada. [12]

Tabla 1.2

| | | |
|--|----------------------|----------------------|
| $\overline{Nu}_z = 0.6836 Re_z^{0.5067}$ | $\theta = 0^\circ$ | $\epsilon = 15.52\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 0.4285 Re_z^{0.5475}$ | $\theta = 5^\circ$ | $\epsilon = 10.03\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 0.3750 Re_z^{0.5624}$ | $\theta = 10^\circ$ | $\epsilon = 11.64\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 0.5067 Re_z^{0.5394}$ | $\theta = 20^\circ$ | $\epsilon = 9.607\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 9_x 10^{-15} Re_z^3 - 5_x 10^{-9} Re_z^2 + 1.8_x 10^{-3} Re_z + 71.567$ | $\theta = 25^\circ$ | $\epsilon = 9.2\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 10^{-9} Re_z^2 + 7_x 10^{-4} Re_z + 129.79$ | $\theta = 30^\circ$ | $\epsilon = 12.8\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 0.9912 Re_z^{0.4571}$ | $\theta = 40^\circ$ | $\epsilon = 6.34\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 2.3166 Re_z^{0.3721}$ | $\theta = 50^\circ$ | $\epsilon = 5.30\%$ |
| $\overline{Nu}_z = 0.1512 Re_z^{0.6198}$ | $\theta = 345^\circ$ | $\epsilon = 5.38\%$ |

Tabla 2.2 Correlaciones experimentales para placa plana inclinada expuesta a convección forzada. [12]

Los resultados obtenidos por Gutiérrez y García se pueden ver en la Figura 2.19.

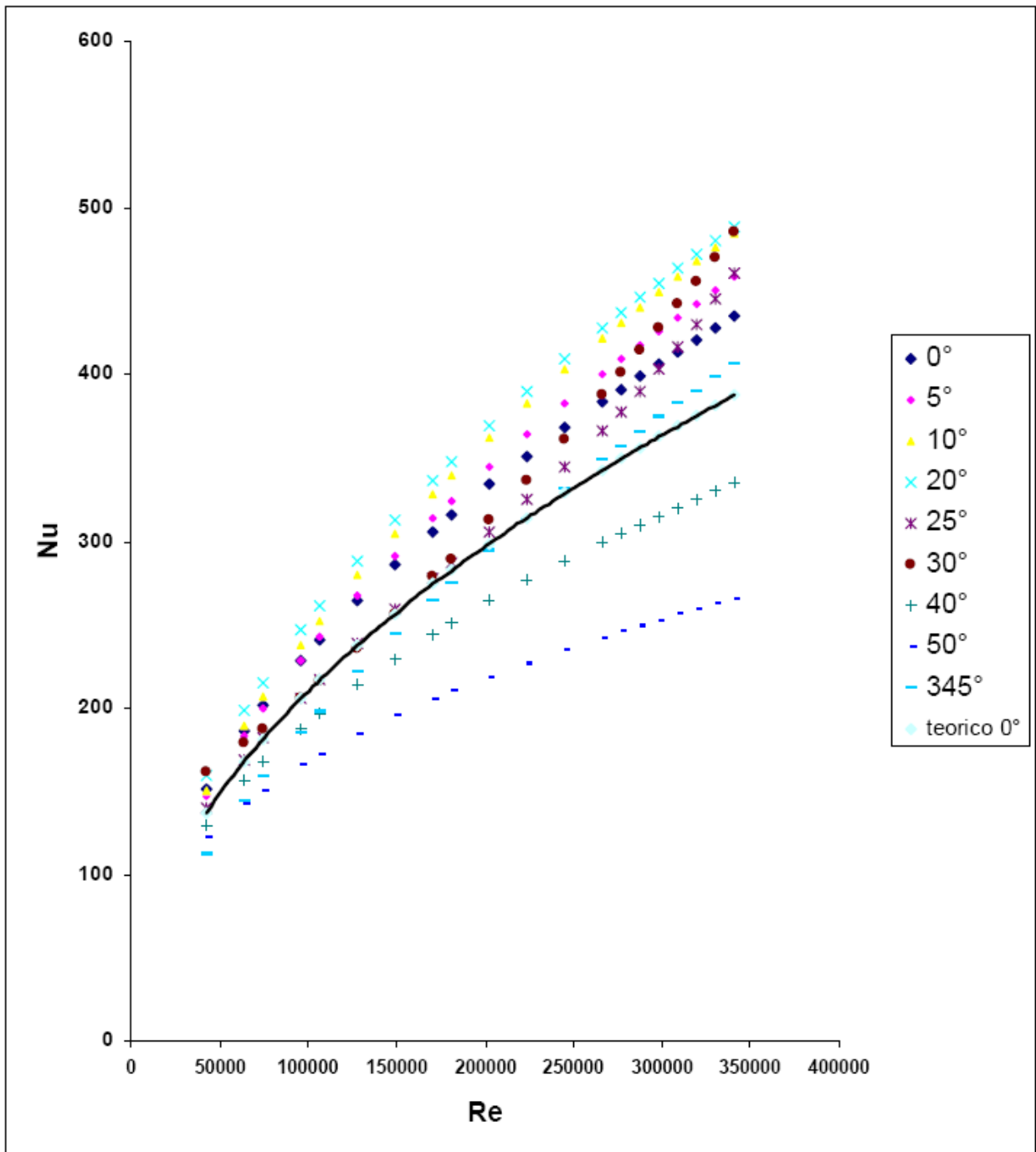


Figura 1.19 Resultados del número de Nu promedio en un placa plana finita inclinada en convección forzada a temperatura uniforme. [12]

Ahora, si se buscan publicaciones acerca de control de temperatura en una placa plana expuesta a convección forzada, no se encontró ninguna referencia. Sin embargo, esto no quiere decir que no se haya realizado control de temperatura en sistemas térmicos (intercambiadores de calor en su mayoría), se tiene el caso de los trabajos de Sen y Díaz [10] de la Universidad de Notre Dame, sus investigaciones se han centrado en dar soluciones numéricas a los modelos matemáticos que describen el proceso a controlar, usan el método clásico de respuesta en el tiempo, que nos lleva al cálculo de las constantes de control PID que se ven en cualquier curso de control tradicional [15], así como la aplicación de las redes neuronales en el control.

Objetivo.

El presente trabajo tiene por objeto determinar si es factible o no la implementación de un sistema de control térmico, en una placa plana expuesta a convección forzada, usando como parámetro de control el ángulo de inclinación, disipando calor por ambos lados de la superficie, problema que no se ha encontrado reportado en la literatura.

1.3 Teoría de Control.

Sistema de Control Automático.

Es el conjunto de elementos interconectados que regulando un paso de energía mantienen a una variable física dentro de un rango previamente establecido.

En general un diagrama de Control de Lazo Cerrado² tiene la siguiente representación Figura 1.20 [15].

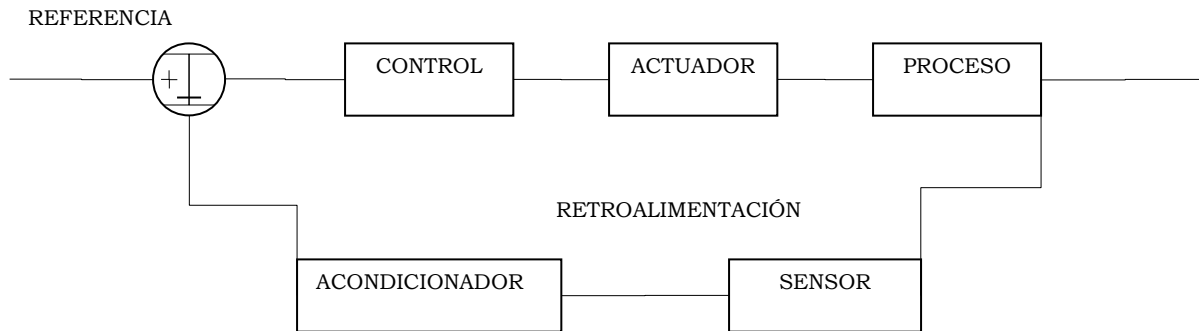


Figura 1.20 Esquema de un sistema de control automático.

A continuación se describen cada una de las partes que integran el sistema de control automático.

- ◆ **SENSOR.** Es un dispositivo que convierte la variable de salida en otra variable entendible al sistema de control a través de un transductor.
- ◆ **ACONDICIONADOR.** Limpia la señal enviada por el sensor del ruido electromagnético existente en la atmósfera y en algunos casos, también amplifica la señal, para trabajar en el sistema de control.
- ◆ **REFERENCIA.** Le permite al usuario comunicarse con el resto del sistema de control, es capaz de interpretar nuestro objetivo con el sistema. Por ejemplo a través de un teclado, perilla, etc.
- ◆ **CONTROL.** Es el cerebro del sistema de control, en base en la señal de error que llega del comparador, toma la decisión para enviar la cantidad de energía regulada para activar al actuador.
- ◆ **COMPARADOR.** Ejecuta la operación de diferencia entre la señal de referencia y la retroalimentación.
- ◆ **ACTUADOR.** Es un dispositivo de potencia (bomba, válvula, ventilador, calentador, etc.) que se mantiene activado en el proceso de acuerdo con la señal de control, a fin que la señal de salida se aproxime a la señal de entrada o de referencia.

² En los esquemas de control las flechas indican señales, mientras que los bloques son los elementos que actúan en el sistema de control.

El primer paso para implementar un sistema de control automático es describir en términos matemáticos el proceso a controlar (modelo matemático), para saber de que manera está relacionada la variable de entrada con la variable de salida.

Para este caso, hacemos el balance de energía al proceso tenemos:

$$\frac{d(mcT)}{dt} = EI - h A(T - T_{\infty}) \quad (1.69)$$

donde:

$d(mcT)/dt$ Es el término acumulativo.

$E I$ Es el calor total suministrado.

q_c Es el calor transferido por convección, es el segundo término del lado derecho.

Resulta complicado dar solución al modelo matemático que describe al fenómeno de manera teórica de la ecuación (1.69), comenzando por que en dicha ecuación no se encuentra de manera explícita la variable angular de entrada γ , la cual se encuentra implícita en el cálculo del coeficiente convectivo promedio \bar{h} en convección forzada, que a su vez, como se vió anteriormente se relaciona con las correlaciones empíricas del número de Nu .

Al no existir correlaciones para el caso de una placa plana delgada enfriada por sus dos lados a diferentes ángulos, se opta por el camino experimental.

Capítulo 2 Dispositivo Experimental

2.1 Definición del problema.

El problema estudiado se ilustra en la Figura 2.1. Se trata de una placa plana finita inclinada a un cierto ángulo γ . La placa se calienta interiormente mediante una resistencia eléctrica sin variación en voltaje y corriente, es decir, mantiene la misma cantidad de calor suministrado y debido a que el espesor de la placa e es pequeño, se desprecia la transferencia de calor en las caras laterales de la misma.

La placa se expone a una corriente libre de aire con velocidad U_∞ y temperatura T_∞ , por lo que se tiene una transferencia de calor por convección forzada desde las superficies superior e inferior hacia la corriente.

El objetivo inmediato es calcular \bar{h} , posteriormente calcular las expresiones que correlacionan el número de Nusselt promedio con el número de Reynolds para diferentes ángulos de incidencia y finalmente, para la implementación del sistema de control, se requiere tener una representación gráfica de la variación de la temperatura T_s promedio respecto a los valores de γ .

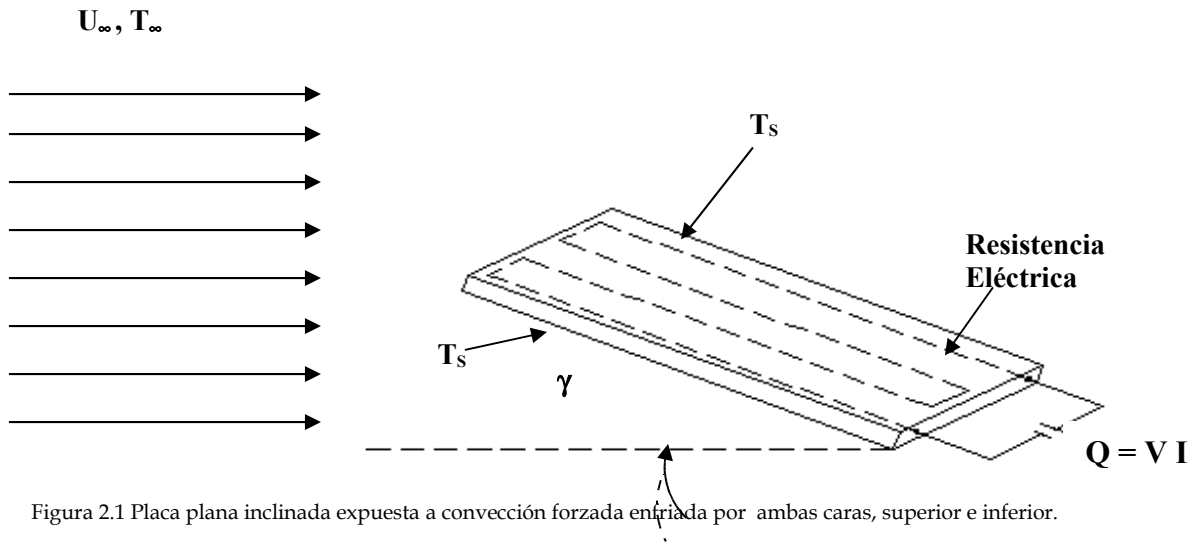


Figura 2.1 Placa plana inclinada expuesta a convección forzada entrada por ambas caras, superior e inferior.

2.2 Metodología de cálculo de la transferencia de calor.

Considérese un flujo con velocidad U_∞ y temperatura T_∞ sobre una superficie arbitraria de área A_s , la cual tiene una temperatura uniforme T_s . Además, T_s es mayor que T_∞ , por lo que ocurre una transferencia de calor por convección forzada hacia la corriente. El flujo de calor se obtiene de la expresión:

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

donde h es el coeficiente de convección local.

Como las condiciones de flujo varían de punto a punto en la superficie, q'' y h por consecuencia también varían localmente en la superficie, por lo que el calor total transferido en la superficie es igual a:

$$q = \int_A q'' dA_s \quad (2.2)$$

de la ecuación (2.1)

$$q = (T_s - T_\infty) \int_A h dA_s \quad \dots(2.3)$$

Definiendo un coeficiente convectivo promedio \bar{h} para ambos lados de toda la superficie, el calor total transferido se expresa con la siguiente ecuación:

$$q = \bar{h} 2A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

donde \bar{h} esta definido como:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (2.5)$$

Para el caso especial de una placa plana horizontal considerando que \bar{h} varía sólo con respecto a la distancia x (ver Figura 2.1), la ecuación 2.5 se reduce a:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.6)$$

La manera en que se obtiene experimentalmente una correlación de transferencia de calor se muestra en la Figura 2.1. La placa se calienta eléctricamente para mantener una temperatura $T_s > T_\infty$, por lo que ocurre una transferencia de calor por convección tanto de la superficie superior como de la inferior al fluido. Se miden T_s , T_∞ y la potencia eléctrica suministrada $E \cdot I$, para obtener el calor total transferido.

$$q = E \cdot I \quad (2.7)$$

No se consideran pérdidas por conducción debido a que el espesor de la placa es muy delgado, por lo tanto todo el calor suministrado a la placa se lo transfiere a la corriente de aire. Entonces de la ecuación (3.4) se conoce q , T_s , T_∞ y A_s por lo que podemos calcular \bar{h} en toda la superficie.

$$\bar{h} = \frac{q}{2A_s (T_s - T_\infty)} \quad (2.8)$$

Al tener el valor de \bar{h} podemos calcular el número de Nusselt promedio, definido en la siguiente expresión:

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h} L}{k_f} \quad (2.9)$$

donde: L = longitud característica.

k_f = conductividad térmica del fluido.

El número de Reynolds se define como:

$$Re_L \equiv \frac{U_\infty L}{\nu} \quad (2.10)$$

Para este caso sólo varía U_∞ , mientras que L y ν se consideran constantes a T_∞ .

El número de Prandtl se define como:

$$\text{Pr} \equiv \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.11)$$

Por otro lado, es importante mencionar que se cuenta con soluciones analíticas para la posición horizontal (0°), con aislamiento térmico en la superficie inferior de la placa. Suponiendo flujo permanente, incompresible, laminar, propiedades constantes, despreciando los efectos de disipación viscosa y para el flujo externo ($dp/dx = 0$), se tiene la siguiente solución para el número de Nusselt local [16]:

$$\text{Nu}_x \equiv \frac{h_x x}{k_f} = 0.332 \text{Re}_x^{0.5} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.12)$$

y la siguiente expresión para el Nusselt promedio.

$$\overline{\text{Nu}}_L \equiv \frac{\bar{h} L}{k_f} = 0.664 \text{Re}_x^{0.5} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.13)$$

Para los casos con ángulo de ataque diferente de 0° no se cuenta con modelos teóricos para la comparación con los resultados experimentales. Más aún, no se encontraron correlaciones experimentales en la literatura para casos análogos al presentado en ésta tesis, en el que se tienen flujo en ambas caras de la placa.

2.3 Arreglo experimental.

El sistema de calentamiento de la placa debe ser tal que la temperatura en su superficie se mantenga lo más uniforme posible.

La Figura 2.2 muestra la placa estilo sandwich, la cubierta inferior y superior están formadas por una mica aislante comúnmente usada en planchas y hornos de microwondas, que tiene como función evitar el corto circuito, posibles quemaduras al usuario y dar rigidez a la placa. La resistencia eléctrica es una serie de tiras de nicromel calibre 24 de 1/4" de ancho y se colocaron a una separación entre ellas de 1/8".

Para fijar las resistencias a la mica se uso pegamento epóxico y fué sellada con silicón negro. El valor de la resistencia eléctrica total es de 4.2 Ohms.

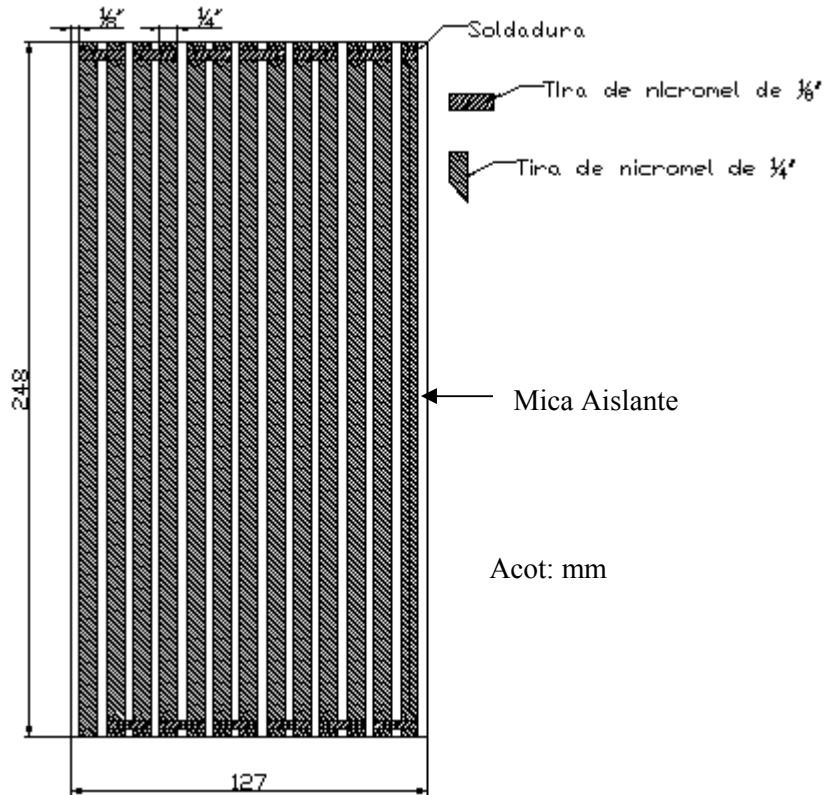


Figura 2.2 Distribución de las resistencias eléctricas.

En los experimentos se utilizó un reostato alimentado a 127 V para proporcionar la corriente eléctrica a la resistencia, los valores de la corriente suministrada fueron 1, 2 y 3 A, esto es, se tienen tres flujos de calor diferentes.

Para el enfriamiento por convección forzada, se uso un túnel de viento que contiene un motor con variador de frecuencia que en consecuencia, le hace variar en su velocidad de giro dando como resultado diferentes velocidades a la corriente. En la Figura 2.3 se muestra la curva de calibración de dicho túnel; las velocidades que se usaron para los experimentos fueron 6.23, 7.50, 8.77 y 10.04 (m/s).

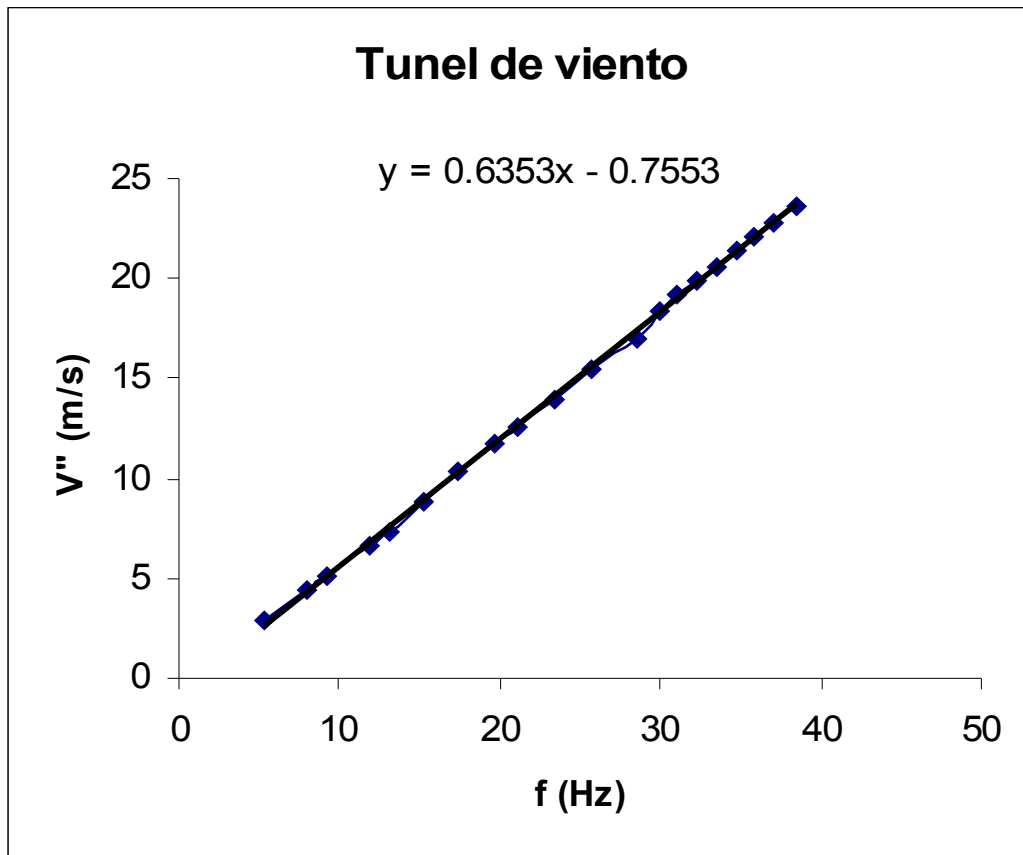


Figura 2.3 Curva de calibración del Túnel

La variación de la posición angular de la placa se hizo por medio de un motor a pasos unipolar de 3.6° por paso, acoplado a un tren de engranes (Figura 2.5) con una relación de 1:8, por lo cual se tienen avances por paso del motor de 0.5° . El motor se alimenta a 12 V D.C. consumiendo 1 A de corriente.

En general la característica principal de éste tipo de motores, es su precisión en la posición y su alto torque en reposo, que permite mantener la posición angular deseada.

En realidad para fijar el ángulo no es indispensable disponer del motor y del sistema de engranes, pero se incluyó previniendo su uso en el sistema de control.

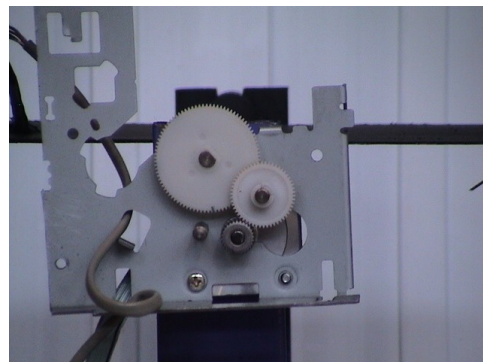


Figura 2.4 Vista interna de la placa.

Figura 2.5 Tren de engranes relación 1: 8

Ahora se describen los demás componentes de la placa, así como el arreglo experimental mostrada en la Figura 2.6.



Figura 2.6 Descripción del equipo.

Se usaron 4 sensores para la lectura de la temperatura, dos sensores electrónicos y dos termopares tipo K situados en la superficie superior de la placa, esto se hizo para tener certeza en las lecturas y del funcionamiento de ambos tipos de sensores uno con respecto al otro.

El sensor electrónico es el chip LM35 que tiene variaciones lineales de $10 \text{ mV}/^\circ \text{C}$, su alimentación es de 5 Vcc y su rango de funcionamiento es de $-15 \text{ }^\circ \text{C}$ a $150 \text{ }^\circ \text{C}$ con $\pm 1^\circ \text{C}$ de error. La justificación de su uso es que envían la señal acondicionada (sin ruido) y es recomendable para el sistema de control, su lectura se mide

con un multímetro en la opción de voltaje de D.C. Las mediciones de los termopares se visualizan a través de un termómetro digital.

El mismo método descrito para el sensor electrónico, se usa para medir la posición angular de la placa que se realiza por medio de un potenciómetro (resistencia variable) de $10\text{ K}\Omega$, teniendo una resolución de $40\ \Omega$ por grado angular; si se aplica un voltaje de 5 V D.C a dicha resistencia y usando la ley de Ohm se tiene una resolución de $17\text{ mV/ grado angular}$. El sensor de posición se encuentra unido a un extremo del eje acoplado al motor a pasos.

Tanto para la alimentación de los sensores electrónicos, de posición y la alimentación del motor se usó una fuente de poder de tres salidas independientes.

La Figura 2.7 muestra el arreglo experimental.

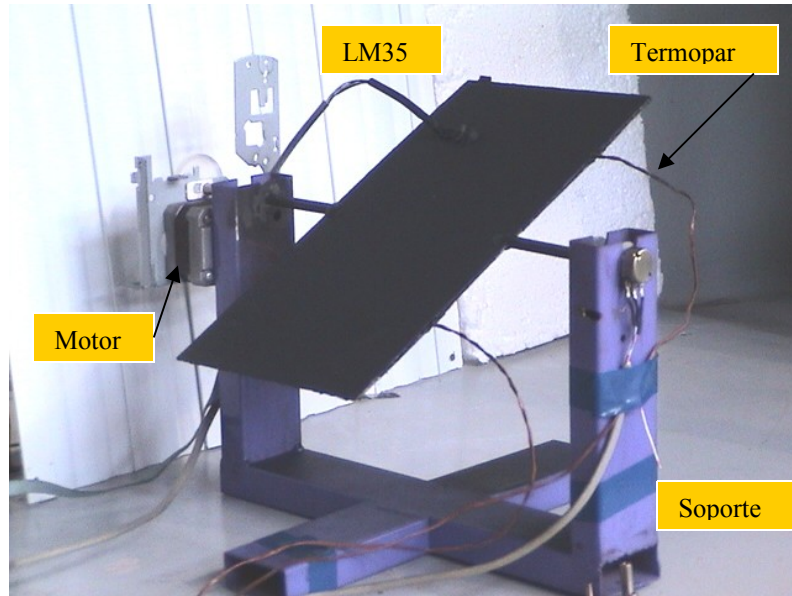


Figura 2.7 Placa dentro del Túnel

2.4 Desarrollo de los experimentos.

1. Colocar la placa a la inclinación deseada con ayuda del sensor de posición.
2. Conectar la resistencia eléctrica al reostato y fijar el valor de la corriente iniciando con el mínimo valor del rango (1, 2 y 3 A), es decir, un ampere, esperar que la temperatura en la superficie T_s se estabilice. Una vez estabilizada T_s , se mide la temperatura T_∞ .
3. Seleccionar el valor de la frecuencia en el control del motor del túnel iniciando con el valor mínimo del rango (11, 13, 15 y 17 Hz) y posteriormente encenderlo.
4. Esperar nuevamente que la temperatura en la superficie T_s se estabilice y apagar el túnel.
5. Manteniendo la misma inclinación y flujo de calor, regresar al paso 3, haciendo uso del siguiente valor de la frecuencia hasta barrer todo el rango.
6. Continuando con la misma inclinación seguir la secuencia de los pasos 2 al 5, para el siguiente valor de la corriente eléctrica, y así sucesivamente hasta llegar al último valor de 3 Ampere.
7. Finalmente, se sigue el mismo procedimiento con incrementos de 5° en los valores del ángulo de inclinación hasta cubrir el rango de 0° a 90° .

El resultado del procedimiento anterior arroja tres mediciones por cada punto en el diagrama Nusselt - Reynolds.

2.5 Sistema de Control

Respecto al equipo de control se contempla usar una tarjeta electrónica diseñada para albergar al microcontrolador PIC-16F876A, el cual cuenta con dos puertos principales; uno de ellos permite la grabación del código que se encuentra compilado en la computadora hacia el PIC, y el otro puerto es de interface entre el microcontrolador y la computadora basado en el protocolo RS-232 (comunicación serial) que permite la transmisión y recepción de datos entre ambos dispositivos.

Las características que hacen útil a la tarjeta son las siguientes:

- Está construida en circuito impreso.
- Se puede programar desde el puerto serie (RS-232) de una computadora.
- Utiliza software de programación de distribución libre MPLAB®.
- El microcontrolador se puede programar sin extraerlo de su base.
- Se puede utilizar como medio de edición de programas y simulación utilizando el software MPLAB® desarrollado por Microchip¹.

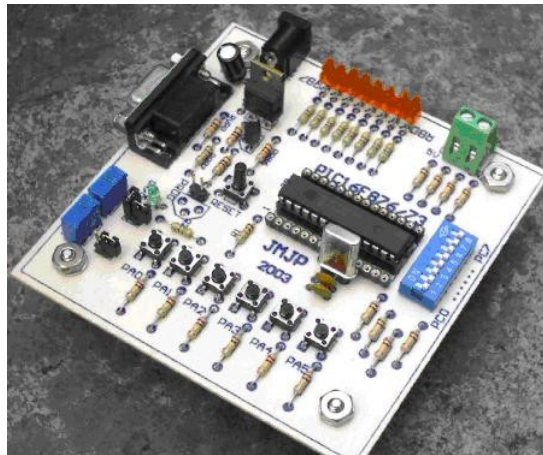


Figura 2.8 Tarjeta de control para PIC 16F-876

Algunas de sus características principales del microcontrolador son las siguientes:

- Memoria Flash, 8KB.
- Puerto A de seis bits, puerto B y puerto C de ocho bits cada uno. Estos puertos pueden ser configurados indistintamente como entradas y salidas.
- Dos comparadores de voltaje para el F876A.
- Timer 0 y Timer 2, contadores/temporizadores de ocho bits.
- Timer 1 contador/temporizador de 16 bits.
- Un convertidor analógico a digital (ADC) de 10 bits, y cinco entradas análogicas.
- Puerto serial MSSP (I²C,SPI).
- USART, el cual permite la transmisión y/o recepción asíncrona o síncrona de datos.
- Modulo PWM (Pulse Width Modulation), nos servirá para regular la velocidad angular del motor.

¹ Marca Registrada, su dirección electrónica es www.microchip.com

Ubicando los dispositivos a usar dentro del esquema general de un sistema de control automático, tenemos (Figura 2.9).

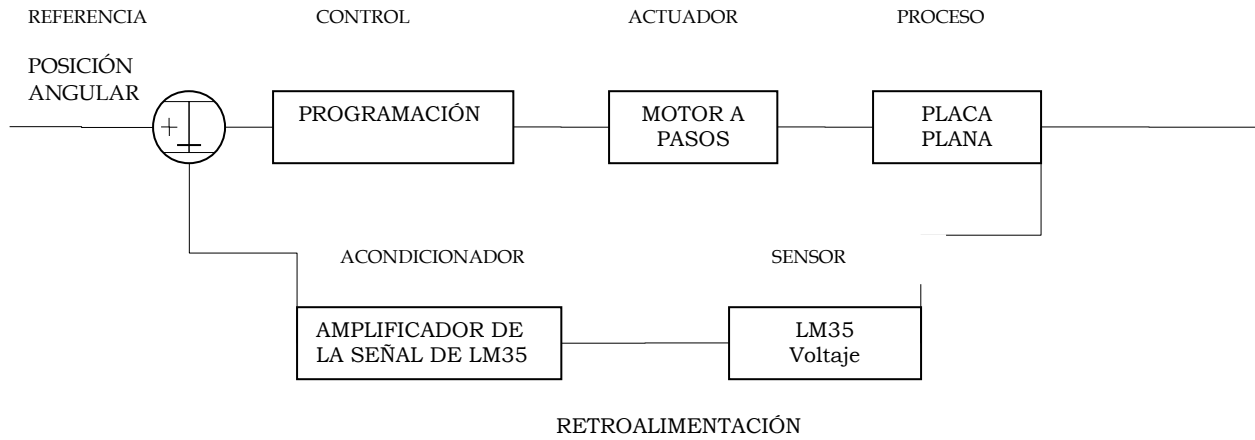


Figura 2.9

Con el esquema anterior sólo falta ver comportamiento del Nu respecto a Re y ver el efecto del ángulo de inclinación sobre la temperatura promedio en la superficie y sobre la transferencia de calor representada por el número de Nusselt.

Lo anterior es importante para saber en que rango de γ puede implementarse del sistema de control térmico. Esto se analizará en el siguiente capítulo.

Capítulo 3 Resultados.

En este capítulo se presentan las gráficas y correlaciones correspondientes a placa plana a diferentes ángulos de inclinación expuesta a convección forzada. Se presenta el número de Nusselt como función del número de Reynolds, $Nu = f(Re)$, para diferentes valores de γ . Las correlaciones se obtienen usando un ajuste de mínimos cuadrados.

En la segunda parte de este capítulo se hace un análisis, en base a los resultados obtenidos, de la factibilidad de implementar el sistema de control térmico.

En tabla 3.1 se presentan las correlaciones experimentales para la placa plana inclinada en convección forzada.

| Número de Nusselt Promedio | Ángulo | Error |
|-----------------------------------|---------------|--------------|
| $\bar{Nu}_L = 0.652 Re^{0.5009}$ | 0° | €= 1.5 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.0154 Re^{0.3841}$ | 5° | €= 3.5 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.8719 Re^{0.3672}$ | 10° | €= 1.78 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.075 Re^{0.3888}$ | 15° | €= 3.47 % |
| $\bar{Nu}_L = 2.9823 Re^{0.3928}$ | 20° | €= 5.50 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.665 Re^{0.3752}$ | 25° | €= 6.66 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.7622 Re^{0.3727}$ | 30° | €= 5.26 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.9225 Re^{0.3641}$ | 35° | €= 9.56 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.9965 Re^{0.3601}$ | 40° | €= 4.80 % |
| $\bar{Nu}_L = 5.4936 Re^{0.3258}$ | 45° | €= 3.75 % |
| $\bar{Nu}_L = 5.335 Re^{0.3228}$ | 50° | €= 6.35 % |
| $\bar{Nu}_L = 4.7586 Re^{0.3349}$ | 55° | €= 5.32 % |
| $\bar{Nu}_L = 4.9458 Re^{0.3312}$ | 60° | €= 5.03 % |
| $\bar{Nu}_L = 3.558 Re^{0.3609}$ | 65° | €= 4.95 % |
| $\bar{Nu}_L = 4.9648 Re^{0.3338}$ | 70° | €= 6.15% |
| $\bar{Nu}_L = 4.61 Re^{0.3386}$ | 75° | €= 6.78 % |
| $\bar{Nu}_L = 5.5698 Re^{0.3197}$ | 80° | €= 7.60 % |
| $\bar{Nu}_L = 4.793 Re^{0.3305}$ | 85° | €= 9.85 % |
| $\bar{Nu}_L = 4.7913 Re^{0.330}$ | 90° | €= 8.20 % |

Tabla 3.1 Correlaciones experimentales para placa plana Inclinada en convección forzada.

La gráfica general, Figura 3.1, representa la variación de Nu vs Re

Figura 3.1

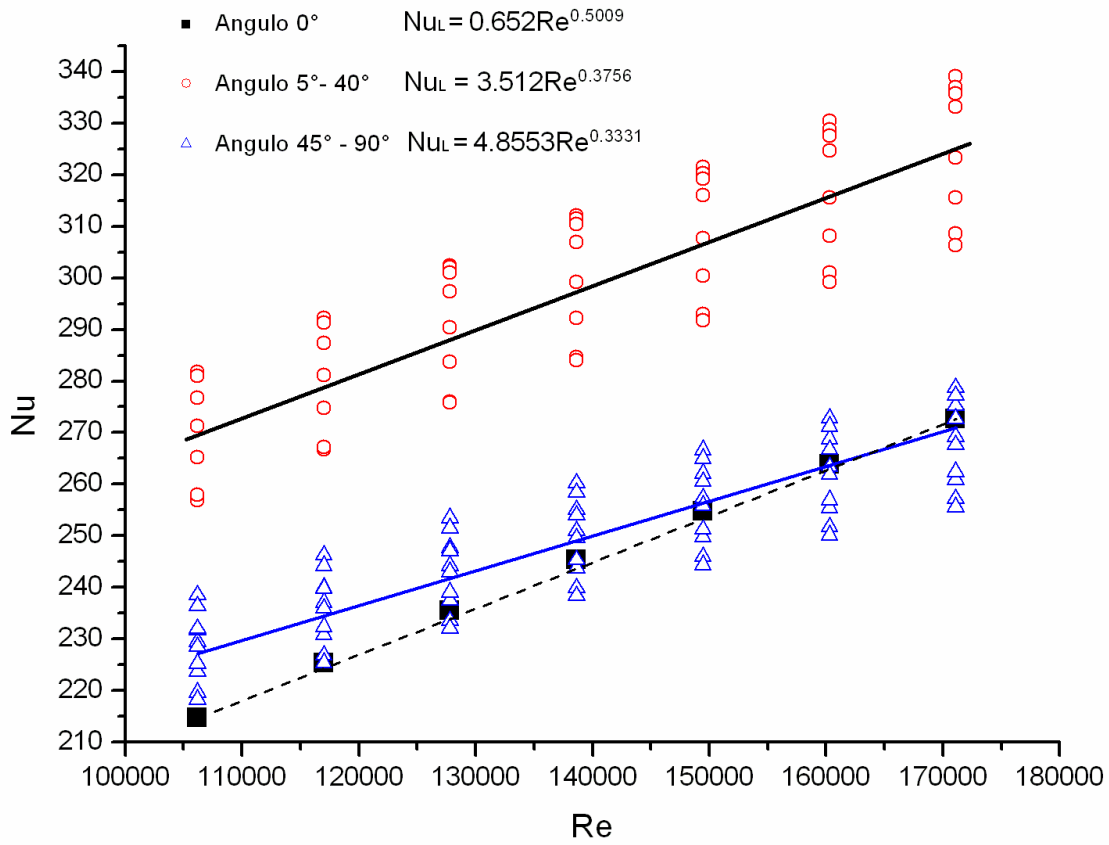


Figura 3.2 Correlaciones experimentales para Nusselt promedio $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$

Dado los resultados experimentales presentados en la Figura 3.1. La Figura 3.2 propone dividir dichos resultados en tres correlaciones; la primera para 0° , la segunda de 5° a 40° y la tercera de 45° a 90° .

La correlación obtenida para el caso de 0° es muy similar a la teórica para flujo laminar, $Nu = 0.664Re^{0.5}Pr^{1/3}$, para un Prandtl de orden unidad.

$$\bar{Nu}_L = 0.652 Re^{0.5009} \quad (3.1)$$

También se puede notar el aumento en el número de Nu conforme crece el ángulo de ataque en el rango de 5° a 40° , lo cual favorece la transferencia de calor.

Para ese rango las mediciones se ajustan a una ley de potencias mostrada en la expresión (3.2), con un error de 11%.

$$\bar{Nu}_L = 3.512 Re^{0.3756} \quad (3.2)$$

Los resultados de la Figura 3.2 presenta un decremento en el valor del Nu a partir de la posición de 45° hasta un ángulo de 90° . Esto tal vez, se deba al desprendimiento de la corriente de flujo, recirculaciones y estancamiento del mismo.

En el rango de 45° a 90° las mediciones se ajustan a una ley de potencias mostrada en la expresión (3.3), con un error de 7.5%.

$$\bar{Nu}_L = 4.8553 Re^{0.3331} \quad (3.3)$$

Con los resultados obtenidos podemos ver el comportamiento de la transferencia de calor y de la temperatura promedio en la superficie, respecto del ángulo de incidencia.

Las Figuras 3.3 a 3.5 muestran el efecto del ángulo sobre el número de Nusselt promedio, para flujo un de calor suministrado a diferentes números de Reynolds. Las gráficas son muy similares entre ellas, permiten ver que el número de Nusselt se incrementa para el rango de 0° a 20°, para este último valor se da la máxima transferencia de calor.

Posterior al punto máximo, existe un decremento gradual, el cual se acentúa para valores entre 35° y 50°, en donde alcanza el mínimo.

Para los valores restantes del ángulo, hay pequeños incrementos y decrementos del Nu promedio, para el cual la variación de la transferencia de calor no es significativa la dependencia angular.

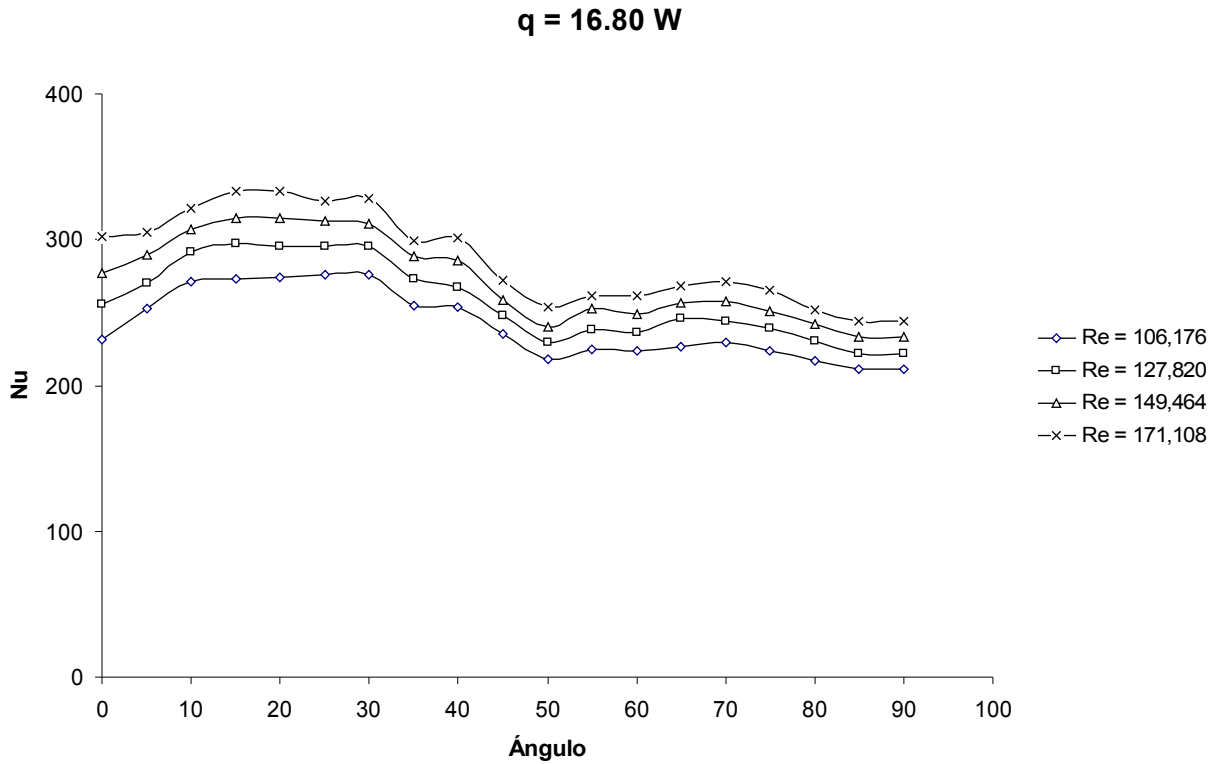


Figura 3.3 Efecto de γ y Re sobre Nu promedio para $q = 16.80 \text{ W}$

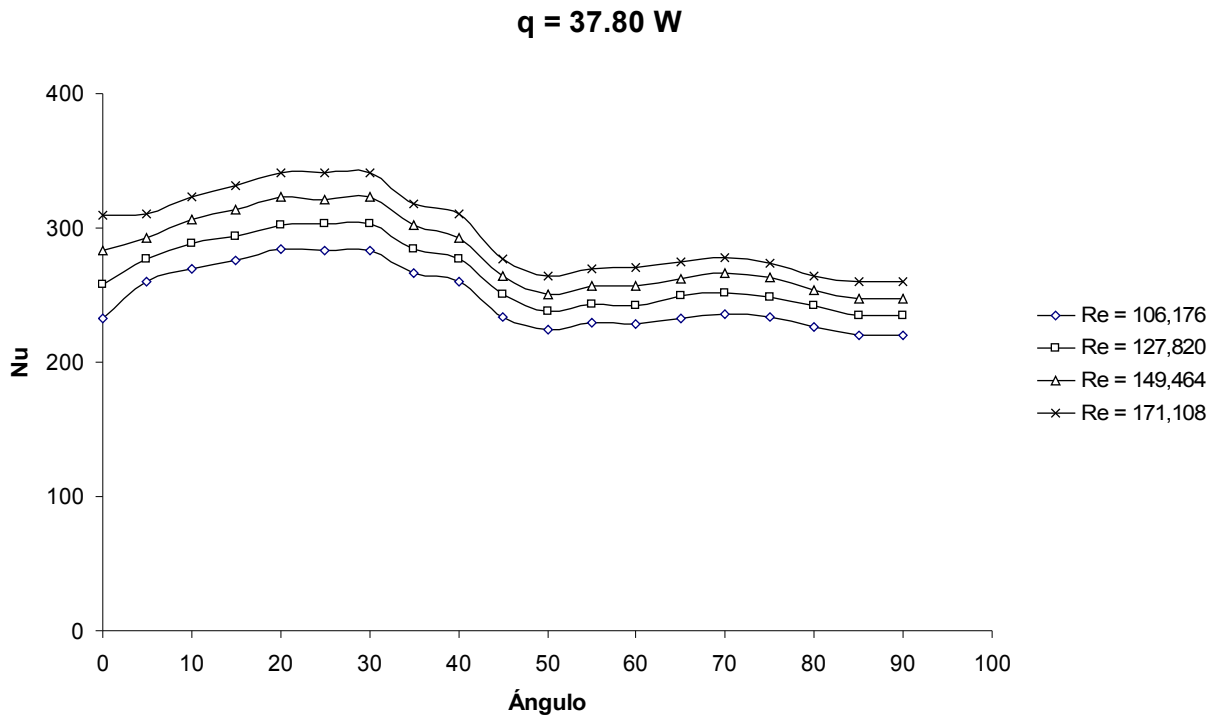


Figura 3.4 Efecto de γ y Re sobre Nu promedio para $q = 37.80$ W

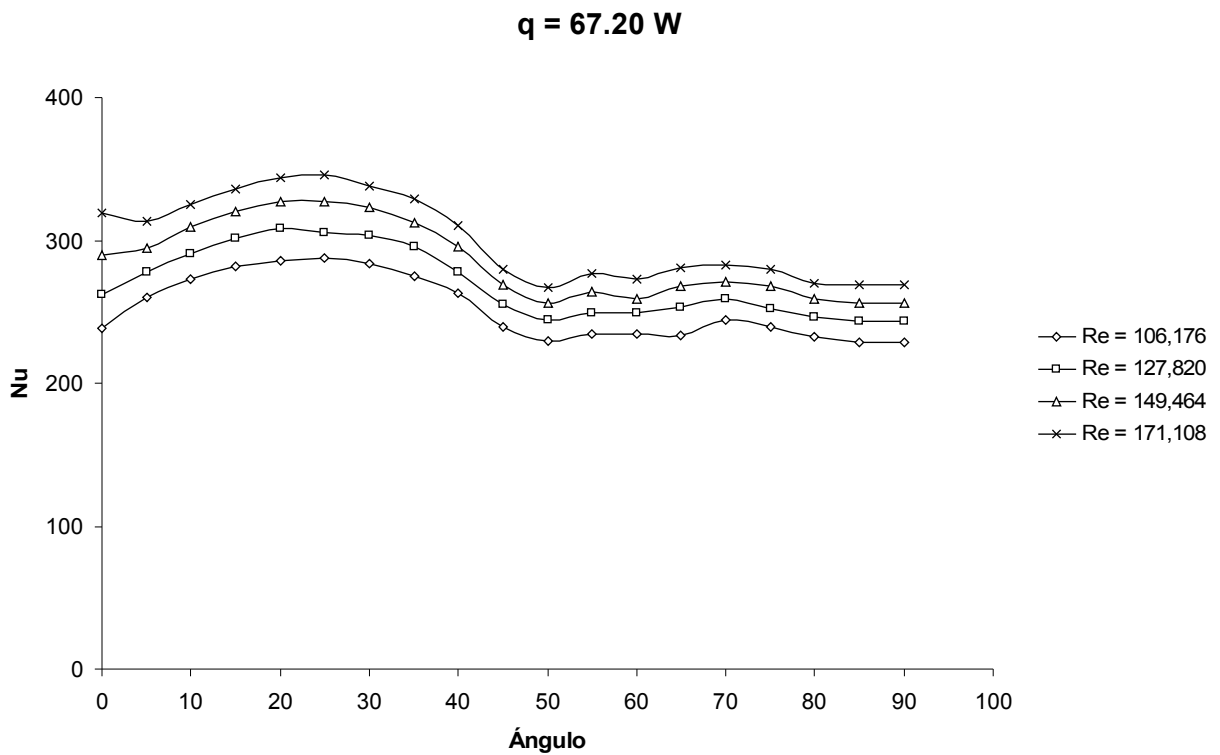


Figura 3.5 Efecto de γ y Re sobre Nu promedio para $q = 67.20$ W

En la Figura 3.6 muestra todos los puntos de las figuras 3.4 a 3.6, en la que se puede ver que a medida que crece el número de Reynolds, también se incrementa el número de Nusselt.

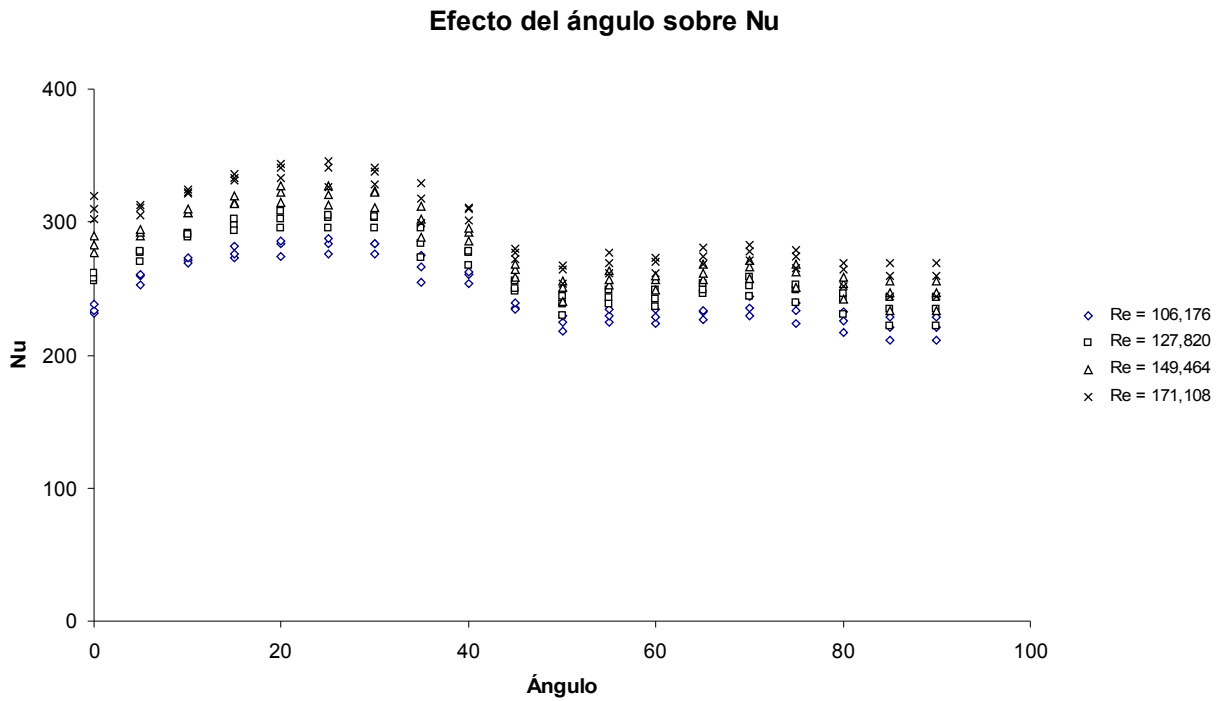


Figura 3.6 Efecto de γ y Re sobre Nu promedio.

Hasta este momento, hemos analizado la variación de la transferencia de calor por convección forzada de una placa plana inclinada respecto del ángulo de ataque.

Sin embargo, el objetivo del presente trabajo es ver la factibilidad de implementar un sistema de control térmico a dicho problema, en base a las condiciones de mantener tanto velocidad y flujo de calor constante y a la instrumentación descrita en el capítulo 2 sección 2.3. Por esta razón, en las Figuras 3.7 a 3.10 se presenta de forma separada, el efecto del ángulo de inclinación sobre la temperatura promedio en la superficie de la placa.

Velocidad = 6.23 (m /s)

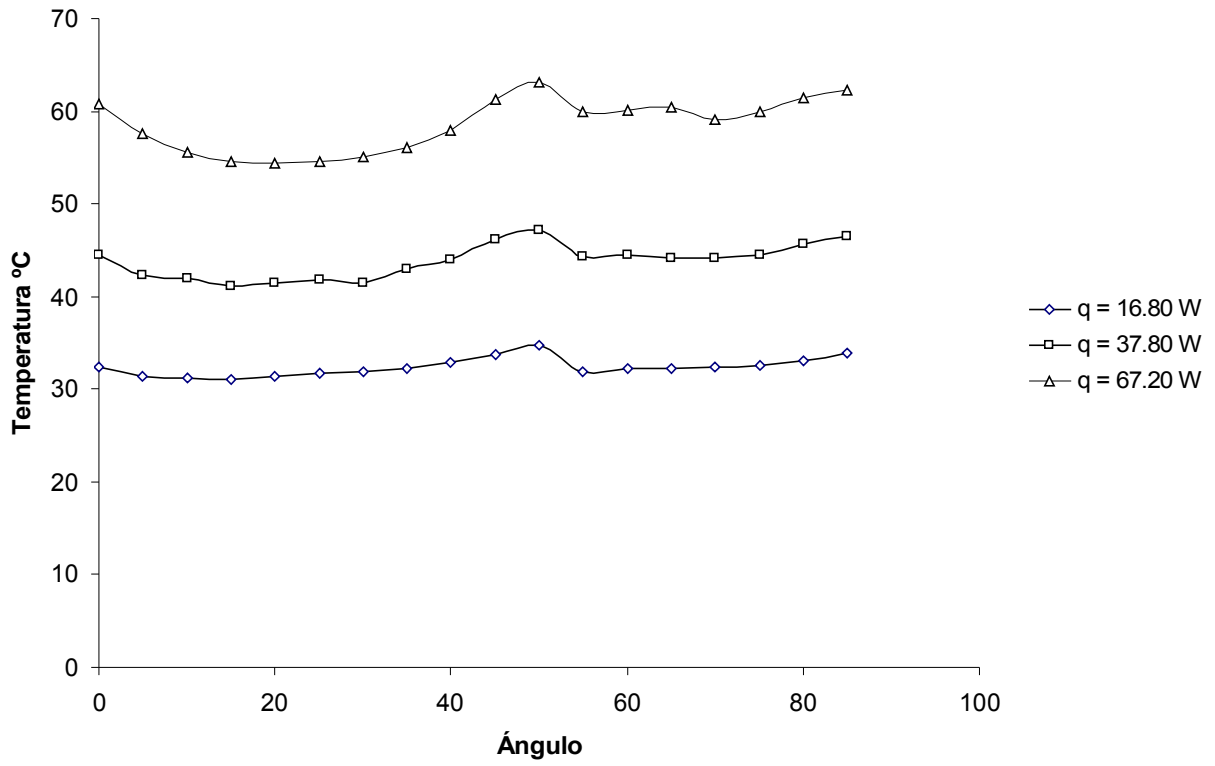


Figura 3.7 Efecto del ángulo de ataque sobre la Temperatura promedio en la superficie para $Re = 106,176$

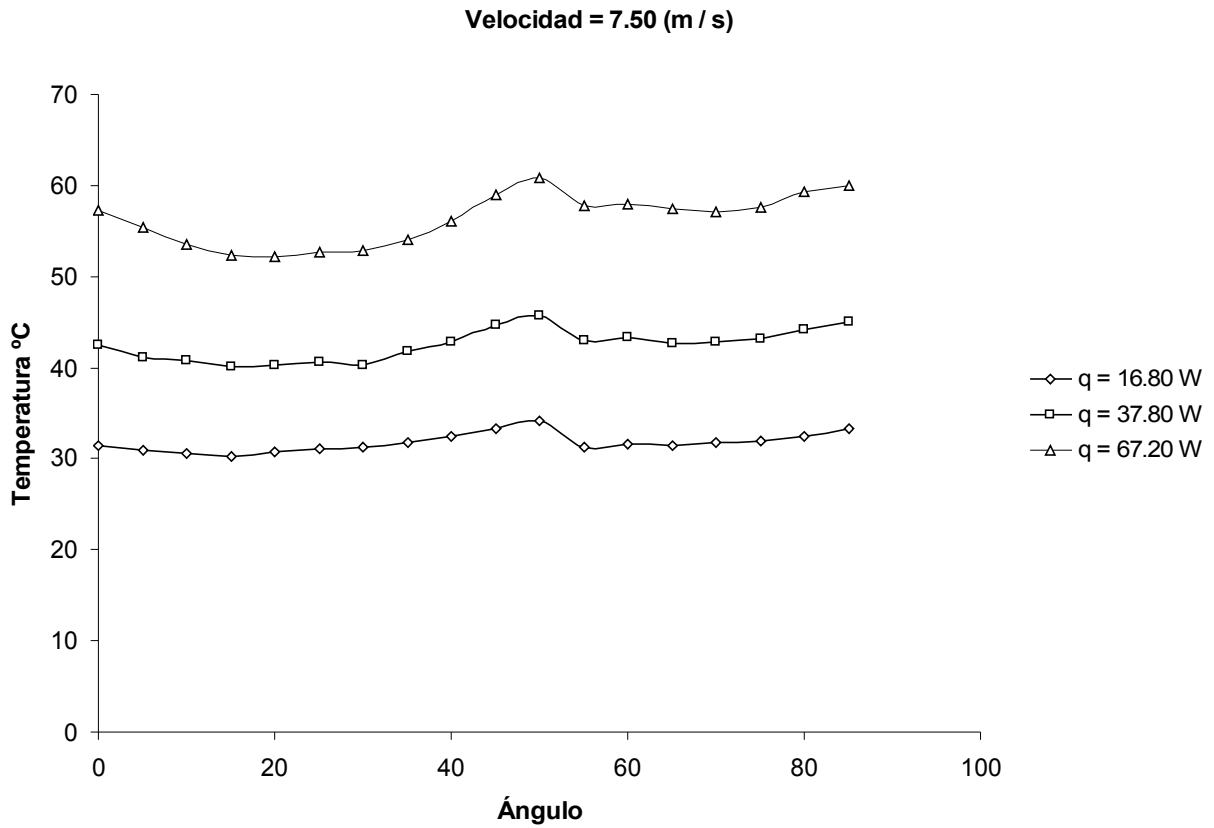


Figura 3.8 Efecto del ángulo de ataque sobre la Temperatura promedio en la superficie para $Re = 127,820$

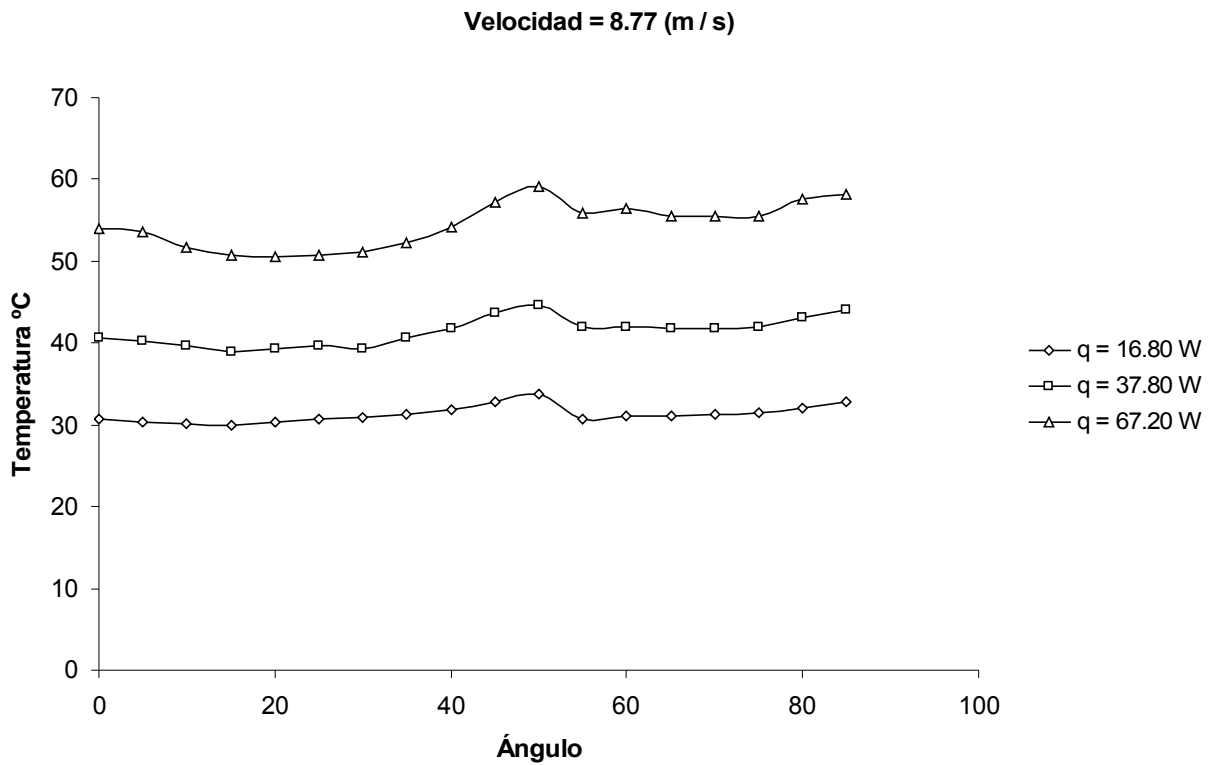


Figura 3.9 Efecto del ángulo de ataque sobre la Temperatura promedio en la superficie para $Re = 149,464$

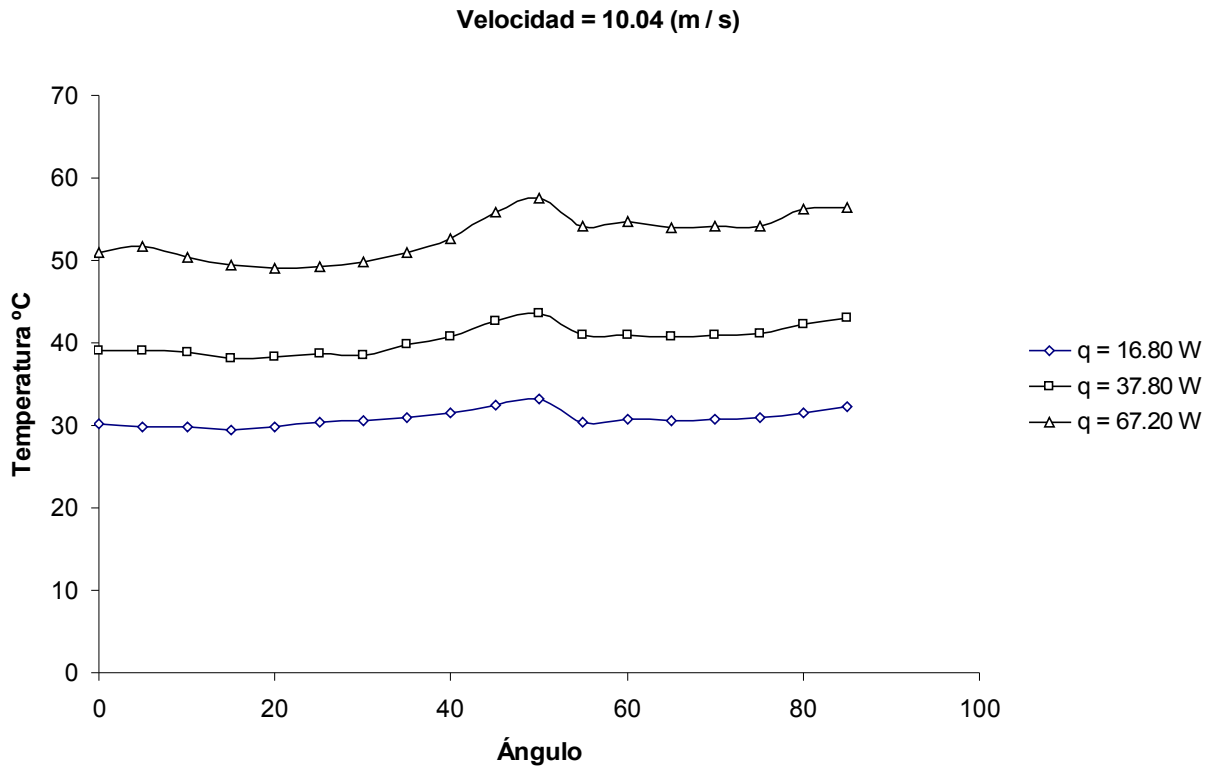


Figura 3.10 Efecto del ángulo de ataque sobre la Temperatura promedio en la superficie para $Re = 171,108$

Al ver los resultados de cada una de las figuras anteriores, el comportamiento contrasta con las figuras 3.3 a 3.6 que describen el efecto del ángulo sobre \overline{Nu}_L , en el sentido de que para valores de γ de 0° a 20° los valores de \overline{T}_s decrecen suavemente hasta alcanzar el mínimo en $\gamma=20^\circ$ que corresponde a \overline{Nu}_L máximo, en $\gamma = 50^\circ$ \overline{T}_s alcanza su valor máximo mientras que su \overline{Nu}_L correspondiente es mínimo, de igual forma se hace para el resto de los valores de γ . Este comportamiento no es de extrañar ya que a medida de que disminuye \overline{T}_s , se incrementa la diferencia de temperatura con el medio, y lo mismo con la transferencia de calor, según la ley de Newton de enfriamiento.

Al igual que ocurrió para valores mayores del ángulo a 55° , la variación de \overline{T}_s no es significativa, lo cual no es conveniente implementar el sistema de control en ese rango.

Para la implementación del sistema de control se busca un rango tal que, exista una variación importante de \bar{T}_s respecto de γ para velocidad y flujo de calor fijos. Analizando cada una de las gráficas de la 3.7 a 3.10 se ve que la variación más amplia ocurre en el rango de $35^\circ \leq \gamma \leq 50^\circ$ con el valor mayor de flujo de calor (67.20 W) con cualquiera de las velocidades del flujo.

A simple vista, no se puede cuantificar la diferencia entre cada uno de los valores de \bar{T}_s dentro del rango seleccionado de γ . Así, que es necesario consultar esos valores en la Tabla 3.2.

| Posición | \bar{T}_s °C | \bar{T}_s °C | \bar{T}_s °C | \bar{T}_s °C |
|------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| 0° | 60.80 | 57.30 | 53.95 | 51.00 |
| 5° | 57.65 | 55.35 | 53.55 | 51.70 |
| 10° | 55.55 | 53.50 | 51.65 | 50.30 |
| 15° | 54.50 | 52.40 | 50.70 | 49.40 |
| 20° | 54.45 | 52.20 | 50.50 | 49.15 |
| 25° | 54.55 | 52.75 | 50.80 | 49.30 |
| 30° | 55.00 | 52.90 | 51.15 | 49.90 |
| 35° | 56.15 | 53.95 | 52.30 | 50.85 |
| 40° | 57.90 | 56.00 | 54.10 | 52.65 |
| 45° | 61.30 | 59.00 | 57.25 | 55.90 |
| 50° | 63.05 | 60.75 | 59.05 | 57.55 |
| 55° | 60.00 | 57.75 | 55.80 | 54.20 |
| 60° | 60.10 | 57.90 | 56.45 | 54.70 |
| 65° | 60.45 | 57.45 | 55.50 | 54.00 |
| 70° | 59.10 | 57.05 | 55.45 | 54.10 |
| 75° | 60.00 | 57.55 | 55.55 | 54.20 |
| 80° | 61.50 | 59.35 | 57.55 | 56.15 |
| 85° | 62.35 | 60.05 | 58.20 | 56.50 |
| 90° | 62.33 | 60.01 | 58.00 | 56.20 |
| Velocidad | U_∞=6.23 m/s | U_∞=7.50 m/s | U_∞=8.77 m/s | U_∞=10.04 m/s |

Tabla 3.2 Valores de la temperatura promedio con $q= 67.20$ W a distintas U_∞ .

En dicha tabla se puede observar que las diferencias entre cada uno de los valores de \bar{T}_s en el rango de 35 a 50 de γ , para cada velocidad de flujo, van desde 2 °C a los 3 °C. Por lo anterior se llega a la conclusión de que, con la instrumentación descrita en el capítulo 3, no es factible la implementación del control mediante el ángulo de ataque, tomando en cuenta que la resolución y precisión del sensor LM 35² tiene ± 1 °C de error.

Con el error que tiene éste sensor, que es el que se encarga de llevar la señal del proceso al comparador (ver esquema de control Figura 2.6), el proceso (la placa) estaría en constante movimiento buscando la posición angular adecuada para mantener la temperatura promedio constante en la superficie, el sistema de control sería inestable.

Para dar una posible solución al problema primero, se requieren sensores con mayor resolución, los cuales demandarían un equipo de mejores características, que lleva a que no sea económico implementar el sistema de control en este momento.

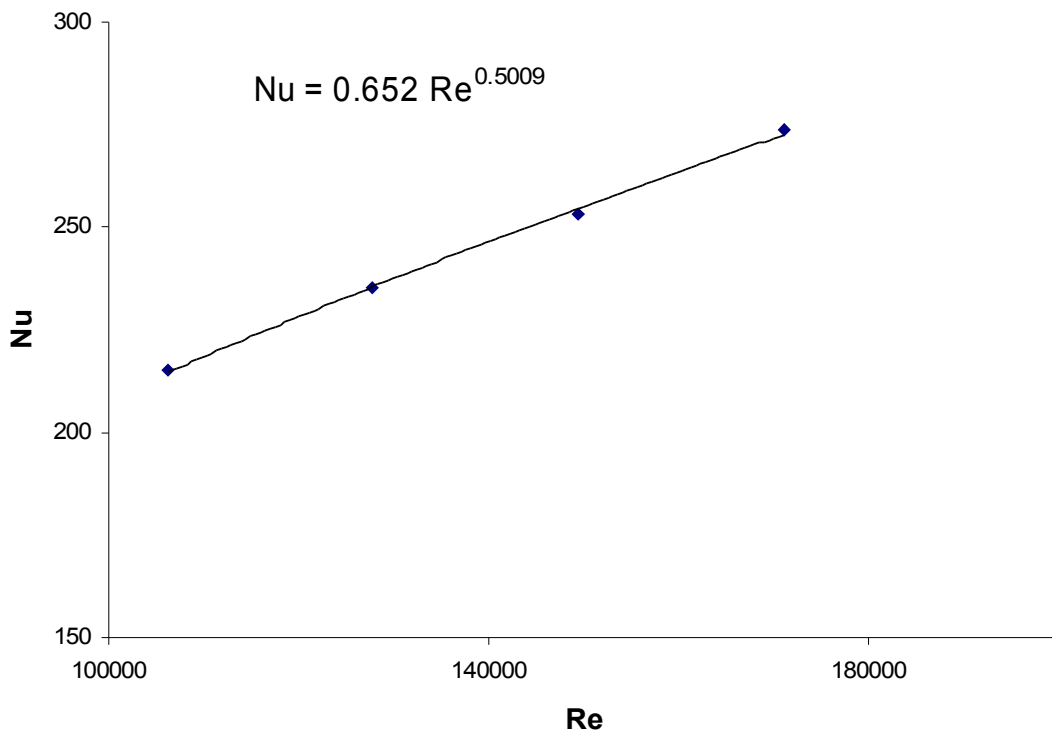
² Ver hoja de especificaciones en anexo B.

Capítulo 4 Conclusiones.

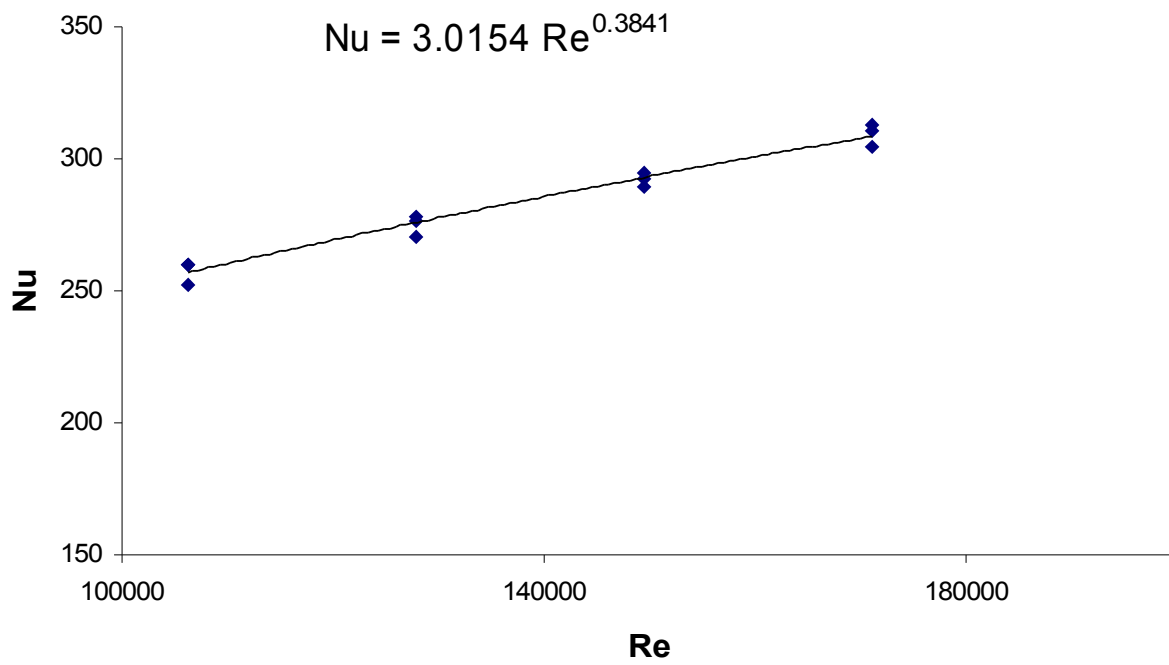
- Se logró la construcción de una placa plana delgada con distribución de temperatura uniforme en su superficie.
- Se obtuvo el valor del coeficiente convectivo promedio y en consecuencia las correlaciones del número de Nusselt promedio contra Re , en una placa de longitud finita, para valores de γ entre 0° y 90° con incrementos de 5° , lo cual al no encontrarse reportado en la literatura, representa una contribución del presente estudio.
- Se observa que aumenta la transferencia de calor a medida que se incrementa el ángulo de ataque para el rango de valores de γ de 0° a 20° , para este último caso se presenta la máxima transferencia de calor, y desde luego, que en este punto la temperatura promedio en la superficie de la placa alcanza su mínimo, lo cual explica el incremento en la transferencia de calor.
- Posterior al valor del ángulo de 20° , hay decrementos e incrementos de \overline{Nu}_L para el resto de las posiciones angulares, de forma que no se pudo obtener una expresión general que nos relacionara Nu con el Re y mucho menos Nu como función de Re y γ . Lo anterior nos da una idea de la complejidad del fenómeno, debido al desprendimiento de la corriente, recirculaciones que provocan vórtices, transición de flujo laminar a turbulento y estancamiento del flujo, conforme se incrementa el ángulo.
- La variación de \overline{Nu}_L y de \overline{T}_s no resultó significativa para valores mayores de $\gamma = 55^\circ$. Tal vez influya el tamaño de la placa (que es pequeña), y desde luego que se tuviera que restringir el manejo de altas velocidades del fluido debido a:
 1. que provocaban vibraciones y arrastraban la placa.
 2. a la capacidad en el torque del motor a pasos.
- Se concluye que con la instrumentación disponible no es factible la implementación del sistema de control de temperatura. Sin embargo, esto no quiere decir que no se pueda realizar pero, se requiere adicionar como variable de entrada al sistema de control el flujo de calor o la velocidad de corriente libre, o en el caso más general ambas, además del ángulo de inclinación, lo que se traduciría en un sistema de control de dos entradas y una salida o de tres entradas y una salida, respectivamente. Lo anterior demandaría una instrumentación de mayor resolución que incrementa los costos del mismo, además de elevar la complejidad en su programación y construcción.

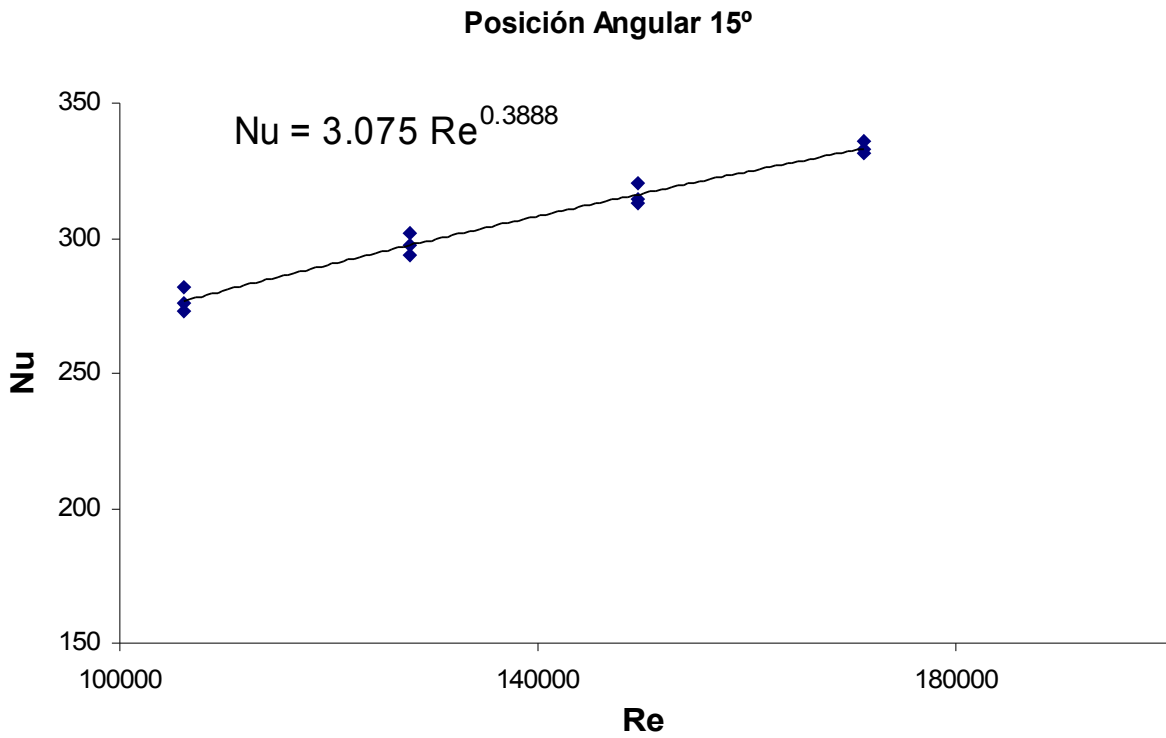
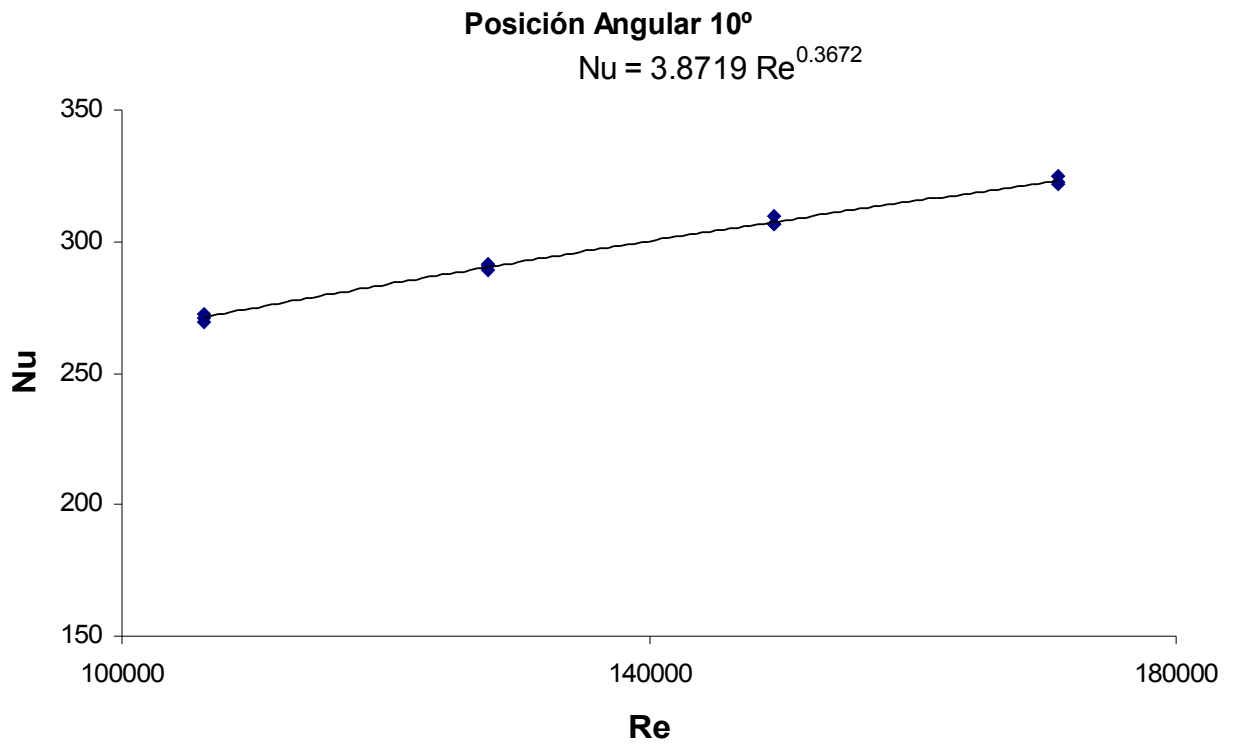
Anexo A

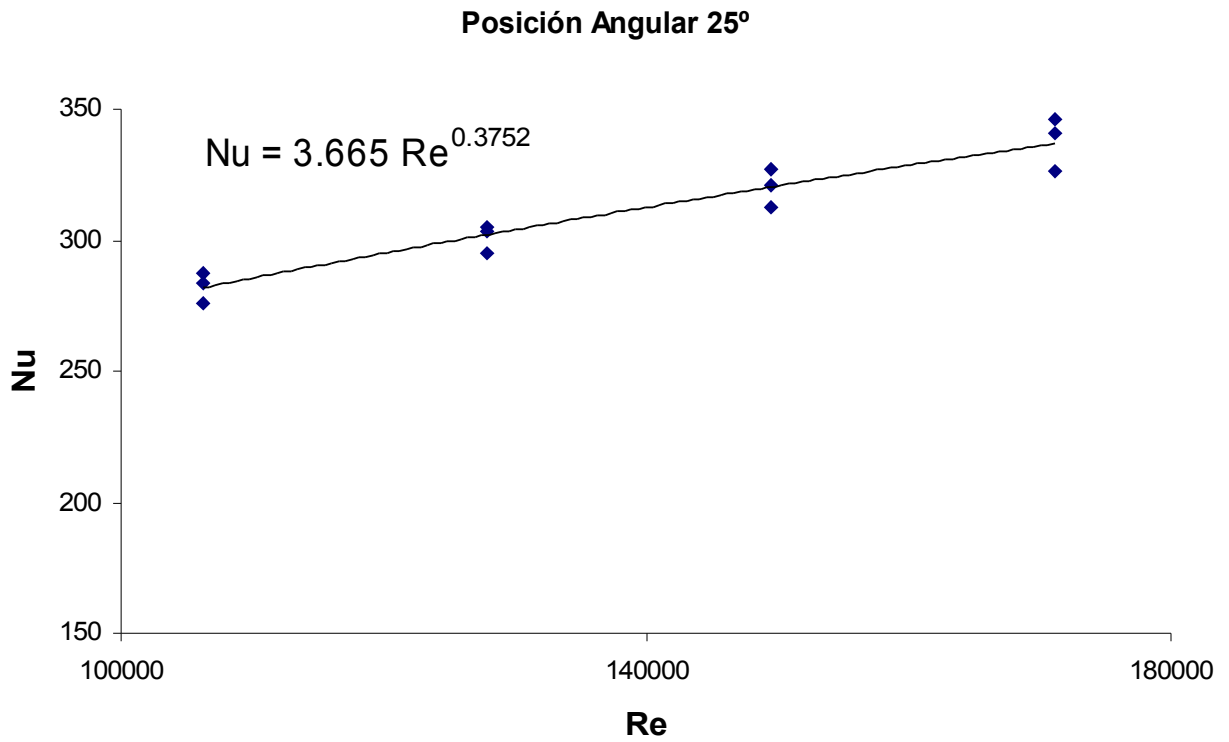
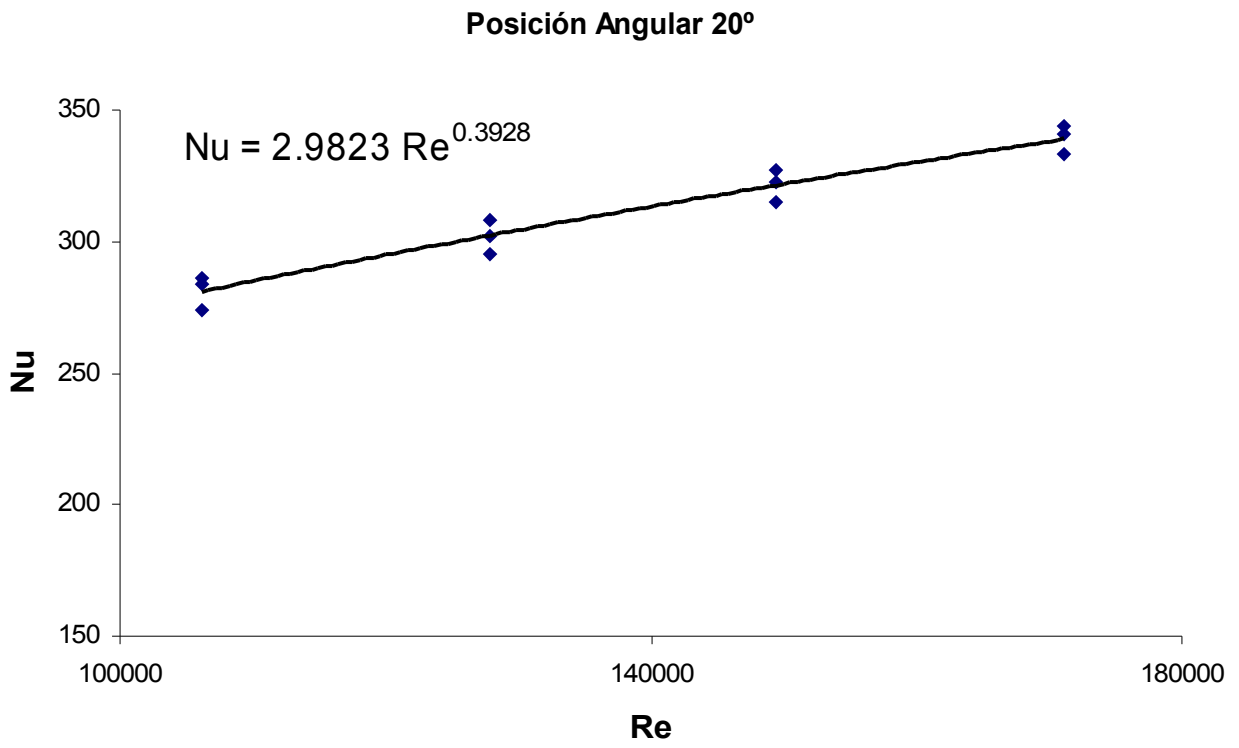
Posición Angular 0°

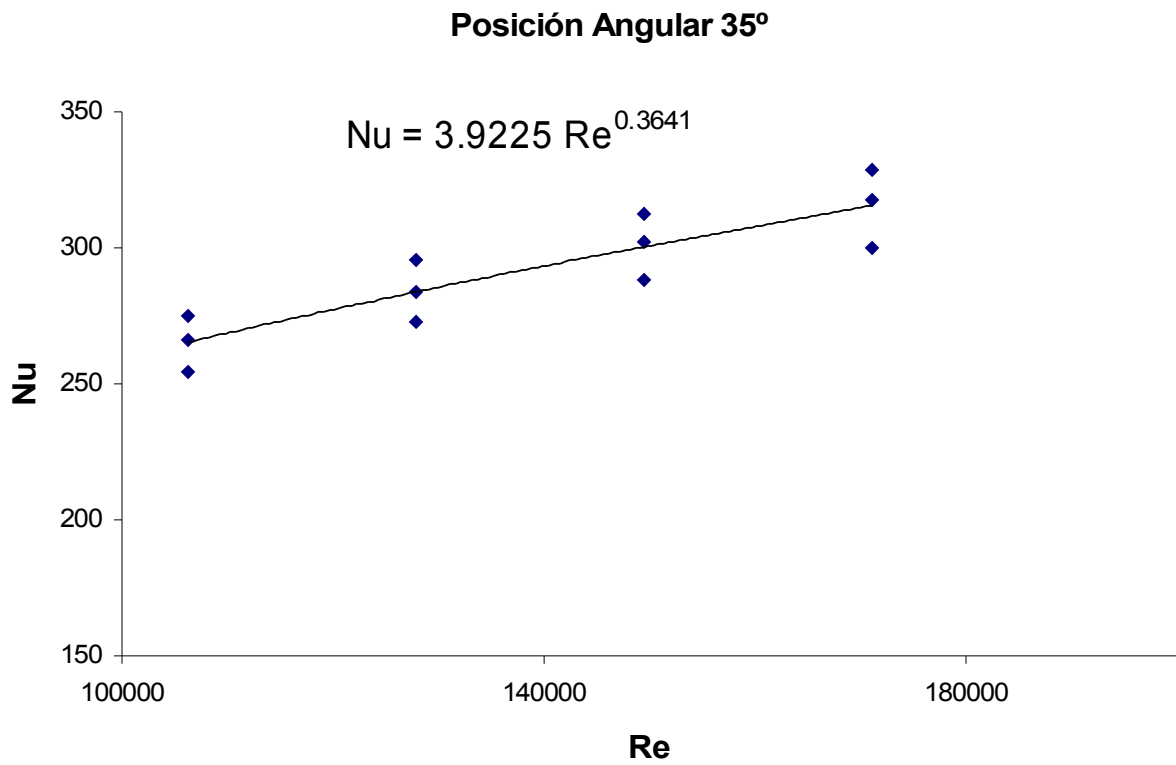
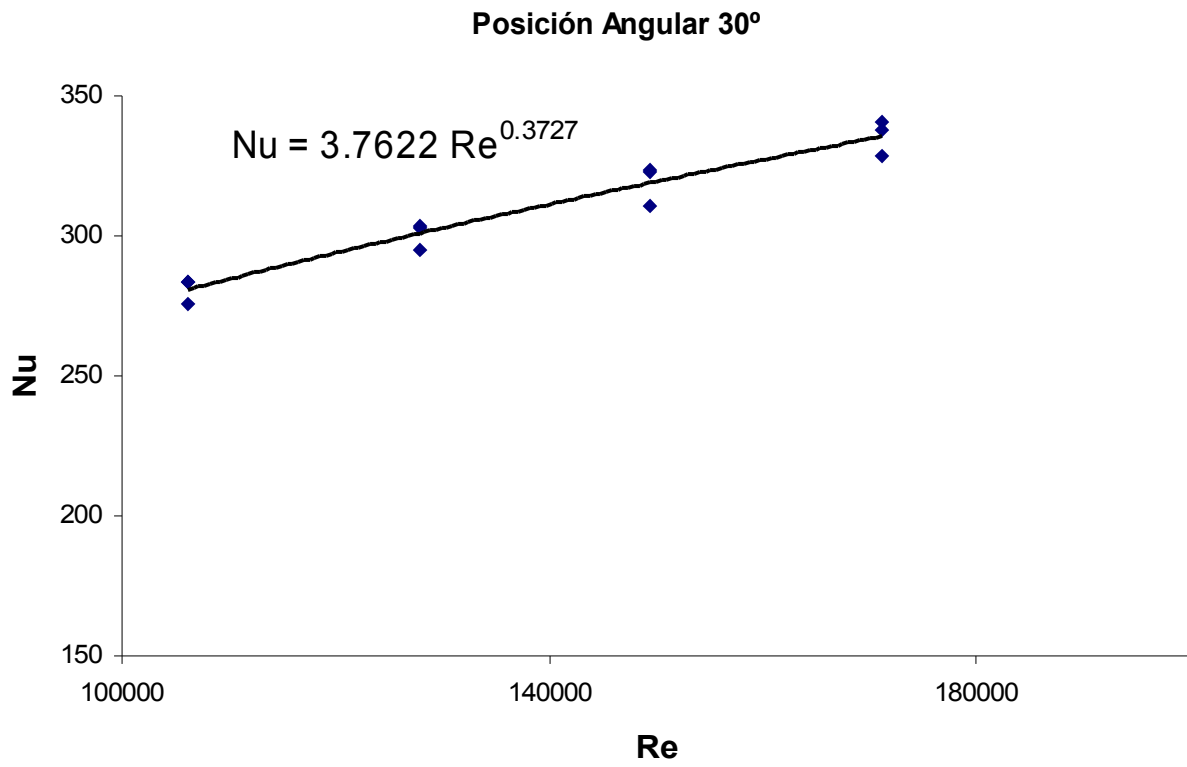


Posición Angular 5°

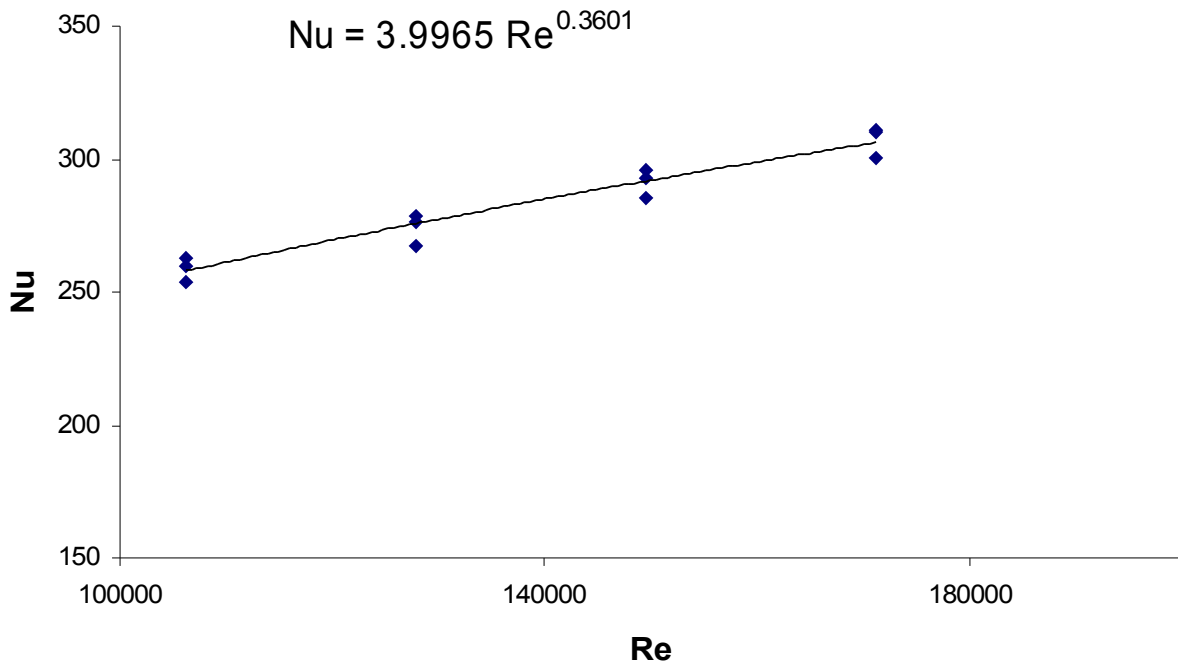




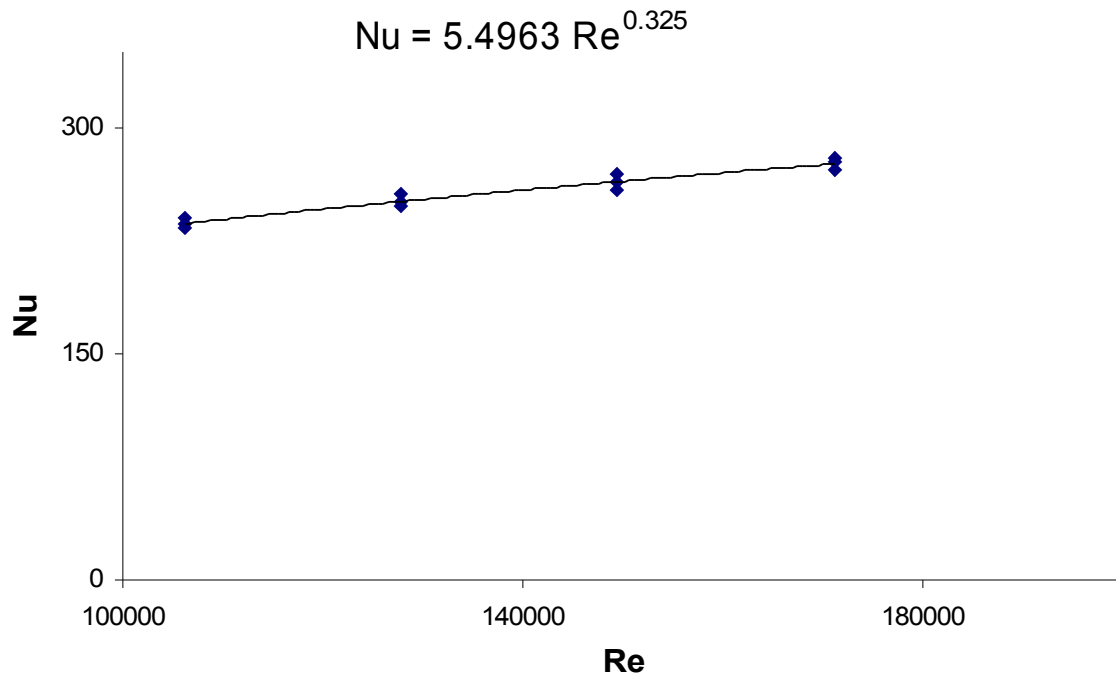


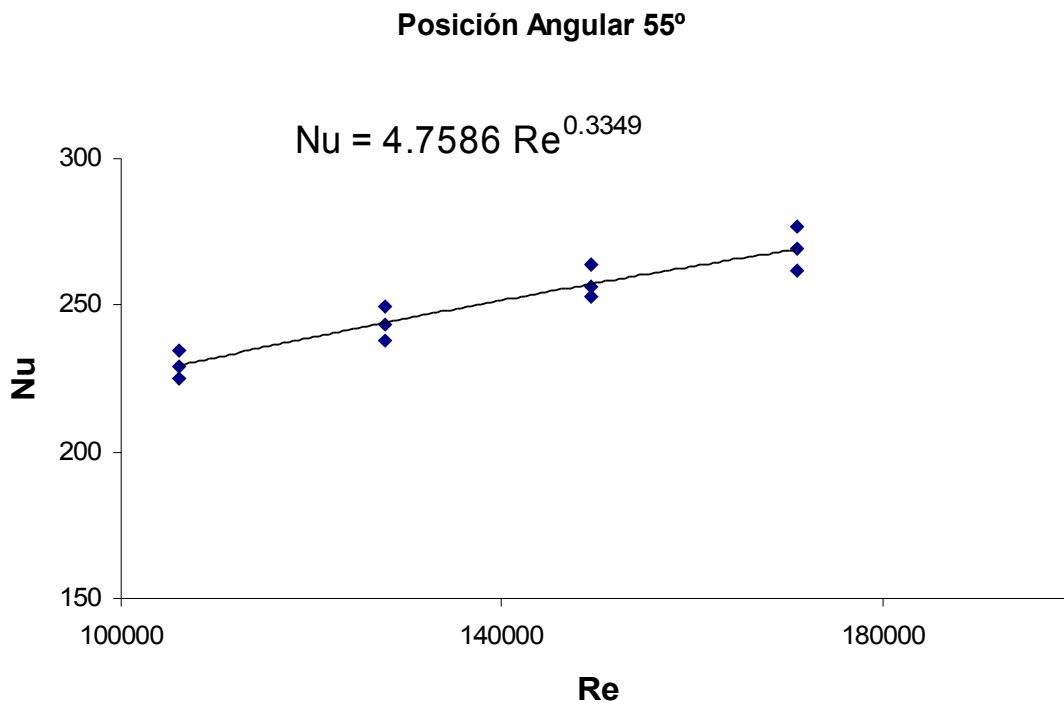
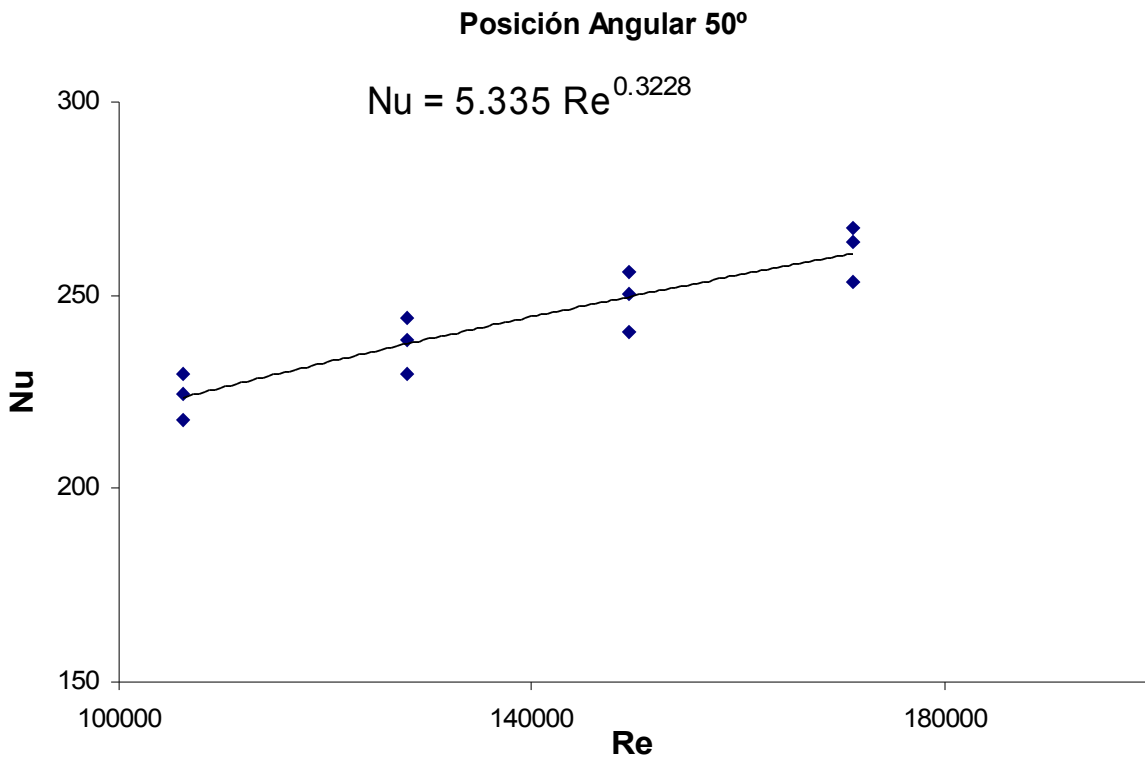


Posición Angular 40°

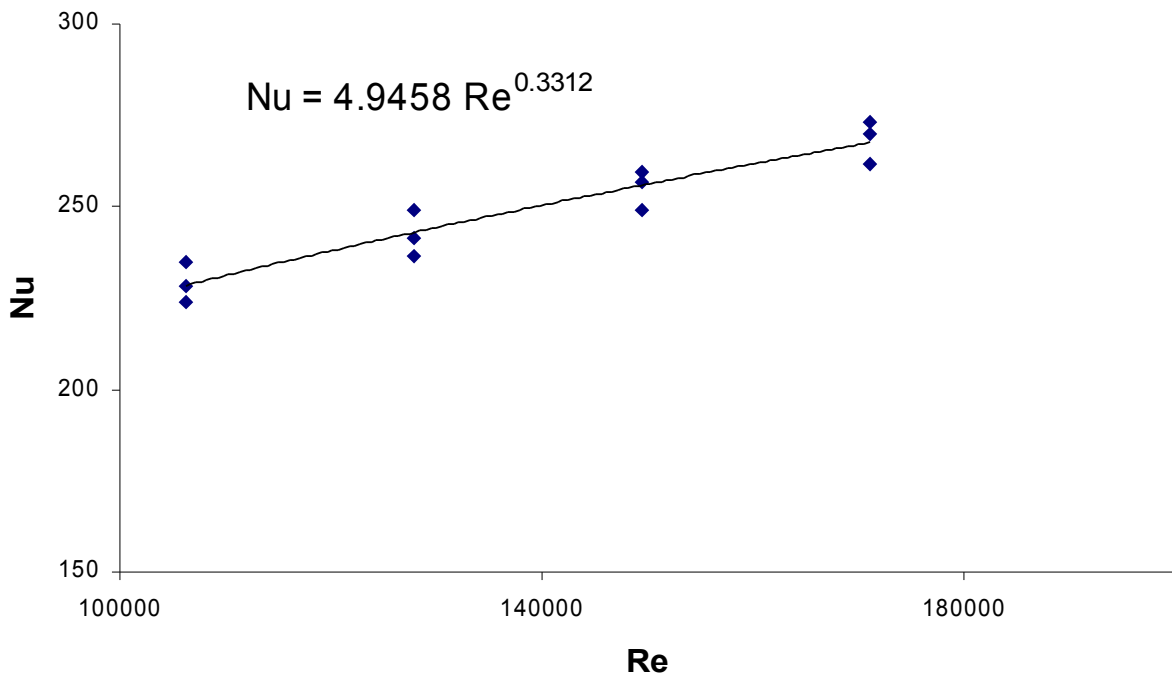


Posición Angular 45°

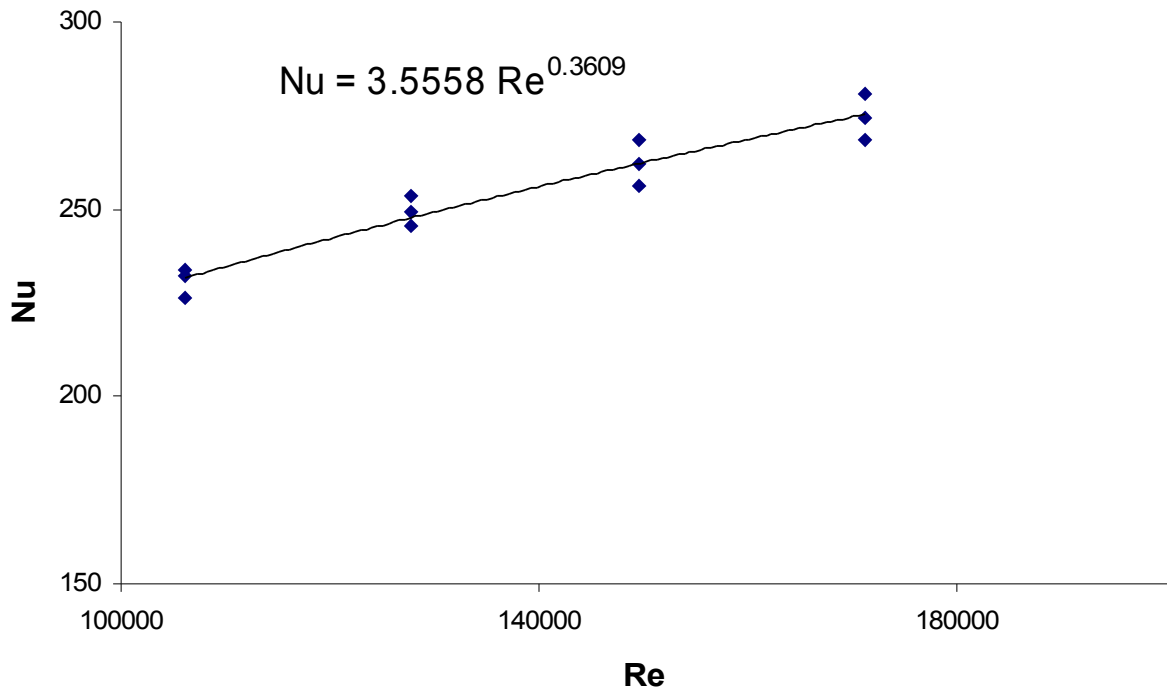




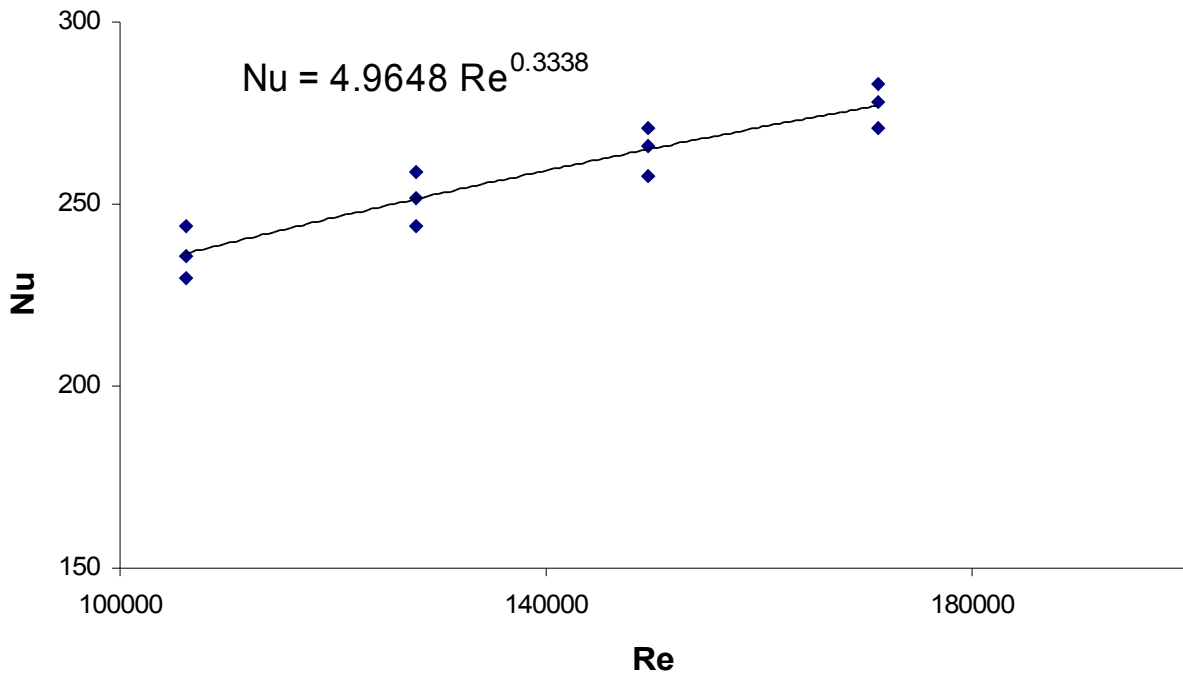
Posición Angular 60°



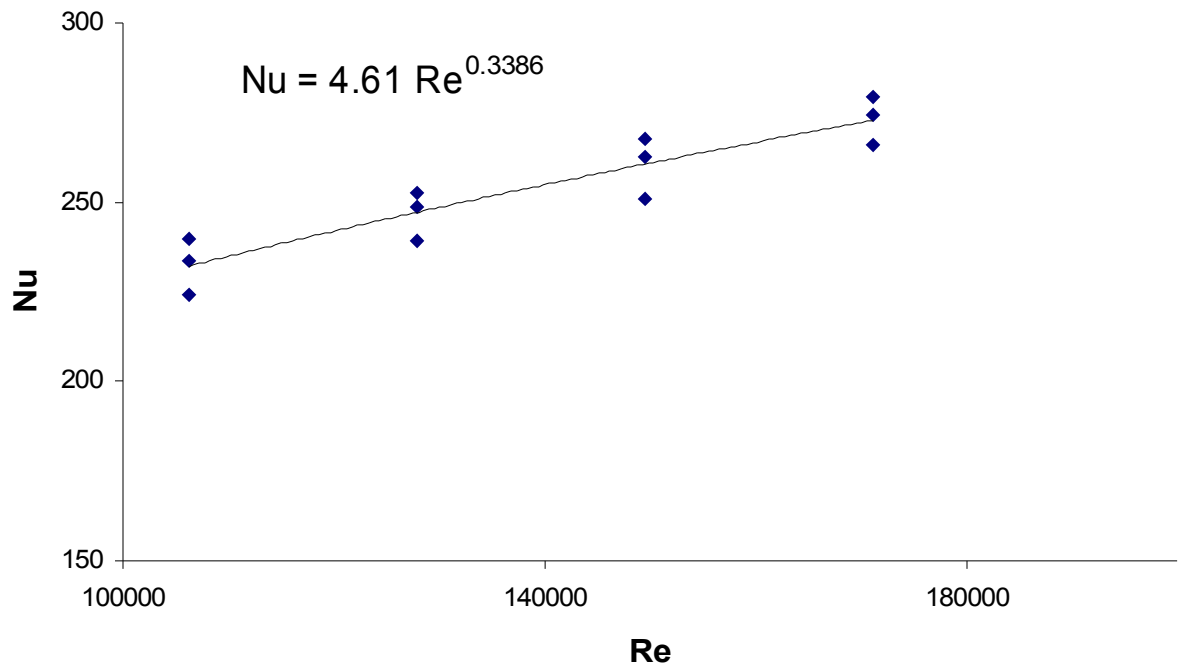
Posición Angular 65°

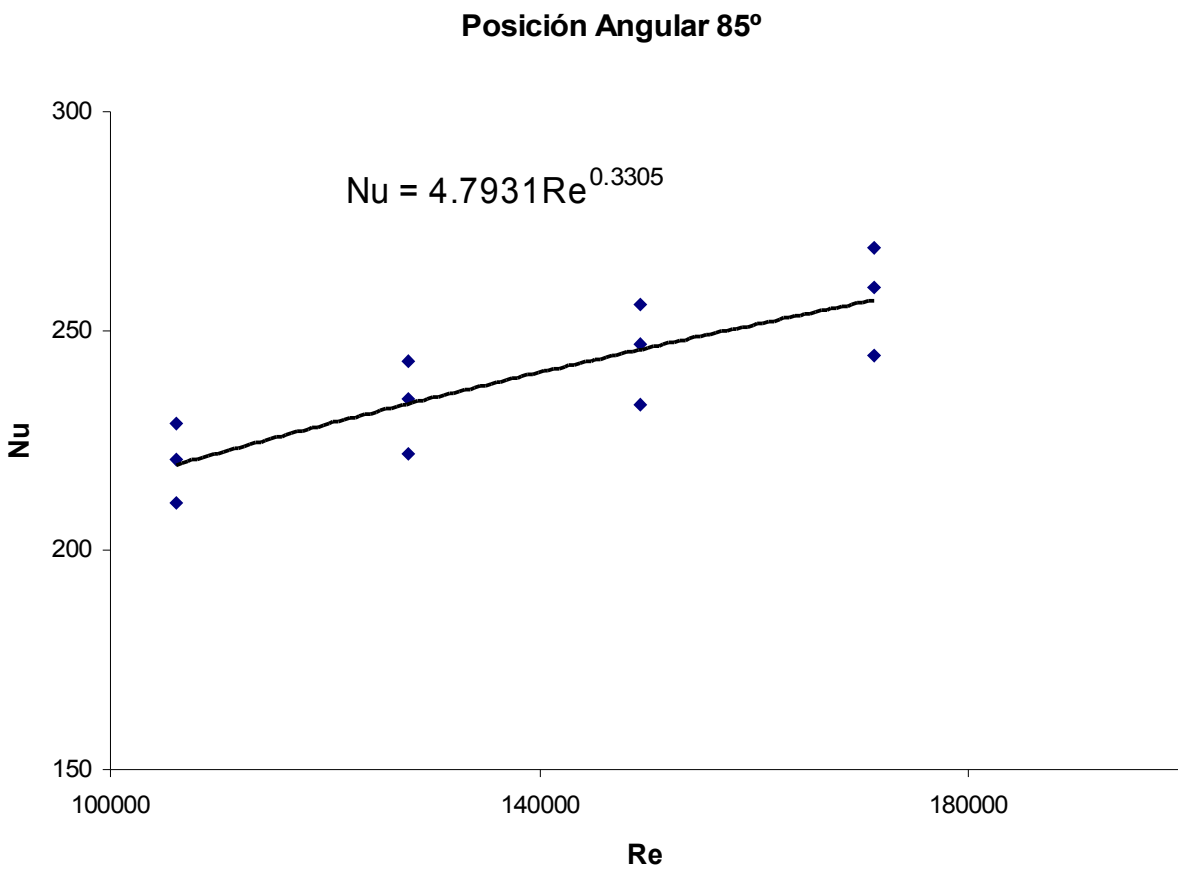
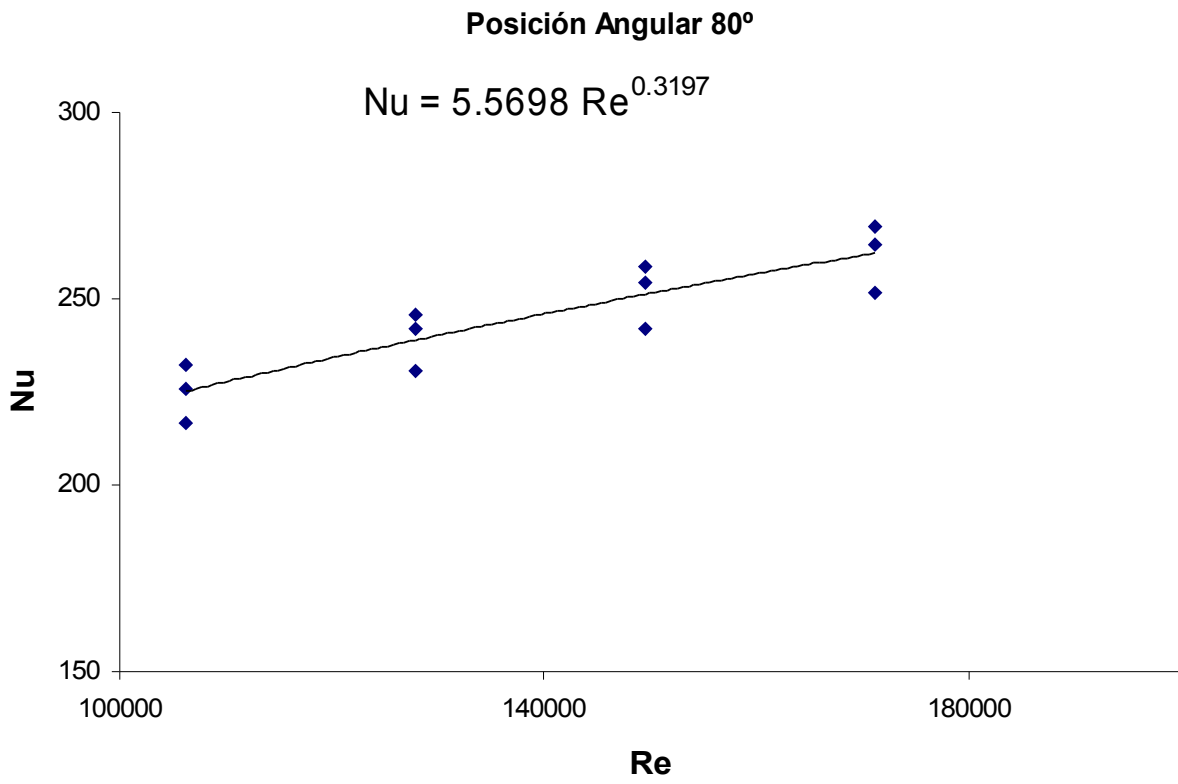


Posición Angular 70°

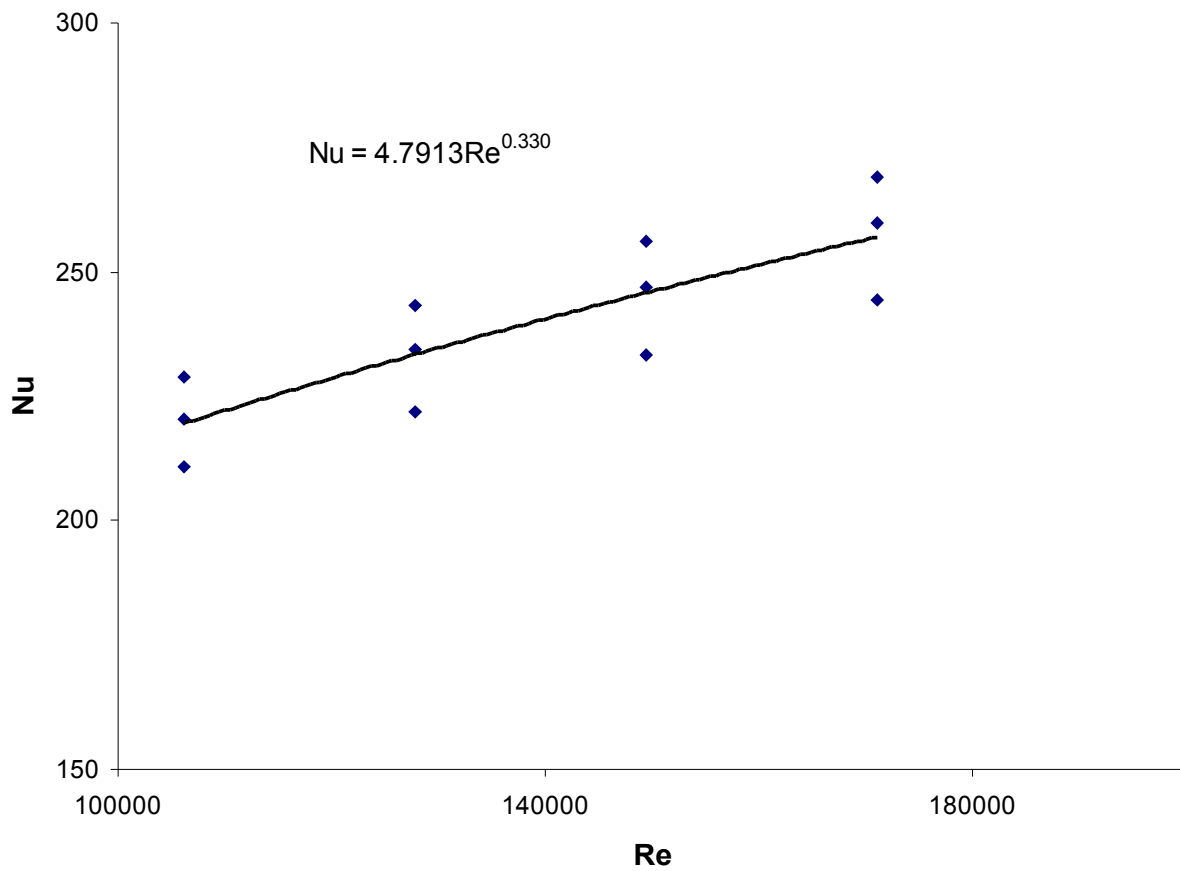


Posición Angular 75°





Posición Angular 90°



Para el cálculo del error se empleó la siguiente fórmula:

$$S_{y-x} = \sqrt{\frac{1}{n(n-2)} \left[n \sum y^2 - (\sum y)^2 - \frac{[n \sum xy - (\sum x)(\sum y)]^2}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \right]}$$

donde: x: es el valor independiente Re

y: es valor dependiente Nu

n: es el número de datos.

LM35

Precision Centigrade Temperature Sensors

General Description

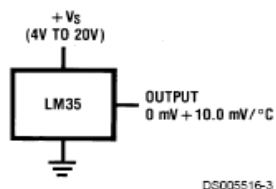
The LM35 series are precision integrated-circuit temperature sensors, whose output voltage is linearly proportional to the Celsius (Centigrade) temperature. The LM35 thus has an advantage over linear temperature sensors calibrated in ° Kelvin, as the user is not required to subtract a large constant voltage from its output to obtain convenient Centigrade scaling. The LM35 does not require any external calibration or trimming to provide typical accuracies of $\pm 1/4^\circ\text{C}$ at room temperature and $\pm 3/4^\circ\text{C}$ over a full -55 to $+150^\circ\text{C}$ temperature range. Low cost is assured by trimming and calibration at the wafer level. The LM35's low output impedance, linear output, and precise inherent calibration make interfacing to readout or control circuitry especially easy. It can be used with single power supplies, or with plus and minus supplies. As it draws only $60\ \mu\text{A}$ from its supply, it has very low self-heating, less than 0.1°C in still air. The LM35 is rated to operate over a -55 to $+150^\circ\text{C}$ temperature range, while the LM35C is rated for a -40 to $+110^\circ\text{C}$ range (-10 with improved accuracy). The LM35 series is available pack-

aged in hermetic TO-46 transistor packages, while the LM35C, LM35CA, and LM35D are also available in the plastic TO-92 transistor package. The LM35D is also available in an 8-lead surface mount small outline package and a plastic TO-220 package.

Features

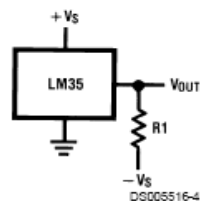
- Calibrated directly in ° Celsius (Centigrade)
- Linear + 10.0 mV/°C scale factor
- 0.5°C accuracy guaranteeable (at $+25^\circ\text{C}$)
- Rated for full -55 to $+150^\circ\text{C}$ range
- Suitable for remote applications
- Low cost due to wafer-level trimming
- Operates from 4 to 30 volts
- Less than $60\ \mu\text{A}$ current drain
- Low self-heating, 0.08°C in still air
- Nonlinearity only $\pm 1/4^\circ\text{C}$ typical
- Low impedance output, $0.1\ \Omega$ for 1 mA load

Typical Applications



DS005516-3

FIGURE 1. Basic Centigrade Temperature Sensor
($+2^\circ\text{C}$ to $+150^\circ\text{C}$)



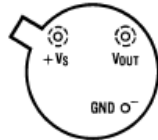
DS005516-4

Choose $R_1 = -V_S/50\ \mu\text{A}$
 $V_{\text{OUT}} = +1,500\ \text{mV}$ at $+150^\circ\text{C}$
 $= +250\ \text{mV}$ at $+25^\circ\text{C}$
 $= -550\ \text{mV}$ at -55°C

FIGURE 2. Full-Range Centigrade Temperature Sensor

Connection Diagrams

**TO-46
Metal Can Package***

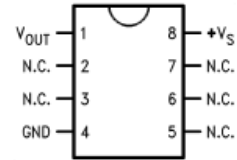


BOTTOM VIEW
DS005516-1

*Case is connected to negative pin (GND)

**Order Number LM35H, LM35AH, LM35CH, LM35CAH or
LM35DH**
See NS Package Number H03H

**SO-8
Small Outline Molded Package**

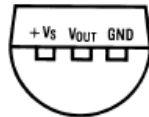


DS005516-21

N.C. = No Connection

Top View
Order Number LM35DM
See NS Package Number M08A

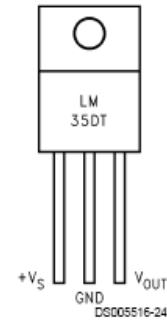
**TO-92
Plastic Package**



BOTTOM VIEW
DS005516-2

**Order Number LM35CZ,
LM35CAZ or LM35DZ**
See NS Package Number Z03A

**TO-220
Plastic Package***



DS005516-24

*Tab is connected to the negative pin (GND).

Note: The LM35DT pinout is different than the discontinued LM35DP.

Order Number LM35DT
See NS Package Number TA03F

Absolute Maximum Ratings (Note 10)

If Military/Aerospace specified devices are required, please contact the National Semiconductor Sales Office/ Distributors for availability and specifications.

| | |
|-----------------|-----------------|
| Supply Voltage | +35V to -0.2V |
| Output Voltage | +6V to -1.0V |
| Output Current | 10 mA |
| Storage Temp.: | |
| TO-46 Package, | -60°C to +180°C |
| TO-92 Package, | -60°C to +150°C |
| SO-8 Package, | -65°C to +150°C |
| TO-220 Package, | -65°C to +150°C |

Lead Temp.:

| | |
|---|-------|
| TO-46 Package, (Soldering, 10 seconds) | 300°C |
|---|-------|

TO-92 and TO-220 Package,
(Soldering, 10 seconds) 260°C

SO Package (Note 12)
Vapor Phase (60 seconds) 215°C

Infrared (15 seconds) 220°C

ESD Susceptibility (Note 11) 2500V

Specified Operating Temperature Range: T_{MIN} to T_{MAX}
(Note 2)

LM35, LM35A -55°C to +150°C

LM35C, LM35CA -40°C to +110°C

LM35D 0°C to +100°C

Electrical Characteristics

(Notes 1, 6)

| Parameter | Conditions | LM35A | | | LM35CA | | | Units (Max.) |
|--|--|------------|-----------------------------|-----------------------------|------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|
| | | Typical | Tested Limit (Note 4) | Design Limit (Note 5) | Typical | Tested Limit (Note 4) | Design Limit (Note 5) | |
| Accuracy (Note 7) | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.2 | ± 0.5 | | ± 0.2 | ± 0.5 | | °C |
| | $T_A = -10^\circ\text{C}$ | ± 0.3 | | | ± 0.3 | | ± 1.0 | °C |
| | $T_A = T_{MAX}$ | ± 0.4 | ± 1.0 | | ± 0.4 | ± 1.0 | | °C |
| | $T_A = T_{MIN}$ | ± 0.4 | ± 1.0 | | ± 0.4 | | ± 1.5 | °C |
| Nonlinearity (Note 8) | $T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$ | ± 0.18 | | ± 0.35 | ± 0.15 | | ± 0.3 | °C |
| Sensor Gain (Average Slope) | $T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$ | +10.0 | +9.9, +10.1 | | +10.0 | | +9.9, +10.1 | mV/°C |
| Load Regulation (Note 3) $0 \leq I_L \leq 1$ mA | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.4 | ± 1.0 | | ± 0.4 | ± 1.0 | | mV/mA |
| | $T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$ | ± 0.5 | | ± 3.0 | ± 0.5 | | ± 3.0 | mV/mA |
| Line Regulation (Note 3) | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.01 | ± 0.05 | | ± 0.01 | ± 0.05 | | mV/V |
| | $4V \leq V_S \leq 30V$ | ± 0.02 | | ± 0.1 | ± 0.02 | | ± 0.1 | mV/V |
| Quiescent Current (Note 9) | $V_S = +5V, +25^\circ\text{C}$ | 56 | 67 | | 56 | 67 | | μA |
| | $V_S = +5V$ | 105 | | 131 | 91 | | 114 | μA |
| | $V_S = +30V, +25^\circ\text{C}$ | 56.2 | 68 | | 56.2 | 68 | | μA |
| | $V_S = +30V$ | 105.5 | | 133 | 91.5 | | 116 | μA |
| Change of Quiescent Current (Note 3) | $4V \leq V_S \leq 30V, +25^\circ\text{C}$ | 0.2 | 1.0 | | 0.2 | 1.0 | | μA |
| | $4V \leq V_S \leq 30V$ | 0.5 | | 2.0 | 0.5 | | 2.0 | μA |
| Temperature Coefficient of Quiescent Current | | +0.39 | | +0.5 | +0.39 | | +0.5 | μA/°C |
| Minimum Temperature for Rated Accuracy | In circuit of <i>Figure 1</i> , $I_L = 0$ | +1.5 | | +2.0 | +1.5 | | +2.0 | °C |
| Long Term Stability | $T_J = T_{MAX}$, for 1000 hours | ± 0.08 | | | ± 0.08 | | | °C |

Electrical Characteristics

(Notes 1, 6)

| Parameter | Conditions | LM35 | | | LM35C, LM35D | | | Units (Max.) |
|---|---|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|
| | | Typical | Tested Limit (Note 4) | Design Limit (Note 5) | Typical | Tested Limit (Note 4) | Design Limit (Note 5) | |
| Accuracy, LM35, LM35C (Note 7) | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.4 | ± 1.0 | | ± 0.4 | ± 1.0 | ± 1.5 | $^\circ\text{C}$ |
| | $T_A = -10^\circ\text{C}$ | ± 0.5 | | | ± 0.5 | | ± 1.5 | $^\circ\text{C}$ |
| | $T_A = T_{\text{MAX}}$ | ± 0.8 | ± 1.5 | | ± 0.8 | | ± 1.5 | $^\circ\text{C}$ |
| | $T_A = T_{\text{MIN}}$ | ± 0.8 | | ± 1.5 | ± 0.8 | | ± 2.0 | $^\circ\text{C}$ |
| Accuracy, LM35D (Note 7) | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | | | | ± 0.6 | ± 1.5 | | $^\circ\text{C}$ |
| | $T_A = T_{\text{MAX}}$ | | | | ± 0.9 | | ± 2.0 | $^\circ\text{C}$ |
| | $T_A = T_{\text{MIN}}$ | | | | ± 0.9 | | ± 2.0 | $^\circ\text{C}$ |
| Nonlinearity (Note 8) | $T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$ | ± 0.3 | | ± 0.5 | ± 0.2 | | ± 0.5 | $^\circ\text{C}$ |
| Sensor Gain (Average Slope) | $T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$ | +10.0 | +9.8, +10.2 | | +10.0 | | +9.8, +10.2 | mV/ $^\circ\text{C}$ |
| Load Regulation (Note 3) $0 \leq I_L \leq 1 \text{ mA}$ | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.4 | ± 2.0 | | ± 0.4 | ± 2.0 | | mV/mA |
| | $T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$ | ± 0.5 | | ± 5.0 | ± 0.5 | | ± 5.0 | mV/mA |
| Line Regulation (Note 3) | $T_A = +25^\circ\text{C}$ | ± 0.01 | ± 0.1 | | ± 0.01 | ± 0.1 | | mV/V |
| | $4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$ | ± 0.02 | | ± 0.2 | ± 0.02 | | ± 0.2 | mV/V |
| Quiescent Current (Note 9) | $V_S = +5\text{V}, +25^\circ\text{C}$ | 56 | 80 | | 56 | 80 | | μA |
| | $V_S = +5\text{V}$ | 105 | | 158 | 91 | | 138 | μA |
| | $V_S = +30\text{V}, +25^\circ\text{C}$ | 56.2 | 82 | | 56.2 | 82 | | μA |
| | $V_S = +30\text{V}$ | 105.5 | | 161 | 91.5 | | 141 | μA |
| Change of Quiescent Current (Note 3) | $4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}, +25^\circ\text{C}$ | 0.2 | 2.0 | | 0.2 | 2.0 | | μA |
| | $4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$ | 0.5 | | 3.0 | 0.5 | | 3.0 | μA |
| Temperature Coefficient of Quiescent Current | | +0.39 | | +0.7 | +0.39 | | +0.7 | $\mu\text{A}/^\circ\text{C}$ |
| Minimum Temperature for Rated Accuracy | In circuit of <i>Figure 1</i> , $I_L = 0$ | +1.5 | | +2.0 | +1.5 | | +2.0 | $^\circ\text{C}$ |
| Long Term Stability | $T_J = T_{\text{MAX}}$, for 1000 hours | ± 0.08 | | | ± 0.08 | | | $^\circ\text{C}$ |

Note 1: Unless otherwise noted, these specifications apply: $-55^\circ\text{C} \leq T_J \leq +150^\circ\text{C}$ for the LM35 and LM35A; $-40^\circ\text{C} \leq T_J \leq +110^\circ\text{C}$ for the LM35C and LM35CA; and $0^\circ\text{C} \leq T_J \leq +100^\circ\text{C}$ for the LM35D. $V_S = +5\text{Vdc}$ and $I_{\text{LOAD}} = 50 \mu\text{A}$, in the circuit of *Figure 2*. These specifications also apply from $+2^\circ\text{C}$ to T_{MAX} in the circuit of *Figure 1*. Specifications in boldface apply over the full rated temperature range.

Note 2: Thermal resistance of the TO-46 package is $400^\circ\text{C}/\text{W}$, junction to ambient, and $24^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to case. Thermal resistance of the TO-92 package is $180^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. Thermal resistance of the small outline molded package is $220^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. Thermal resistance of the TO-220 package is $90^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. For additional thermal resistance information see table in the Applications section.

Note 3: Regulation is measured at constant junction temperature, using pulse testing with a low duty cycle. Changes in output due to heating effects can be computed by multiplying the internal dissipation by the thermal resistance.

Note 4: Tested Limits are guaranteed and 100% tested in production.

Note 5: Design Limits are guaranteed (but not 100% production tested) over the indicated temperature and supply voltage ranges. These limits are not used to calculate outgoing quality levels.

Note 6: Specifications in boldface apply over the full rated temperature range.

Note 7: Accuracy is defined as the error between the output voltage and $10\text{mV}/^\circ\text{C}$ times the device's case temperature, at specified conditions of voltage, current, and temperature (expressed in $^\circ\text{C}$).

Note 8: Nonlinearity is defined as the deviation of the output-voltage-versus-temperature curve from the best-fit straight line, over the device's rated temperature range.

Note 9: Quiescent current is defined in the circuit of *Figure 1*.

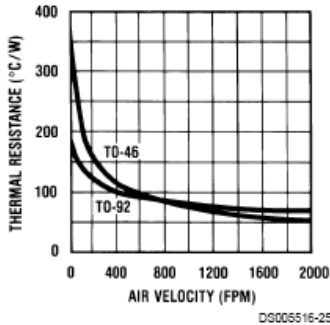
Note 10: Absolute Maximum Ratings indicate limits beyond which damage to the device may occur. DC and AC electrical specifications do not apply when operating the device beyond its rated operating conditions. See Note 1.

Note 11: Human body model, 100 pF discharged through a $1.5 \text{ k}\Omega$ resistor.

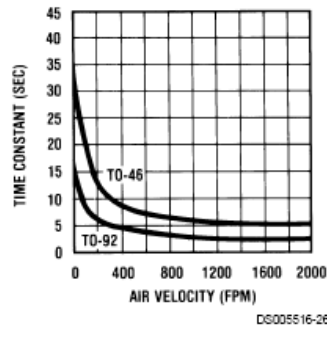
Note 12: See AN-450 "Surface Mounting Methods and Their Effect on Product Reliability" or the section titled "Surface Mount" found in a current National Semiconductor Linear Data Book for other methods of soldering surface mount devices.

Typical Performance Characteristics

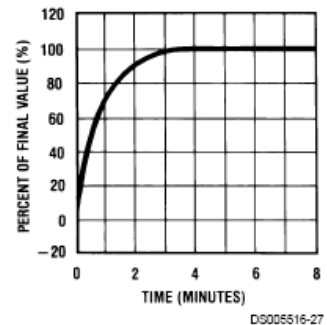
Thermal Resistance
Junction to Air



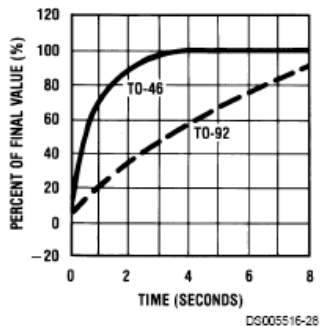
Thermal Time Constant



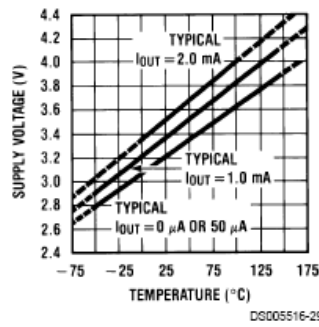
Thermal Response
in Still Air



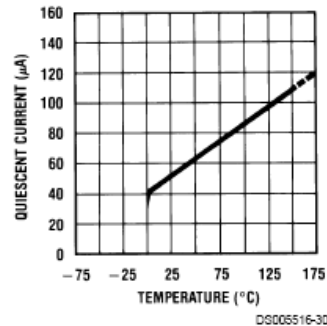
Thermal Response in
Stirred Oil Bath



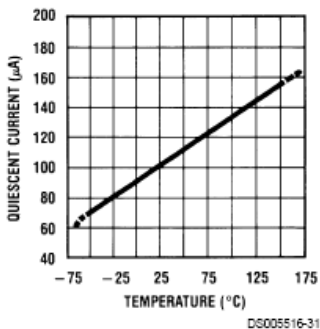
Minimum Supply
Voltage vs. Temperature



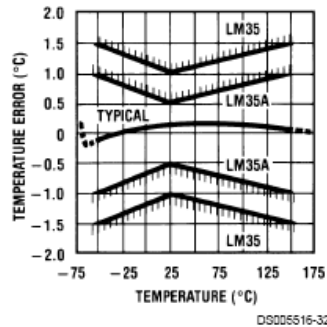
Quiescent Current
vs. Temperature
(In Circuit of Figure 1.)



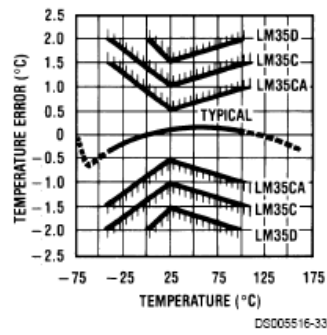
Quiescent Current
vs. Temperature
(In Circuit of Figure 2.)



Accuracy vs. Temperature
(Guaranteed)



Accuracy vs. Temperature
(Guaranteed)



For technical assistance use the Sensors/
Controls Products number on the back cover.



Features

- Bushing mount
- Optional center tap and rear shaft extension
- Optional AR lug feature
- Gangable with common or concentric shafts

- High torque available
- Optional 0.1% linearity
- Non-standard features and specification available

3540/3541 - Precision Potentiometer

| | 3540 Wirewound Element | 3541 Hybritron® Element |
|--|---------------------------|----------------------------|
|--|---------------------------|----------------------------|

| Electrical Characteristics ¹ | | |
|---|---|---------------------------------|
| Standard Resistance Range | 100 to 100K ohms | 1K to 100K ohms |
| Resistance Tolerance | ±5% | ±10% |
| Independent Linearity | ±0.25% | ±0.25% |
| Resolution | See recommended part numbers Essentially infinite | |
| Effective Electrical Angle | 3600° +10°, -0° | 3600° +10°, -0° |
| Absolute Minimum Resistance/ Minimum Voltage | 1 ohm or 0.1% maximum (whichever is greater) | Minimum voltage 0.2% maximum |
| Noise | 100 ohms ENR maximum | Output smoothness 0.1% maximum |

| Power Rating (Voltage Limited By Power Dissipation or 447 VAC, Whichever Is Less) | | |
|---|-----------------------|-----------------------|
| +70°C | 2 watts | 2 watts |
| +125°C | 0 watt | 0 watt |
| Dielectric Withstanding Voltage.....MIL-STD-202, Method 301 | | |
| Sea Level | 1,000 VAC minimum | 1,000 VAC minimum |
| Insulation Resistance | | |
| (500 VDC) | 1,000 megohms minimum | 1,000 megohms minimum |

| Environmental Characteristics ¹ | | |
|--|--|--|
| Operating Temperature | | |
| Static Operation Temp Range | -55°C to +125°C | -55°C to +125°C |
| Dynamic Temp Range | +1°C to +125°C | +1°C to +125°C |
| Temperature Coefficient ² | ±50ppm/°C maximum/unit | ±100ppm/°C maximum/unit |
| Vibration | 15G | 15G |
| Wiper Bounce | 0.1 millisecond maximum | 0.1 millisecond maximum |
| Shock | 50G | 50G |
| Wiper Bounce | 0.1 millisecond maximum | 0.1 millisecond maximum |
| Load Life | 1,000 hours, 2 watts | 1,000 hours, 2 watts |
| Total Resistance Shift | ±2% | ±5% |
| Rotational Life (No Load) | 1,000,000 shaft revolutions ² | 5,000,000 shaft revolutions ² |
| Total Resistance Shift | ±5% maximum | ±5% maximum |
| Moisture Resistance | MIL-STD-202, Method 103, Condition B | MIL-STD-202, Method 103, Condition B |
| Total Resistance Shift | ±2% maximum | ±5% maximum |

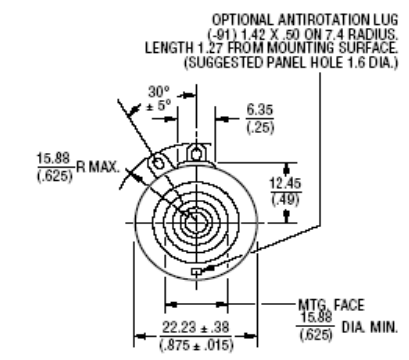
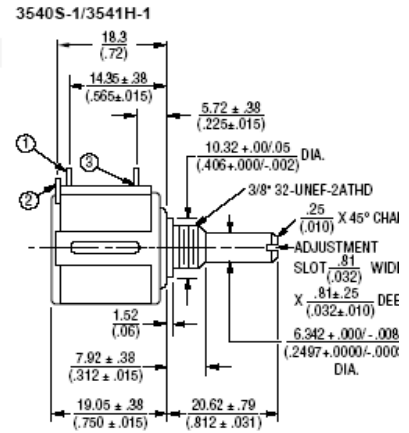
| Mechanical Characteristics ¹ | | |
|---|-----------------------------|-----------------------------|
| Mechanical Angle | 3600° +10°, -0° | 3600° +10°, -0° |
| Shaft Runout | 0.003 in. (0.08mm) T.I.R. | 0.003 in. (0.08mm) T.I.R. |
| Lateral Runout | 0.005 in. (0.13mm) T.I.R. | 0.005 in. (0.13mm) T.I.R. |
| Pilot Diameter Runout | 0.003 in. (0.08mm) T.I.R. | 0.003 in. (0.08mm) T.I.R. |
| Shaft End Play | 0.012 in. (0.30mm) T.I.R. | 0.012 (0.30mm) T.I.R. |
| Shaft Radial Play | 0.003 in. (0.08mm) T.I.R. | 0.003 (0.08mm) T.I.R. |
| Stop Strength | 75 oz.-in. (53 Ncm) minimum | 75 oz.-in. (53 Ncm) minimum |
| Torque (Starting & Running) | 0.6 oz.-in. (0.35 Ncm) max. | 0.6 oz.-in. (0.35 Ncm) max. |
| Backlash | 1.0° maximum | 1.0° maximum |
| Weight | Approximately 21G | Approximately 22.5G |
| Terminals | Gold-plated solder lugs | Gold-plated solder lugs |
| Gangging | 2 cups maximum | 2 cups maximum |

¹At room ambient: +25°C nominal and 50% relative humidity nominal, except as noted.
²Consult manufacturer for complete specification details.

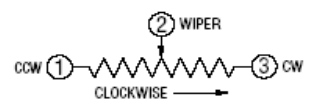
Recommended Part Numbers

| Part Number | Resistance | Resolution |
|-------------|------------|------------|
| 3540S-1-201 | 200 | .042 |
| 3540S-1-501 | 500 | .031 |
| 3540S-1-102 | 1,000 | .027 |
| 3540S-1-202 | 2,000 | .021 |
| 3540S-1-502 | 5,000 | .021 |
| 3540S-1-103 | 10,000 | .019 |
| 3540S-1-203 | 2,000 | .014 |

| Part Number | Resistance | Resolution |
|-------------|------------|------------|
| 3540S-1-103 | 10,000 | .019 |
| 3540S-1-203 | 20,000 | .014 |
| 3540S-1-503 | 50,000 | .011 |
| 3540S-1-104 | 100,000 | .008 |
| 3541H-1-102 | 1,000 | .027 |
| 3541H-1-502 | 5,000 | .021 |
| 3541H-1-103 | 10,000 | .019 |



TOLERANCES: EXCEPT WHERE NOTED
DECIMALS: .XX ± .25 / (.010), .XXX ± .13 / (.005)
FRACTIONS: ±1/64
DIMENSIONS: MM (IN.)



BOLD-FACE LISTINGS ARE IN STOCK AND READILY AVAILABLE THROUGH DISTRIBUTION.
FOR OTHER OPTIONS CONSULT FACTORY.

Referencias.

1. N. Ramachandran, B.F Armaly, T. S. Chen, Measurements and Predictions of Laminar Mixed Convection Flow Adjacent to a Vertical surface, *J. Heat Transfer* Vol. 107, pp. 636-641, 1985.
2. G. Wilks, Combined forced and free convection flows on vertical surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol.16, pp. 1958-1964, 1973.
3. A. Mucoglu and T. S. Chen, Mixed convection on inclined surfaces, *J. Heat Transfer* Vol. 101, pp. 402-426, 1979.
4. A. Moutsoglou, K. L. Tzuoo and T. S. Chen, Mixed convection in boundary layer flows over inclined surfaces. Presented at the AIAA 15 th Thermophysics Conference, Snowmass, CO, Paper No. AIAA-80-1525, July 1980.
5. T. S. Chen, E. M. Sparrow and A. Mucoglu, Mixed convection in boundary layer flows on a horizontal plate, *J. Heat Transfer* Vol. 99, pp. 66-71, 1977.
6. B.F. Armaly, T.S. Chen, Correlations for Laminar Mixed Convection on vertical, inclined and horizontal Flat Plates with Uniform Surface Heat flux, *Int. Heat Transfer* Vol. 30 No 2, pp. 405-408, 1987.
7. T. S. Chen, N. Ramachandran and B.F Armaly, Measurements and prediction of Laminar Mixed Convection Flow Adjacent to an Inclined surface, *J. Heat Transfer* Vol. 109 pp. 146-150, 1987.
8. Kays, W. M., and Crawford, M. E., 1980, *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., Mc Graw-Hill, New York.
9. Ede, A.J., *Advances in Free Convection*, AIChE Journal, Vol. 23, No. 1, pp. 10-16, 1967.
10. H.I. Abu-Mulaweh, B.F. Armaly, T. S. Chen, Measurements of Laminar Mixed Convection Adjacent to a Vertical Plate -uniform wall heat flux case, *J. Heat Transfer* Vol. 114 pp. 1057-1059, 1992.
11. G. Vickern, Mixed Convection from an Arbitrarily Inclined Semi-infinite Flat Plate -1 the Influence of the Inclination Angle, *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 34, No 8, pp. 1935-1945, 1991.
12. E. Gutiérrez, R. García, *Transferencia de Calor en una Placa Plana como función del Ángulo de Ataque*, Dpto. de Termoenergía UNAM, 2004.
13. T. S. Chen, B.F Armaly and Aung Mixed Convection laminar boundary-layer flow. In *natural convection : Fundamentals and applications* (edited by S. Kakac et al.), pp. 699-725. Hemisphere, Washington, DC 1985.
14. Mihir Sen, A review of the principles and applications of Thermal Control, *SOMIM* Vol.1 No 4, pp. 115-131, 2001
15. Katsuhiko Ogata, *Ingeniería de Control Moderna*, Tercera Edición, Prentice may, pp. 1-11, 57-96, 669-685. 1998
16. A Bejan, *Convective Heat Transfer*, Second Edition, Jhon Wiley and Sons, 1993.
17. F.P. Incropera and D.P. De Witt, *Introduction to Heat Transfer*, Third Edition, John Wiley and Sons, 1996.