

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y Pruebas de un Equipo Demostrativo de Convección Natural
en la Superficie Externa de Cilindros Calentados Incluidos con
Condición de Frontera de Flujo de Calor por Unidad de Área
Constante: Pruebas para Cilindros sin Aletas”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención de Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Jaime Antonio Sánchez Baquerizo

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2003

AGRADECIMIENTO

El trabajo desarrollado en esta tesis no se hubiese podido completar sin haber contado con el apoyo de las siguientes personas:

- Al Dr. Mark Duignan, e – mentor ASME Internacional, por su apoyo desinteresado y su continua ayuda en contestar y revisar todas las inquietudes que fueron surgiendo desde el inicio de este trabajo.
- Al Ing. Jorge Duque, Director de Tesis, por su continua motivación a conseguir las metas planteadas para este trabajo.
- Al Ing. Vicente Adum por la ayuda brindada en el diseño y construcción de los equipos que permitieron desarrollar las pruebas realizadas.
- A la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción por haber facilitado los instrumentos requeridos para las mediciones realizadas.
- A todas las personas que de una u otra manera colaboraron en el desarrollo de esta tesis y la culminación de mi carrera.

GRACIAS

AGRADECIMIENTO ESPECIAL

- A mi padre, por todos sus buenos consejos y apoyo incondicional.
- A mi madre, cuyo apoyo constante me ha mantenido siempre encaminado a alcanzar mis metas
- A mis hermanos, quienes siempre han apoyado mis esfuerzos
- A mis abuelos, fuente de motivación y perseverancia en la búsqueda de la verdad y la razón científica

DEDICATORIA

“... a la ciencia”

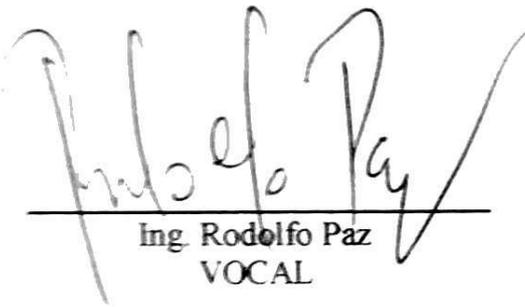
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade
DECANO ENCARGADO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Jorge Duque R.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Rodolfo Paz
VOCAL



Dr. Alfredo Barriga
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).


Jaime Antonio Sánchez Baquerizo

RESUMEN

En este trabajo se ha diseñado y probado un prototipo de banco experimental para estudios de transferencia de calor por convección natural desde cilindros calentados horizontales o inclinados con condición de frontera de flujo de calor por unidad de área constante. Se encontró para el cilindro en posición horizontal, que los resultados se encuentran en buena concordancia con los obtenidos por Qureshi y Ahmad [4] para el rango de Ra^* $1E5$ a $1E6$. Para el cilindro con inclinación variable se compararon los resultados con una correlación disponible para cilindros inclinados isotérmicos [1], observándose que aun cuando las condiciones de frontera que se han comparado son diferentes, la tendencia decreciente del número de Nusselt se mantiene a medida que aumenta la inclinación del tubo. Se han correlacionado los resultados en la forma de una ecuación experimental la cual se presenta al final de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
NOMENCLATURA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1.Mecanismos de Convección Natural.....	4
1.2.Convección natural externa desde superficies circulares.....	8
1.2.1. Estudios de Churchill y Chu de convección natural externa desde cilindros horizontales isotérmicos en convección natural.....	11
1.2.2. Estudios de convección natural desde cilindros inclinados.....	13
1.3.Efecto de la transferencia de calor en las mediciones de temperatura.....	15
1.3.1. Efecto de la profundidad de los sensores con respecto a la superficie del tubo en las mediciones de temperatura.....	19

2.3.2.2. Práctica #2: Estudio de la transferencia de calor por convección natural desde un cilindro a varios ángulos de inclinación, con una tasa constante de disipación de calor.....	44
2.3.2.2.1. Objetivos.....	44
2.3.2.2.2. Procedimiento experimental (Práctica #2).....	45

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	47
3.1.Práctica #1.....	47
3.2.Práctica #2.....	54
3.3.Medición de la temperatura axial.....	57
3.4.Balance de Energía.....	58
3.4.1. Consideración de las pérdidas del sistema.....	62
3.4.1.1. Pérdidas por conducción.....	64
3.4.1.2. Pérdidas por convección.....	66
3.4.1.3. Pérdidas por radiación.....	67
3.4.2. Consideraciones de conducción axial.....	71
3.5.Análisis de la información utilizando software.....	72
3.5.1. Propiedades del aire.....	75
3.5.2. Determinación de la incertidumbre experimental.....	75

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	76
4.1. Análisis de la Práctica #1.....	76
4.2. Análisis de la Práctica #2.....	80
4.3. Comparación con cálculos analíticos.....	83
4.4. Correcciones debidas a la conducción axial.....	85

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88
--	----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

NOMENCLATURA

Símbología

A	Área superficial
C	Parámetro dimensional
D	Diámetro del cilindro
G	Función dimensional
g	Gravedad terrestre = 9.8 m/s ²
Gr	Número de Grashoff
h	Coefficiente convectivo
H	Función dimensional
k	Conductividad térmica
L	Longitud del cilindro
m	Factor dimensional = $\sqrt{hP/kA}$
Nu	Número de Nusselt
p	Factor dimensional = $2L/D \cot\theta$
P	perímetro
Pr	Número de Prandtl
q	Tasa de transferencia de calor
Q''	Flujo de calor por unidad de área
Ra	Número de Rayleigh = $g\beta(T_w - T_\infty)Pr/\nu^2$
Ra*	Número de Rayleigh en función del flujo de calor = Ra Nu
r	Distancia radial dentro del cilindro
T	Temperatura
x	Dimensión en el eje x

Símbolos Griegos

α	Ángulo de inclinación del cilindro con la horizontal ($\alpha = 0^\circ$ corresponde a la posición horizontal)
ρ	Densidad
θ	Ángulo de la periferia
σ	Constante de Stephan – Boltzmann
ε	Emisividad superficial
ν	Viscosidad cinemática
β	Coefficiente de expansión volumétrica

NOMENCLATURA

Subíndices

w	Pared
p	Pérdidas
D	Circunferencial
T	Capa límite fina
l	Capa límite gruesa
s	Superficie
1	Superficie 1
2	Superficie 2
t	Termocupla
i	i - ésimo elemento
alr	Alrededores
∞	Entorno
L	Longitudinal
C	Transversal

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Condiciones en un fluido entre placas horizontales largas a diferentes temperaturas. a) Gradiente de temperatura inestable. b) Gradiente de temperatura estable [3].....	5
Figura 1.2	Una capa límite movida por flotación fluye en un medio extenso en reposo. a) Formación de penacho sobre un alambre caliente. b) Chorro ascendente asociado con una descarga caliente [3].....	7
Figura 1.3	Número de Nusselt local para convección natural desde un cilindro horizontal con condición de flujo superficial uniforme. (Las curvas se encuentran graficadas para $Ra^* = 10E-2, 10E-1, 1, 10, 10E2, 10E3, 10E4, 10E5, 10E6, \text{ y } 10E7.$) [4].....	10
Figura 1.4	Desarrollo de la capa límite y distribución del número de Nusselt sobre un cilindro horizontal caliente.....	12
Figura 1.5	Comparación de la transferencia de calor predicha y medida desde superficie convexa (únicamente) de un cilindro horizontal inclinado en aire [1].....	13
Figura 1.6	Esquema de la colocación de las termocupas en la superficie del cilindro.....	18
Figura 1.7	Distribución de temperatura en una pared cilíndrica.....	20
Figura 2.1	Esquema del banco de pruebas propuesto.....	25
Figura 2.2	Características generales de la probeta.....	28
Figura 2.3	Esquema descriptivo del banco de pruebas experimental.....	29
Figura 2.4	Banco de pruebas armado.....	30
Figura 2.5	Anillo de termocupas.....	32
Figura 2.6	Partes de las termocupas.....	33
Figura 2.7	Lector de señales.....	34
Figura 2.8	Multímetro.....	36
Figura 2.9	Reóstato.....	37
Figura 2.10	Medidor de la temperatura ambiente.....	38
Figura 2.11	Puntos de Medición de la temperatura axial.....	39
Figura 3.1	Temperatura vs. Posición angular θ (varias tasas de disipación de calor).....	48
Figura 3.2	Comparación entre temperaturas medidas y predichas.....	49
Figura 3.3	Posición inicial de las termocupas.....	50
Figura 3.4	Configuración alternativa.....	52
Figura 3.5	Configuración final adoptada.....	54
Figura 3.6	Temperatura vs. Posición angular θ (varios ángulos de inclinación α).....	55
Figura 3.7	Prueba realizada con el banco de pruebas inclinado a 40°	56
Figura 3.8	Distribución de temperatura axial (40° de	

	inclinación).....	58
Figura 3.9	Balance de energía alrededor del cilindro.....	59
Figura 3.10	Zonas en las que se intercambia radiación.....	61
Figura 3.11	Tipos de pérdidas que se presentan en los extremos.....	63
Figura 4.1	Número de Nusselt vs. Posición angular ($Q = 191.6 \text{ W}$).....	77
Figura 4.2	Comparaciones entre Nusselt global vs. Ra^* medidos y calculados en base a la literatura.....	78
Figura 4.3	Comparación entre temperaturas medidas y predichas.....	79
Figura 4.4	$Nu/Ra^{*1/4}$ vs. ángulo de inclinación α ($Ra^* = 245,172$).....	81
Figura 4.5	Zona de líneas isotérmicas sobre el cilindro.....	86

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Especificaciones técnicas de la pasta soldante.....	19
Tabla 1.2a	Cálculo de la relación $(T(r) - T_s)/q$ para diferentes valores de k	21
Tabla 1.2b	Cálculo de ΔT para diferentes valores de k	22
Tabla 2.1	Especificaciones técnicas de las resistencias.....	26
Tabla 2.2	Propiedades termofísicas del acero AISI 1020.....	27
Tabla 2.3	Especificaciones técnicas de las termocuplas tipo J.....	31
Tabla 2.4	Especificaciones técnicas del lector de señales.....	34
Tabla 2.5	Especificaciones técnicas del multímetro.....	35
Tabla 2.6	Especificaciones técnicas del reóstato.....	36
Tabla 2.7	Especificaciones técnicas de las termocuplas tipo E.....	38
Tabla 3.1	Cálculo de parámetros para la práctica #1.....	70

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Banco de Pruebas
Plano 2	Tubo sin Aletas

Introducción

Los estudios de convección natural desde superficies circulares se han realizado en forma extensiva durante los últimos cuarenta años. El trabajo desarrollado en esta tesis, forma parte de un proyecto de construcción de un equipo que permita realizar pruebas de convección natural en la superficie de cilindros aleteados calentados con condición de frontera de flujo de calor por unidad de área constante y comparar los resultados con los obtenidos desde tubos sin aletas. Específicamente, en este trabajo se realiza el diseño prototipo del equipo de prueba, de las secciones de prueba y del procedimiento experimental a seguir para efectuar pruebas experimentales de convección natural desde cilindros sin aletas en dos modalidades: la primera para varias tasas de disipación de calor por unidad de área, manteniendo el ángulo de inclinación constante, y la segunda para diversos ángulos de inclinación, manteniendo la tasa de calor por unidad de área constante. Adicionalmente, el sistema desarrollado deberá ser de bajo costo y fácil utilización.

Durante el desarrollo de este trabajo, el problema fundamental se encontró en la forma como se debían realizar las mediciones de temperatura. En un esquema original, se consideró que la temperatura podría medirse haciendo que las juntas de las termocupas se encuentren en contacto con la superficie del cilindro. Estas primeras pruebas, sin embargo, arrojaban resultados poco

realistas. Por ello se fueron haciendo varias modificaciones, hasta que finalmente se llegó a un esquema satisfactorio con el que se trabajó para realizar pruebas de los dos tipos propuestos. Con fines comparativos, se han presentado en los apéndices estos resultados preliminares para establecer las diferencias encontradas, así como también se hace mención de estas pruebas en el Capítulo #3: Resultados Experimentales.

Con fines de establecer la validez del proyecto realizado, la práctica #1 se ha desarrollado colocando el cilindro en posición horizontal. Al variar el calor por unidad de área en cada una de las pruebas que conforman esta primera práctica, se logró trazar la curva Nu_{global} vs. Ra^* . Esta curva experimental, contrapuesta con la curva obtenida en el trabajo realizado por Qureshi y Ahmad [4], como se muestra en los apéndices de esta tesis, indica de manera satisfactoria que las mediciones realizadas, y los subsecuentes cálculos se encuentran dentro de un rango aceptable al ser comparados con los resultados teórico – experimentales desarrollados por estos investigadores.

Basados en este resultado, y determinada ahora la validez experimental, se procede a realizar la práctica #2, en la que se varió la inclinación del cilindro con la horizontal, pero manteniendo constante la tasa de calor disipado para las diversas pruebas de esta prácticas. El resultado de esta experiencia se

encuentra en buena relación con lo que se esperaba teóricamente, es decir, que la resistencia de la capa límite de convección natural, aumenta al aumentar el ángulo de inclinación del cilindro con la vertical, haciendo por lo tanto, y como se muestra en los resultados para esta práctica, que las temperaturas superficiales medidas sean mayores. Una discusión más detallada sobre este último punto se realiza en la sección 4.5 de esta tesis.

Adicionalmente, presentamos también un marco teórico – experimental en el que se basa el estudio realizado, la descripción de los equipos utilizados durante la realización de esta tesis, el procedimiento experimental de las prácticas realizadas y los planos del equipo que se ha diseñado y construido.

Finalmente, se realizan recomendaciones enfocadas a las diferentes formas como se puede mejorar el experimento, en términos de consideraciones adicionales que por motivos de tiempo y por la complejidad que acarrearían en el trabajo presentado, no fueron realizadas.

CAPÍTULO 1

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Estudio de los mecanismos de Convección Natural

En la convección libre el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de empuje dentro de éste, mientras que en la convección forzada se impone de forma externa. El empuje se debe a la presencia combinada de un gradiente de densidad del fluido y de una fuerza de cuerpo que es proporcional a la densidad. En la práctica, la fuerza de cuerpo normalmente es gravitacional, aunque puede ser una fuerza centrífuga en una maquinaria de fluido giratoria o una fuerza de Coriolis en movimientos atmosféricos y oceánicos rotacionales. Sabemos que la densidad de los gases y líquidos depende de la temperatura, que por lo general disminuye (debido a la expansión del fluido) al aumentar la temperatura ($\partial\rho/\partial T < 0$).

Aún cuando para que ocurra la transferencia de calor por convección natural se requiere la presencia de un gradiente de densidad dentro del fluido, no

siempre la presencia de este asegura que se produzcan las corrientes convectivas. En la siguiente figura podemos apreciar esta situación.

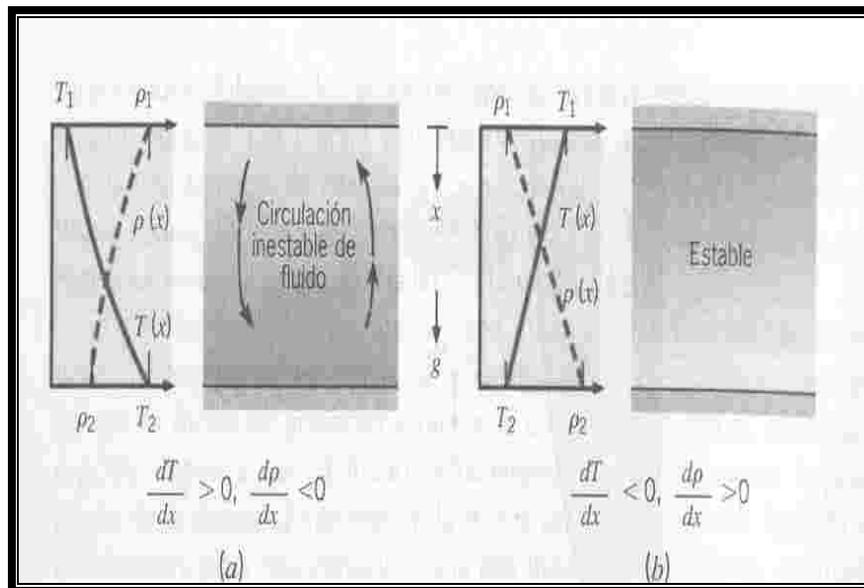


Figura 1.1: Condiciones en un fluido entre placas horizontales largas a diferentes temperaturas. a) Gradiente de temperatura inestable. b) Gradiente de temperatura estable. [3]

Un fluido está encerrado por dos placas horizontales largas a diferentes temperaturas ($T_1 \neq T_2$). En el caso a, la temperatura de la placa inferior excede la de la placa superior y la densidad disminuye en la dirección de la fuerza gravitacional. Si la diferencia de temperaturas excede un valor crítico, las condiciones son inestables y las fuerzas de empuje son capaces de vencer la influencia de retardo de las fuerzas viscosas. La fuerza

gravitacional sobre el fluido más denso de las capas superiores excede a la que actúa sobre el fluido más ligero en las capas inferiores, y existirá el patrón de circulación designado. El fluido más pesado descenderá, calentándose en el proceso, mientras que el fluido más ligero se elevará, enfriándose conforme se mueve. Sin embargo, esta condición no caracteriza el caso b, para el cual $T_1 > T_2$ y la densidad no disminuye en la dirección de la fuerza gravitacional. Las condiciones son ahora estables y no hay movimiento global del fluido. En el caso a, la transferencia de calor ocurre de la superficie inferior a la superior por convección libre; para el caso b, la transferencia de calor (de la superior a la inferior) ocurre por conducción.

Los flujos por convección libre se pueden clasificar de acuerdo a si el flujo está limitado por una superficie. En ausencia de una superficie contigua, los flujos de frontera libre pueden ocurrir en forma de penacho o chorro ascendente.

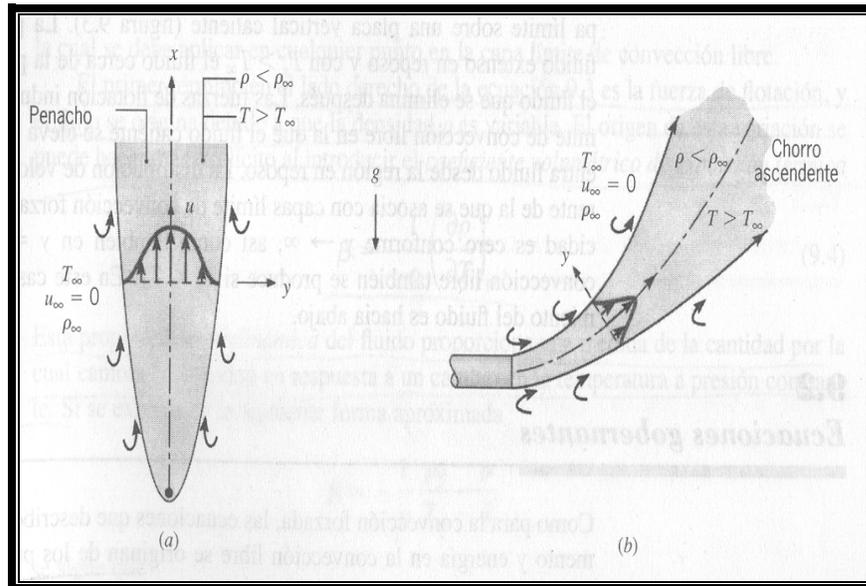


Figura 1.2: Una capa límite movida por flotación fluye en un medio extenso en reposo. a) Formación de penacho sobre un alambre caliente. b) Chorro ascendente asociado con una descarga caliente. [3]

Un penacho se asocia con la elevación del fluido desde un objeto caliente sumergido. En la figura anterior podemos apreciar el penacho producido por un alambre caliente que se sumerge en un fluido extenso y quieto. El fluido que se calienta por el alambre se eleva debido a las fuerzas de flotación, y entra fluido desde la región en reposo. Aunque el ancho del penacho aumenta con la distancia desde el alambre, el penacho mismo finalmente se disipa como resultado de los efectos viscosos y de una reducción de la fuerza de empuje ocasionada por el enfriamiento del fluido en el penacho. La distinción entre un penacho y un chorro ascendente por lo general se hace

sobre la base de la velocidad inicial del fluido. Esta velocidad es cero para el penacho, pero finita para el chorro ascendente. En la figura b se muestra un fluido calentado que se descarga como un chorro horizontal en un medio en reposo de más baja temperatura. El movimiento vertical que el chorro comienza a tener se debe a la fuerza de empuje. Tal condición ocurre cuando agua caliente del condensador de una estación central de potencia se descarga en un recipiente de agua más fría.

El desarrollo de esta tesis consiste en el estudio de la transferencia de calor por convección natural desde una superficie cilíndrica sin aletas y una segunda prueba realizada en una superficie aleteada. Los estudios de convección natural en este tipo de superficies son extensos pues se han venido desarrollando por más de cincuenta años. Nos vamos a enfocar ahora, en los estudios realizados que involucren una condición de frontera de flujo de calor superficial uniforme.

1.2. Estudios de Convección Natural en superficies Circulares

La convección natural en estado estable desde un cilindro horizontal está gobernada por la ecuación de continuidad, las ecuaciones bidimensionales de Navier – Stokes, y una ecuación de energía.

En el año de 1987, los investigadores Qureshi y Ahmad publicaron un trabajo titulado: “Natural Convection from a Uniform Heat Flux Horizontal Cylinder at Moderate Rayleigh Numbers”. En este trabajo se desarrolló el modelo matemático que caracteriza la convección natural desde cilindros horizontales con condición de frontera de flujo de calor constante y se lo resolvió por medio de diferencias finitas. La correlación obtenida finalmente es la siguiente:

$$\overline{Nu} = 0.800(Ra^*)^{0.173} \quad 1 < Ra^* < 10^7 \quad \text{Ec. 1.1}$$

donde $Ra^* = \frac{g\beta(Q/A)D^4}{k\nu^2}$

Esta correlación será utilizada para comparar los resultados del número de Nusselt predichos por la misma con los que se calculen en base a la información tomada de las pruebas.

La siguiente figura, tomada del citado trabajo [4] muestra la variación del número de Nusselt con respecto a la posición angular sobre la superficie del cilindro para diferentes valores del número de Rayleigh:

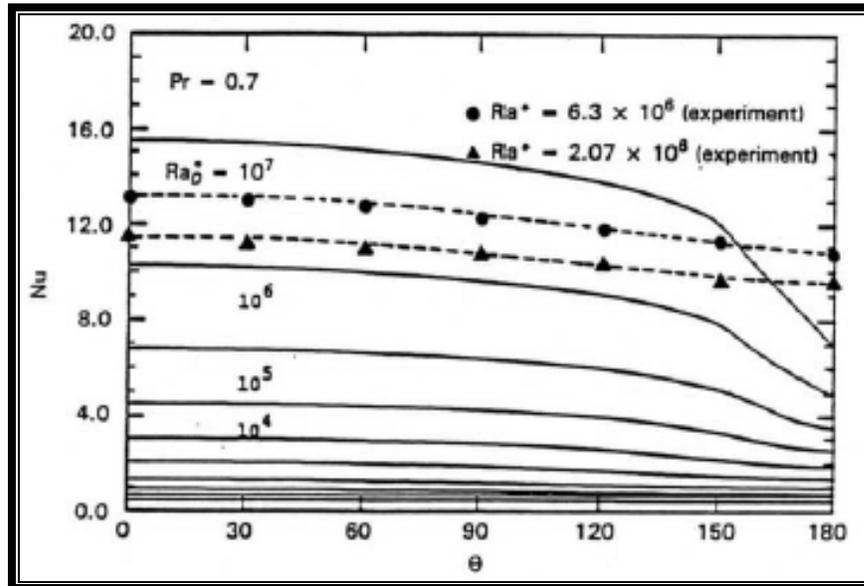


Figura 1.3: Número de Nusselt local para convección natural desde un cilindro horizontal con condición de flujo superficial uniforme. (Las curvas se encuentran graficadas para $Ra^* = 10E-2, 10E-1, 1, 10, 10E2, 10E3, 10E4, 10E5, 10E6, y 10E7$; $\theta = 0^\circ$ en la parte inferior del cilindro) [4]

Como se puede ver en esta curva, a medida que θ se incrementa el número de Nusselt tiende a disminuir debido a las perturbaciones que causa el desprendimiento de la capa límite desde la parte superior del cilindro.

1.2.1. Estudios de Churchill y Chu de cilindros horizontales isotérmicos en convección natural.

Con fines de realizar comparaciones con los resultados que se obtendrán una vez que se realicen las diferentes pruebas, vamos a utilizar la correlación para cilindros horizontales isotérmicos desarrollada por Churchill y Chu. La citada correlación se presenta a continuación:

$$\overline{Nu_D} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_D \leq 10^{12} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Esta correlación proporciona el número de Nusselt promedio sobre toda la superficie de un cilindro isotérmico. Como se muestra en la siguiente figura para un cilindro caliente, los números de Nusselt locales están influidos por la producción de una capa límite, que comienza en $\theta = 0$ y concluye en $\theta < \pi$ con la formación de una columna ascendente desde el cilindro.

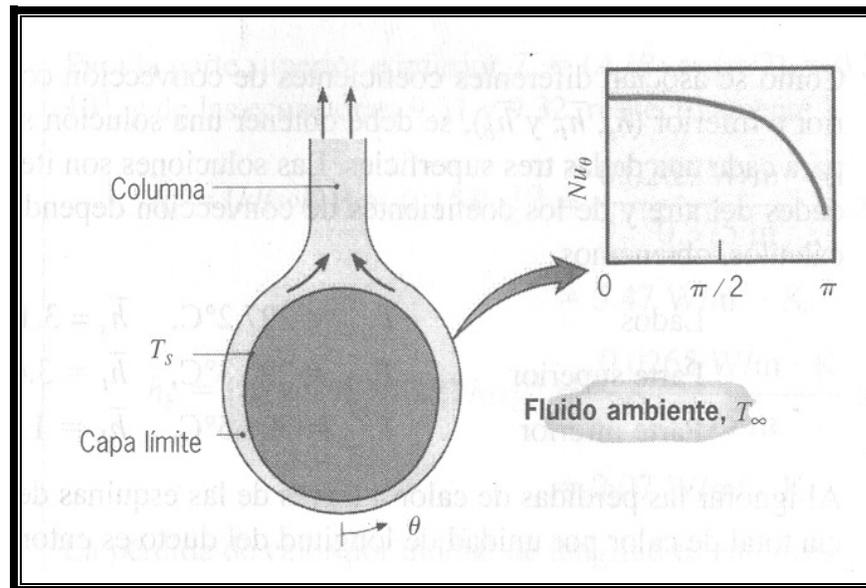


Figura 1.4: Desarrollo de la capa límite y distribución del número de Nusselt sobre un cilindro horizontal caliente [3]

Si el flujo permanece laminar sobre toda la superficie, la distribución del número de Nusselt local con θ se caracteriza por un máximo en $\theta = 0$ y una disminución monótona al aumentar θ . Esta disminución se rompería para números de Rayleigh suficientemente grandes ($Ra_D > 10^9$) para permitir la transición a la turbulencia dentro de la capa límite. Si el cilindro está frío con relación al fluido ambiente, la producción de la capa límite comienza a $\theta = \pi$, el número de Nusselt local es un máximo en esta posición, y la columna desciende desde el cilindro.

1.2.2. Estudios de convección natural desde cilindros inclinados

Cuando se tiene un cilindro caliente inclinado con la horizontal se produce un movimiento tridimensional como se muestra en la siguiente figura:

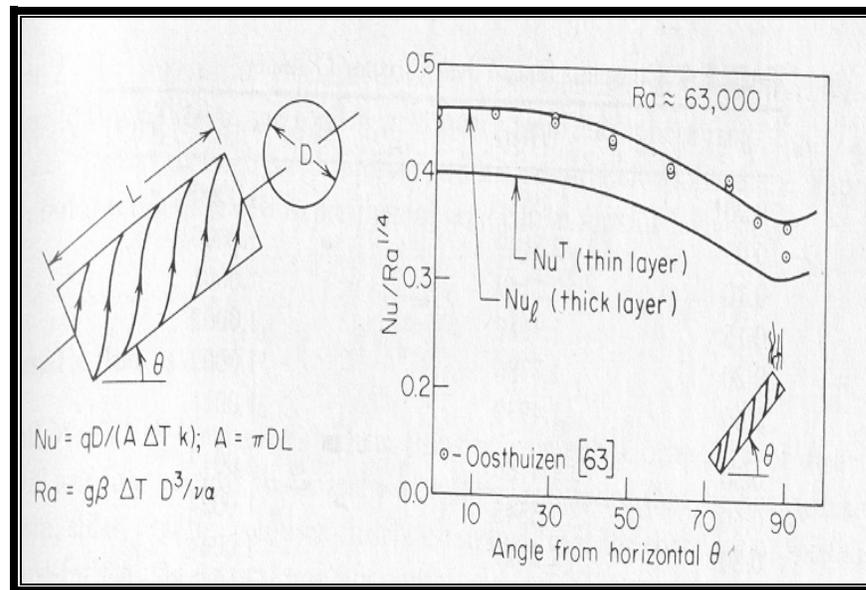


Figura 1.5: Comparación de la transferencia de calor predicha y medida desde superficie convexa (únicamente) de un cilindro horizontal inclinado en aire. [1]

Para la parte convexa de un cilindro isotérmico, el número de Nusselt de la capa de conducción (capa gruesa), Nu_l , en términos del número de Nusselt de capa fina¹ es:

$$Nu^T = H(p) \cos^{1/4} \theta \overline{C}_l Ra^{1/4} = G(p) \left(\frac{D}{L} \sin \theta \right) \overline{C}_l Ra^{1/4} \quad \text{Ec. 1.3}$$

$$p = \frac{2L}{D} \cot \theta \quad \text{Ec. 1.4}$$

$$Nu_l = \frac{1.8}{\ln(1 + 1.8 / Nu^T)} \quad \text{Ec. 1.5}$$

La nomenclatura se encuentra definida en la figura 1.5 y los valores de $H(p)$ y $G(p)$ se encuentran tabulados en la tabla 4, p. 6 – 32 [1]. La corrección para capa gruesa, es similar a aquella para cilindros verticales y horizontales. Las ecuaciones anteriores se han graficado en la figura 1.5, junto con los resultados obtenidos por Oosthuizen [5] para $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$. El mínimo que se aprecia en el gráfico, cerca de 90° , resulta cuando el fluido caliente de la parte inferior cubre la porción superior del cilindro cerca de la orientación vertical.

¹ Cuando hablamos de capa fina o capa gruesa nos referimos a las aproximaciones matemáticas que se utilizaron para resolver las ecuaciones de Navier Stokes, continuidad y energía. En problemas de “capa fina” la capa límite se asume que es tan delgada que los términos del sistema de ecuaciones que dependen de la curvatura de la superficie se pueden despreciar. Lo contrario es verdad para los problemas de capa gruesa. Los problemas de “capa gruesa” utilizan un método aproximado de capa límite de conducción para incluir los efectos de curvatura en las ecuaciones de capa fina.

El número de Nusselt de capa fina laminar dado por la ecuación 1.3 puede ser cercanamente aproximado dentro de todo el rango de $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ por

$$Nu^T = \left\{ 0.772 + \frac{0.228}{1 + 0.676p^{1.23}} \right\} \left(\cos \theta + \frac{D}{L} \sin \theta \right)^{1/4} \overline{C}_l Ra^{1/4} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Para nuestro análisis vamos a considerar despreciables los efectos de curvatura y trabajaremos con la aproximación de capa fina con el fin de comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los de la literatura selecta.

1.3. Efecto de la transferencia de calor en las mediciones de temperatura

Un proceso de transferencia de calor se asocia con todas las mediciones de temperatura. Cuando un termómetro que se expone a un cierto medio, la temperatura se determina en concordancia con el intercambio total de energía del elemento sensor de temperatura. En algunos casos la temperatura del termómetro puede ser sustancialmente diferente de la temperatura que se desea medir.

La forma como se coloquen las termocuplas sobre la superficie del tubo, para medición de la temperatura del mismo, es un factor crítico en el momento del

diseño del experimento. A continuación indicaremos algunos de los factores que tienen que ser considerados previo a la colocación de las termocuplas en la superficie del tubo:

- Comportamiento de las termocuplas como aletas. Debido a que los alambres de las termocuplas y los materiales con los que están fabricadas, tienen dimensiones y propiedades térmicas considerables, la presencia de las mismas en la superficie del tubo puede hacer que estas se comporten como aletas, disipando el calor a través de ellas. Este efecto, causa que la temperatura indicada por las mismas, sea menor que la temperatura real de la superficie, pues la presencia de los sensores causaría que la superficie se “enfrie”.
- Identificar el sentido de las líneas isotermales en la superficie del tubo. Si bien se ha buscado que la condición de frontera del tubo sea una de flujo de calor constante, se van a producir sobre la superficie del mismo, líneas de temperatura constante. Estas líneas, estarán alineadas en forma axial con el tubo. Para realizar mediciones de temperatura que sean representativas de lo que está ocurriendo sobre el tubo, las termocuplas tienen que colocarse de tal manera que estas se encuentren alineadas con líneas las líneas isotermales.

- Reducir la resistencia de contacto entre las juntas y la zona cuya temperatura se desee medir. El objetivo fundamental de las mediciones de temperatura, es el de lograr la toma de lecturas que sean representativas del material cuya temperatura se está midiendo. Para que esto ocurra, es necesario que los sensores utilizados, perturben el material de la menor manera posible. En nuestro caso, esto se logra por medio de soldar las juntas de las termocuplas a las paredes de las ranuras maquinadas, utilizando soldadura que tenga una alta conductividad térmica y una baja conductividad eléctrica.

Considerando los tres factores mencionados anteriormente, podemos establecer la siguiente configuración óptima para los sensores, como se muestra en la siguiente figura.

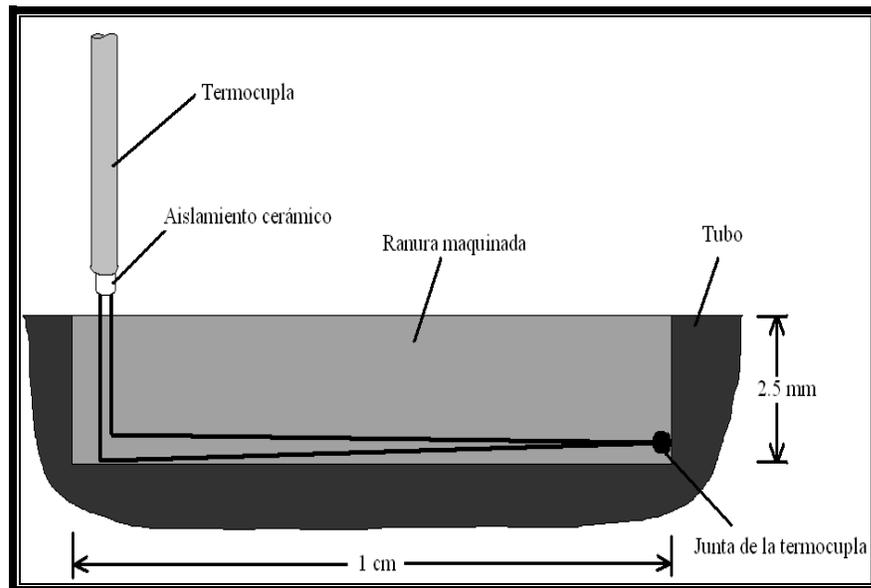


Figura 1.6: Esquema de la colocación de las termocuplas en la superficie del cilindro. Aunque no se muestra en esta figura, la ranura se encuentra cubierta con la pasta soldante utilizada para soldar la termocupla al tubo.

Para la configuración propuesta, las juntas de las termocuplas se soldaron a la pared de las ranuras maquinadas utilizando soldadura química. Las características de la misma se mencionan a continuación:

TABLA 1.1**Especificaciones técnicas del pasta soldante**

Resistencia a la tensión	2,500 LBS
Resistencia a la temperatura	600 °F (315.5 °C)
Componentes	Resina de Acero Epóxico Endurecedor de Acero Epóxico

1.3.1. Efectos de la profundidad de los sensores con respecto a la superficie del tubo en las mediciones de temperatura.

Como mencionamos anteriormente, las termocuplas se encontrarán dentro de ranuras maquinadas en la superficie del cilindro y soldadas al mismo utilizando una pasta soldante.

Debemos ahora establecer, cómo van a variar las mediciones de temperatura si consideramos el hecho de que las termocuplas no se encuentran precisamente en la superficie del tubo, sino más bien debajo de la misma. Para considerar estos efectos, debemos hacer un análisis de la pared del tubo.

Consideremos la siguiente pared cilíndrica:

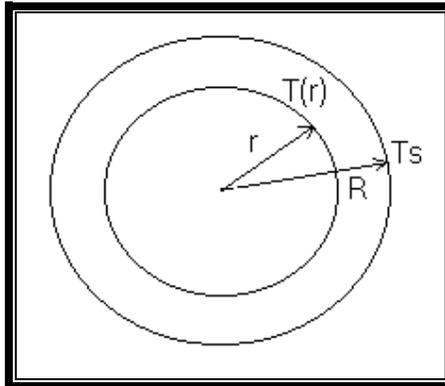


Figura 1.7: Distribución de temperatura en una pared cilíndrica

Estamos interesados en determinar el gradiente de temperatura que se producirá debido a la presencia del material de la pared. Para ello, vamos a considerar la ecuación de conducción de Fourier en coordenadas cilíndricas:

$$q = k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad \text{Ec. 1.7}$$

Despejando T de esta ecuación e integrando, podemos obtener el perfil de temperaturas a lo largo de la pared cilíndrica:

$$T(r) = \frac{q}{2\pi kL} \ln r + C \quad \text{Ec. 1.8}$$

Considerando que $T(r = R) = T_s$ tenemos:

$$T(r) - T_s = \frac{q}{2\pi kL} \ln\left(\frac{R}{r}\right) \quad \text{Ec. 1.9}$$

Podemos evaluar esta expresión para determinar el efecto que producirá el material en las mediciones de temperatura. Como la conductividad del acero se encuentra entre 42 – 54 W / m K vamos a calcular dos valores de la diferencia de temperaturas para su comparación. Considerando $r = 0.00635$ m, $R = 0.0108$ m, $L = 0.4$ m podemos establecer lo siguiente:

Tabla 1.2a

Cálculo de la relación $(T(r) - T_s)/q$ para diferentes valores de k

k(W / m K)	$(T(r) - T_s) / q$
42	0.0050313
54	0.00391323

Vemos que la relación $(T(r) - T_s) / q$ es considerablemente pequeña, sin embargo, el gradiente de temperatura producido dependerá de la tasa de calor disipado. En la siguiente tabla presentamos el gradiente de temperatura radial que se producirá utilizando la máxima cantidad de calor disipado que se puede lograr en las pruebas. Esto ocurrirá con un voltaje de 240 V, con lo que $q = 190.1$ W; luego tenemos:

TABLA 1.2b

Cálculo de ΔT para diferentes valores de k

$k(\text{W} / \text{m K})$	$T(r) - T_s (\text{°C})$
42	0.95644978
54	0.74390538

Como podemos ver, los gradientes de temperatura radiales son tan pequeños que pueden ser despreciados. Por lo tanto, podemos establecer con un error mínimo, que la temperatura radial de la pared del tubo es aproximadamente constante, y que la posición en la que se han ubicado las termocuplas es representativa de la lectura que se tendría en la superficie del cilindro.

CAPÍTULO 2

2. MARCO EXPERIMENTAL

En este capítulo se presenta el diseño de los equipos de prueba, la selección de los equipos de medición y el diseño del experimento en sí, el cual se ha realizado siguiendo los diferentes conocimientos y recomendaciones teóricas que hemos analizado en el capítulo anterior.

2.1. Diseño de los Equipos de Prueba

En las páginas siguientes explicaremos el diseño de los diferentes componentes del banco de pruebas que se utilizará para realizar las pruebas de convección natural.

2.1.1. Diseño Térmico y Mecánico

Para el correcto desarrollo de las pruebas, el banco experimental debe cumplir con los siguientes requerimientos, desde los puntos de vista térmico y mecánico:

- debe de proporcionar un medio para el que el flujo de calor por unidad de área que se disipe sea uniforme y de esta manera evitar la potencial formación de gradientes térmicos axiales
- debe permitir el aislamiento del sistema a la influencia de corrientes de aire horizontales que puedan potencialmente afectar los resultados
- debe tener baja conductividad térmica para reducir las potenciales pérdidas de calor a su mínima expresión
- debe poder ser inclinado a diferentes ángulos
- debe proporcionar el soporte estructural que requieren las termocuplas utilizadas.
- debe brindar soporte a las probetas con las resistencias eléctricas
- debe ser de fácil instalación y manejo
- debe ser de bajo costo.

A continuación presentamos un esquema del banco de pruebas propuesto:

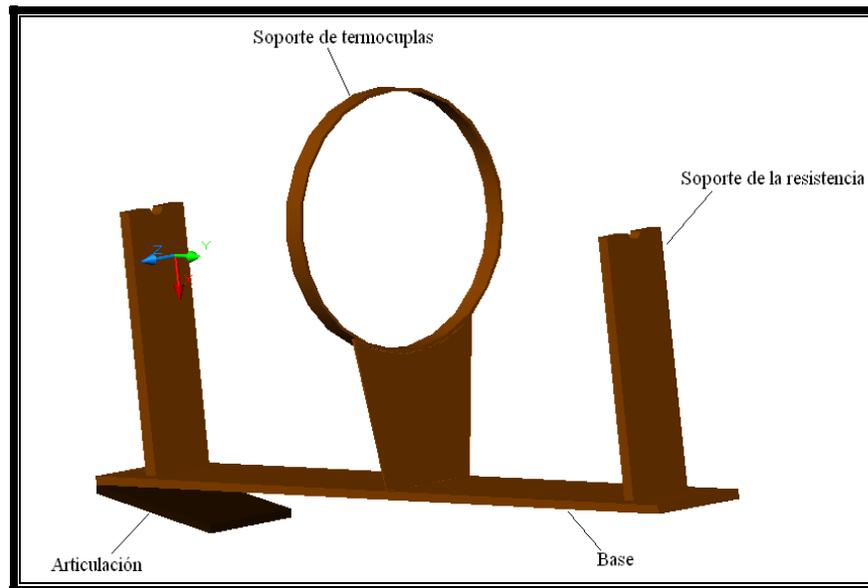


Figura 2.1: Esquema del banco de pruebas propuesto

Un plano más específico del banco de pruebas utilizado, puede ser encontrado en los anexos de esta tesis. El material utilizado para la fabricación de este banco de pruebas fue el AISI 1020.

Debido a que el banco de pruebas está fabricado de AISI 1020, material con una alta conductividad térmica, se van a producir pérdidas de calor hacia el mismo; estas pérdidas se darán por conducción, convección y radiación, las cuales se cuantificarán en páginas siguientes.

Los requisitos primero y segundo planteados para la construcción del banco de pruebas no se han considerado en el diseño final del mismo, puesto que

su cumplimiento requeriría procedimientos y equipos adicionales que aumentarían el grado de complejidad del sistema planteado, lo cual a su vez aumentaría el número de variables a controlar en la experimentación restando facilidad de operación y aumentando los costos. Sin embargo, no se han dejado de lado, para lo cual se han realizado diferentes consideraciones que serán explicadas en detalle en secciones siguientes.

2.1.2. Diseño de las probetas

Para simular la condición de frontera de flujo de calor superficial uniforme, hemos utilizado resistencias eléctricas tubulares, fabricadas por la empresa Electrocomercial KGV. Las especificaciones técnicas de estas resistencias se presentan en la siguiente tabla.

TABLA 2.1

Especificaciones técnicas de las resistencias

Resistencia	294 – 306 Ω
Voltaje de entrada	0 – 244 V
Aleación de la bobina	Ni – Cr

Nótese que la resistencia es variable. Esto se debe a que la resistencia es una función de la temperatura como se establece en la siguiente relación:

$$R = \rho \int \frac{dl}{A}$$

donde

R = resistencia en Ω (ohmios)

ρ = resistividad (función de la temperatura)

l = longitud de la resistencia

A = sección transversal de la resistencia

Las resistencias eléctricas se han colocado dentro de un tubo de acero AISI 1020 que tiene las siguientes propiedades:

TABLA 2.2

Propiedades termofísicas del acero AISI 1020

Densidad	7,800 – 8,000 kg/m ³
Dureza Brinell	121
Resistencia última	420 MPa
Resistencia a la fluencia	350 MPa
Módulo de elasticidad	200 GPa
Resistividad eléctrica	1.7E-05 ohm – cm
Calor específico	0.47 kJ / Kg °C
Conductividad térmica	44 – 52 W / m K

Como podemos ver, las propiedades termofísicas del acero AISI 1020 lo hacen favorable para ser utilizado en la construcción de las probetas.

En la siguiente figura podemos apreciar las características de las resistencias utilizadas

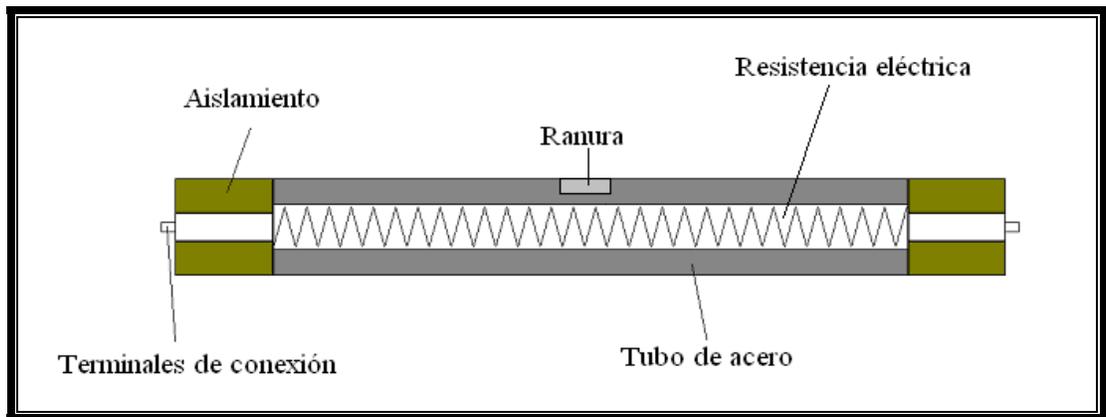


Figura 2.2: Características generales de la probeta

En la figura se puede apreciar la presencia de una ranura en la superficie del tubo. Se han maquinado siete ranuras de iguales dimensiones en la superficie del mismo. Como se explicará más adelante, este arreglo se utilizó para colocar la junta de las termocuplas en sentido horizontal (alineadas a la superficie del tubo).

2.1.3. Diseño del Banco de Prueba

A continuación se presenta un esquema descriptivo del funcionamiento del equipo diseñado:

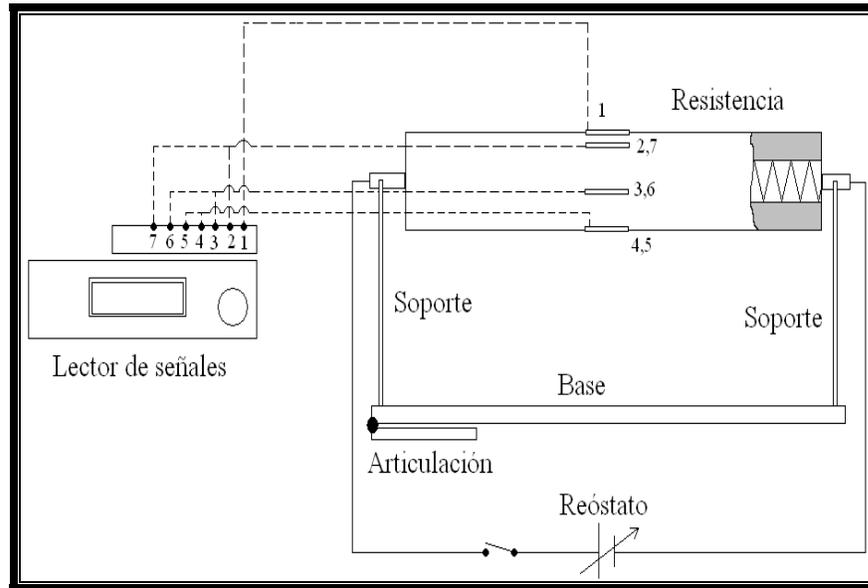


Figura 2.3: Esquema descriptivo del banco de pruebas experimental

En la siguiente imagen presentamos el banco de pruebas ya ensamblado, listo para la colocación de los instrumentos de medición utilizados. La base del banco, se encuentra sujeta a una mesa de apoyo por medio de cuatro pernos de $\frac{1}{4}$ de pulgada.

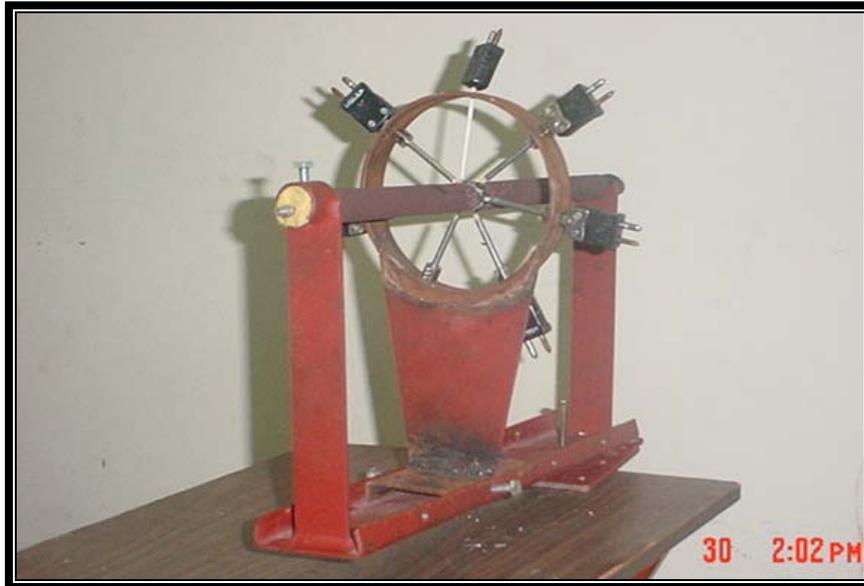


Figura 2.4: Banco de pruebas armado

2.2. Selección de los Equipos de Medición

En las páginas anteriores, se hizo una descripción de las partes del banco de pruebas para la realización de los experimentos propuestos. Ahora debemos hablar sobre las características de los instrumentos de medición utilizados para la toma de los datos.

2.2.1. Termocuplas

Estos instrumentos, constituyen la parte fundamental del experimento realizado. Como se mencionará luego, la forma como se coloquen estos instrumentos en el tubo para la medición de la temperatura del mismo, es un factor crítico en las mediciones realizadas.

Las termocuplas utilizadas son Tipo J, las cuales tienen las siguientes especificaciones técnicas

TABLA 2.3

Especificaciones técnicas de las termocuplas Tipo J²

Aleaciones	Positivo: Hierro (Fe) Negativo: Constantan (Cu – Ni)
Rango de utilidad máximo	32 – 1382 °F 0 – 750 °C
Rango de resistencia a la temperatura máximo	- 346 – 2193 °F - 210 – 1200 °C
Voltaje de salida para los máximos rangos de temperatura	- 8.095 – 69.553 mV
Límites estándar de error (sobre los 0 °C)	> 2.2 °C o 0.75%
Límites especiales de error (sobre los 0 °C)	> 1.1 °C o 0.4%

Para proporcionar el soporte estructural a las termocuplas y mantenerlas de esta manera en su lugar, se utilizó un “anillo de termocuplas” como el que se muestra en la siguiente figura.

² Una lista detallada de las termocuplas utilizadas se encuentra en los apéndices de esta tesis.



Figura 2.5: Anillo de termocuplas

Los alambres de termocupla tipo J, fueron conectados al lector de señales, utilizando los materiales proporcionados por los kits de termocuplas OMEGA. Las partes de cada una de las siete termocuplas utilizadas se muestra a continuación:

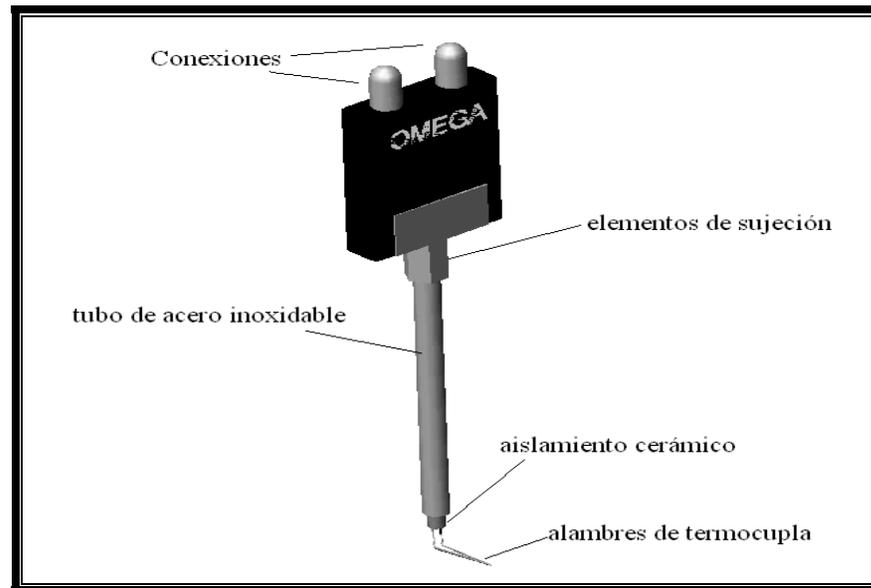


Figura 2.6: Partes de las termocuplas

2.2.2. Lector de señales

Una vez que las termocuplas se encuentran adecuadamente ubicadas en los puntos representativos de la superficie del tubo, debemos conectarlas a un lector de señales adecuado para las termocuplas tipo J. Las especificaciones de este equipo se encuentran indicadas a continuación:

TABLA 2.4

Especificaciones técnicas del lector de señales

VOLTAJE DE ENTRADA	120 V (60 HZ)
Tipo de convertidor	Termocuplas Tipo J (Hierro – constantan)
Número de canales de entrada	10
Resolución	1 °C
Rango	Ver rango de Termocuplas Tipo J

En la siguiente figura se encuentra mostrado el equipo utilizado:



Figura 2.7: Lector de señales

2.2.3. Multímetro

Adicionalmente a los instrumentos utilizados anteriormente, se requiere la utilización de un multímetro. Debido a que las temperaturas a las que llega la

superficie del tubo son considerablemente altas (alrededor de 270 °C) la resistividad de la resistencia utilizada aumenta, por lo que no podemos utilizar para los cálculos el valor conocido de 293 Ω (valor de la resistencia a temperatura ambiente).

En la siguiente tabla indicados las especificaciones técnicas del multímetro utilizado:

TABLA 2.5

Especificaciones técnicas del multímetro

TIPO DE ENTRADA	AC O DC
Rango de Voltaje	0 a 1000 V (DC) 0 a 750 V (AC)
Rango de Amperaje	0 a 10 A (DC) 0 a 20 A (AC)
Ohmiaje	0 a 2000 k Ω

El multímetro utilizado se presenta a continuación

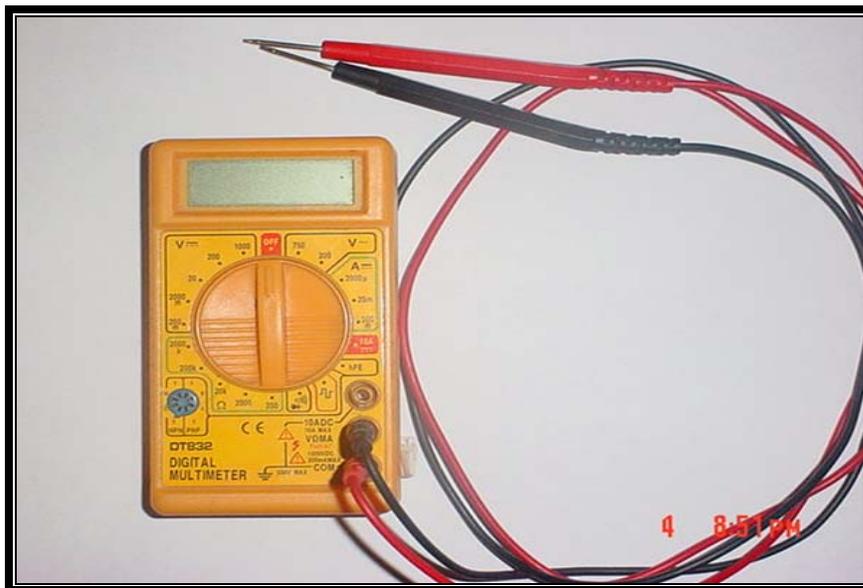


Figura 2.8: Multímetro

2.2.4. Reóstato

Con el fin de variar la tasa de calor disipada por la resistencia, se varió el voltaje de entrada entre 50 a 135 V utilizando un reóstato. Las especificaciones técnicas de este dispositivo se presentan en la siguiente tabla.

TABLA 2.6

Especificaciones técnicas del Reóstato

VOLTAJE DE ENTRADA	120 V
Voltaje de Salida	0 – 135 V
Frecuencia de entrada y salida	60 Hz

En la siguiente figura podemos apreciar el equipo descrito



Figura 2.9: Reóstato

2.2.5. Medición de la temperatura ambiente

Para la medición de la temperatura ambiente se utilizó un medidor portátil calibrado para termocuplas tipo E. Las especificaciones técnicas de este instrumento se presentan a continuación.

TABLA 2.7

Especificaciones técnicas del las termocuplas Tipo E³

Aleaciones	Positivo: Níquel – Cromo (Ni – Cr) Negativo: Constantan (Cu – Ni)
Rango de utilidad máximo	-328 – 1622 °F -200 – 900 °C
Rango de resistencia a la temperatura máximo	- 454 – 1852 °F - 270 – 1000 °C
Voltaje de salida para los máximos rangos de temperatura	- 9.835 – 76.373 mV
Límites estándar de error (sobre los 0 °C)	> 1.7 °C o 0.5%
Límites especiales de error (sobre los 0 °C)	> 1.0 °C o 0.4%

En la siguiente figura podemos apreciar el instrumento descrito



Figura 2.10: Medidor de la temperatura ambiente

³ Una lista completa y más detallada de las termocuplas utilizadas se encuentra en los apéndices de esta tesis.

Además de las mediciones a la temperatura ambiente, este medidor se utilizará también para medir la temperatura axial en la superficie del cilindro. Si bien para estas mediciones no se realizarán las adecuaciones en el cilindro, como son el maquinado de su superficie y la soldadura de las termocuplas (procedimientos necesarios para mediciones de temperaturas superficiales, como se explicó anteriormente) los resultados que se esperan de estas mediciones servirán más bien para corregir los resultados de las prácticas propuestas en forma empírica.

Los puntos en los cuales vamos a medir la temperatura superficial a lo largo del cilindro son los siguientes:

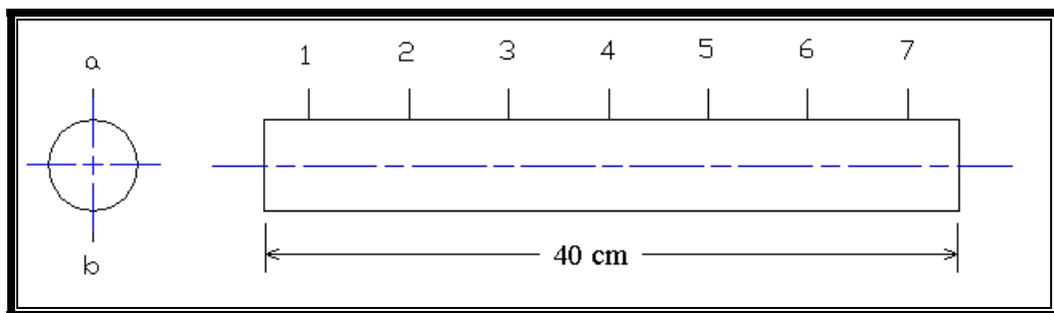


Figura 2.11: Puntos de medición de la temperatura axial

2.3. Diseño del Experimento

Con la descripción realizada de los diferentes componentes que conforman el banco de prueba, debemos ahora establecer la configuración adecuada de cada uno de los equipos para lograr realizar los experimentos propuestos.

Adicionalmente, vamos a requerir que el experimento sea realizado en condiciones en las cuales el laboratorio dentro del cual se encuentre ubicado el banco de pruebas se encuentre libre de corrientes de aire. Debemos recordar, que este es un experimento de convección natural, cuyos objetivos se lograrán siempre y cuando el aire del cuarto donde se realice se encuentre estanco.⁴

Sin embargo, con las adecuaciones pertinentes, el sistema también pudiera utilizarse sin problemas para pruebas de convección forzada, o para condiciones de convección forzada asistida por convección natural, siempre y cuando se cumpla lo requerido por la relación Gr_D / Re_D^2 .

Para la realización de las prácticas se requiere ya sea de una fuente de poder con voltaje de 110 V o 220 V.

⁴ Esto también puede lograrse colocando el banco de pruebas dentro de un recubrimiento, de tal manera que se permita la circulación del aire de abajo hacia arriba, pero no desde los costados.

2.3.1. Tiempo de duración de las pruebas

El fenómeno que se ha estudiado corresponde a uno de convección natural desde un tubo inclinado calentado en estado estable. Esto es, se debe esperar un cierto tiempo hasta que los transientes de temperatura debidos al calentamiento del tubo desaparezcan. Debemos recordar que todo fenómeno de transferencia de calor se encuentra regido por una ecuación de la siguiente forma:

$$E_{in} + E_{generada} - E_{sale} = \Delta E_{almacenada}$$

Típicamente, la variación de la energía almacenada $\Delta E_{almacenada}$ tiene dependencia con el tiempo. Al resolver esta ecuación, para el tiempo t , la solución se encontrará formada por una componente homogénea (estable) y una componente particular (transiente). Después de que transcurre un largo intervalo de tiempo, la componente transiente tiende a cero dejando solamente la componente homogénea de estado estable.

Durante las pruebas que se realizaron se esperó un promedio de una hora con treinta minutos para la siguiente toma de resultados, periodo después de el cual se apreció que las lecturas de temperatura se mantenían constantes. Sin embargo, se pudo apreciar que los transientes desaparecen casi en su totalidad después de una hora de calentamiento del tubo.

2.3.2. Prácticas a realizarse en el Banco de Pruebas

Una vez que hemos descrito todos los equipos necesarios para desarrollar los experimentos de transferencia de calor, vamos a describir el procedimiento que se debe seguir para la realización de las prácticas.

El banco de pruebas permite el desarrollo de dos prácticas de transferencia de calor. Debido al tiempo que toma la realización de cada práctica (1 h 30 por cada toma de resultados) sería recomendable que la práctica completa se realice en el transcurso de una semana, con dos sesiones por práctica.

Las prácticas que se pueden desarrollar con este banco de pruebas, y que se han realizado para la elaboración de esta tesis son las siguientes:

2.3.2.1. Práctica #1: Estudio de la transferencia de calor por convección natural desde un cilindro con inclinación fija (horizontal o inclinado), para varias tasas de disipación de calor.

2.3.2.1.1. Objetivo

a. Determinar la distribución angular de temperatura sobre el cilindro para varias tasas de disipación de calor.

- b. Calcular el número de Nusselt local (para cada punto de medición de temperatura) y el número de Nusselt global (para cada tasa de disipación de calor utilizada).
- c. Trazar las curvas de $Nusselt_{local}$ vs. $\theta_{periferia}$ y $Nusselt_{global}$ vs. Ra^* .
- d. Comparar los resultados con los disponibles en la literatura selecta.
- e. Comentar sobre las comparaciones realizadas y los resultados obtenidos.

2.3.2.1.2. Procedimiento Experimental (Práctica #1)

1. Asegurar la base del banco de pruebas a la mesa de soporte por medio de los pernos provistos.
2. Inclinar el banco de pruebas al ángulo deseado para la práctica.
3. Conectar la resistencia al reóstato para variar el voltaje y obtener cualquier tasa de disipación de calor. Empezar por 40 V e ir subiendo el voltaje hasta llegar a los 135 V. El paso entre cada posición se ha utilizado en 10 V, pero este puede incrementarse o disminuirse ya sea el caso deseado.
4. Esperar un tiempo de aproximadamente una hora y media hasta que los transientes desaparezcan.
5. Después de que se aprecie de que las lecturas de temperatura no varíen, tomar las lecturas de los siete termocuplas conectadas a los canales del lector de señales.

6. Desconectar la resistencia de la fuente de voltaje y medir el ohmiaje de la resistencia en este punto. Durante las pruebas se aprecia que la resistencia varía entre 293Ω a temperatura ambiente hasta 306Ω a $290 \text{ }^\circ\text{C}$.
7. Tomar las lecturas de temperatura del aire en puntos alejados del banco de pruebas. Adicionalmente, se deben tomar las medidas de temperatura de los alrededores, pues es con estos que el intercambio de radiación se produce. Se recomienda para este caso, que se mida la temperatura de la pared más cercana.
8. Una vez que se han tomado las mediciones indicadas anteriormente, conectar nuevamente la resistencia al reóstato, y aumentar el voltaje al paso siguiente. Ahora se debe repetir el procedimiento anterior desde el paso #2.
9. Escribir los resultados obtenidos y analizar los resultados.

2.3.2.2. Práctica #2: Estudio de la transferencia de calor por convección natural desde un cilindro calentado a varios ángulos de inclinación, con una tasa constante de disipación de calor.

2.3.2.2.1. Objetivos

- a. Determinar la distribución angular de temperatura sobre el cilindro para varios ángulos de inclinación del mismo.

- b. Calcular el número de Nusselt local (para cada punto de medición de temperatura) y el número de Nusselt global (para cada ángulo de inclinación utilizado).
- c. Trazar las curvas de $Nusselt_{local}$ vs. $\theta_{periferia}$ y $Nusselt_{global}$ vs. α . En este caso, α corresponde al ángulo de inclinación de la base.
- d. Comparar los resultados con los disponibles en la literatura selecta.
- e. Comentar sobre las comparaciones realizadas y los resultados obtenidos.

2.3.2.2.2. Procedimiento Experimental (Práctica #2)

1. Asegurar la base del banco de pruebas a la mesa de soporte por medio de los pernos provistos.
2. Empezar la práctica con la base del banco de pruebas a un ángulo de 0° . Durante el transcurso de la práctica, el ángulo de la base se inclinará desde 0 hasta 90° saltando 10° .
3. Conectar la resistencia a una fuente de 110 o 220 V. También se puede conectar la resistencia al reóstato, para disipar cualquier tasa de calor deseada durante el transcurso de la práctica.
4. Esperar un tiempo de aproximadamente una hora y media hasta que los transientes desaparezcan.
5. Después de que se aprecie de que las lecturas de temperatura no varíen, tomar las lecturas de los siete diferentes canales con los que cuenta el lector de señales.

6. Desconectar la resistencia de la fuente de voltaje y medir el ohmiaje de la resistencia en este punto. Durante las pruebas se aprecia que la resistencia varía entre 293Ω a temperatura ambiente hasta 306Ω a $290 \text{ }^\circ\text{C}$.
7. Tomar las lecturas de temperatura del aire en puntos alejados del banco de pruebas. Adicionalmente, se deben tomar las medidas de temperatura de los alrededores, pues es con estos que el intercambio de radiación se produce. Se recomienda para este caso, que se mida la temperatura de la pared más cercana.
8. Una vez que se han tomado las mediciones indicadas anteriormente, conectar nuevamente la resistencia al reóstato, y aumentar el ángulo de inclinación del banco de pruebas. Ahora se debe repetir el procedimiento anterior.
9. Escribir los resultados obtenidos y analizar los resultados.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este punto vamos a considerar las dos prácticas. La primera consistirá en determinar la distribución angular de temperaturas sobre la superficie del cilindro manteniendo la base a un ángulo de inclinación constante, mientras se varía el voltaje de entrada a la resistencia utilizando el reóstato.

La siguiente práctica consistirá en medir la distribución angular de temperaturas en la superficie del cilindro manteniendo el voltaje de entrada a la resistencia fijo pero variando el ángulo de inclinación de la base.

3.1. Práctica #1

Seguido el procedimiento especificado para esta práctica se realizaron algunas pruebas para determinar la temperatura sobre el cilindro. En este caso, se varió el voltaje de la resistencia entre 40 y 240 V para variar las tasas de calor disipado por el tubo. En las tablas que se presentan en el Apéndice A.1 se muestran los datos obtenidos en esta práctica, los cuales se

obtuvieron con el tubo en posición horizontal ($\alpha = 0^\circ$). En ellas podemos apreciar las mediciones realizadas para cada punto en el que se encuentren las termocuplas. Adicionalmente encontramos la distribución gráfica de las temperaturas en la periferia. Nótese, sin embargo, que si bien la temperatura tiende a aumentar con la potencia disipada, para bajas potencias (de 5.598 W a 28.4 W) la distribución de temperaturas de la superficie del cilindro es casi isotérmica.

En la siguiente gráfica se muestran los datos tomados de todas las pruebas realizadas para esta práctica:

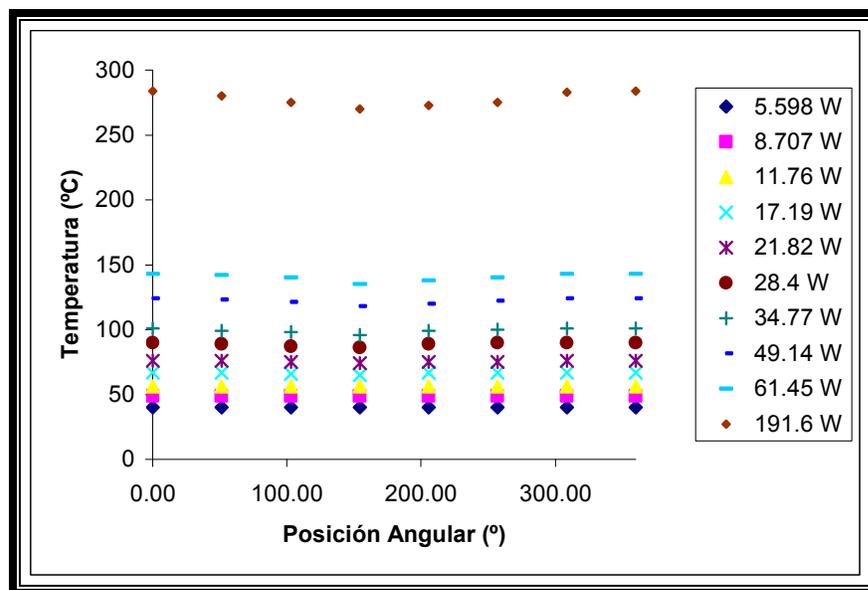


Figura 3.1: Temperatura vs. Posición Angular θ (varias tasas de disipación de calor)

En la figura 3.2 hemos hecho una comparación entre las mediciones de temperatura realizadas y las temperaturas promedio predichas por [4]:

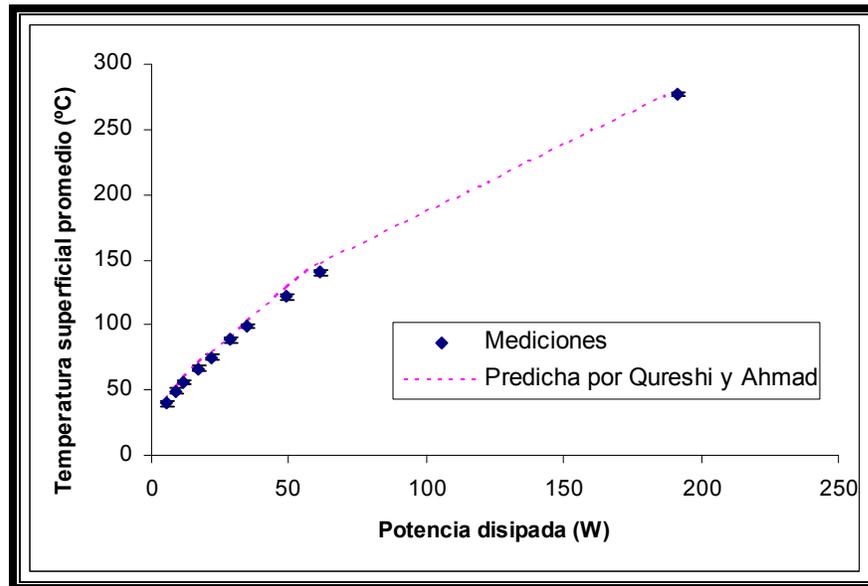


Figura 3.2: Comparación entre temperaturas medidas y las predichas

Se encontró que la desviación máxima entre las mediciones de temperatura experimentales y las predicciones de temperatura realizadas con [4] son del 8.5 %.

Debemos mencionar que fue en el desarrollo de esta práctica en la que se fueron realizando los ajustes necesarios para el correcto desarrollo de la misma. Durante este proyecto hemos aprendido que la posición de una termocupla para la medición de temperatura es crítica para el resultado que se busque.

En las siguientes figuras se muestran todas las diferentes configuraciones en que se pusieron las termocupas hasta que se logró el objetivo deseado.

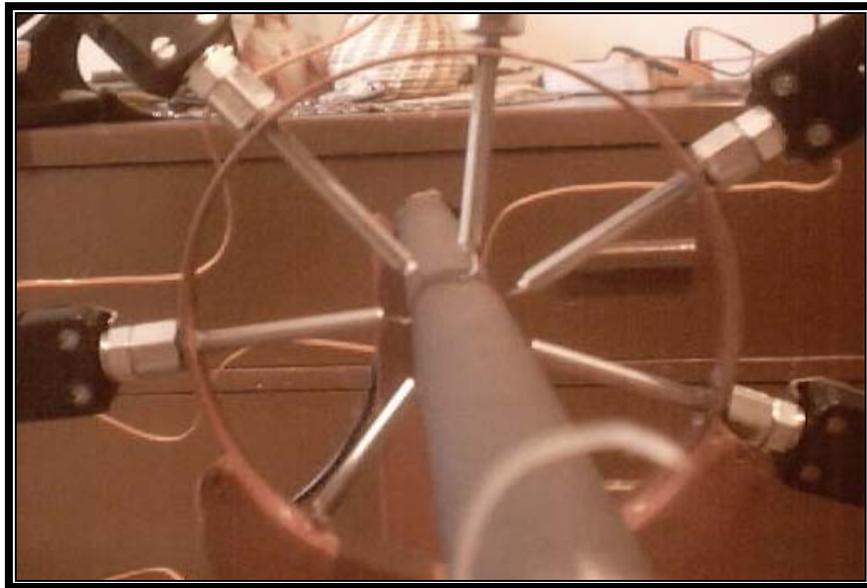


Figura 3.3: Posición inicial de las termocupas

En la figura mostrada podemos apreciar que las termocupas se encuentran sólo tocando la superficie del cilindro. Es decir, la junta de cada termocupla se encuentra al ras de la superficie del tubo. El problema con esta configuración, es que al estar las juntas de las termocupas expuestas, no sólo a la superficie del tubo, sino también al aire circundante, se producen un sin número de pérdidas debidas a conducción axial a lo largo de la termocupla, convección desde el alambre de la termocupla hacia el entorno, pérdidas producida por la resistencia de contacto entre la junta y la

superficie del tubo, etc., las cuales arrojan datos erróneos. En el apéndice A.2 presentamos los datos obtenidos para estas primeras pruebas desarrolladas. Nótese en estas tablas, las bajas temperaturas obtenidas al disipar una potencia total de 195.2 W en comparación con los datos obtenidos con la configuración utilizada finalmente para desarrollar las pruebas.

Otro factor que se debe considerar para explicar las bajas temperaturas obtenidas en estos primeros resultados, es la posición de las termocuplas con respecto al cilindro. Debido a que las juntas se encuentran perpendiculares a la superficie, y por lo tanto a las líneas isoterma, las termocuplas se comportan como aletas que disminuyen la resistencia de la capa límite sobre el tubo y fomentan el enfriamiento del mismo. Adicionalmente, se pensaba que la presencia del anillo de termocuplas afectaba considerablemente las lecturas realizadas.

En la siguiente figura, presentamos otra de las opciones para la medición de las temperaturas.



Figura 3.4: Configuración alternativa

En esta imagen podemos apreciar que las termocuplas se encuentran ahora soldadas a la superficie del tubo utilizando un cemento cerámico marca OMEGA. Este cemento cerámico tiene una resistencia a la temperatura de hasta 2,000 °F, por lo que su utilización para estas prácticas era adecuada. Sin embargo, el mismo es bastante frágil y tiene una resistencia a la tensión casi nula, por lo que no era útil como sujetador mecánico.

Si bien en este punto, las termocuplas ya arrojaban resultados deseables en comparación a lo esperado, la utilización de esta configuración se descartó debido a la dificultad en mantener sujetas las termocuplas.

Nótese adicionalmente, que para esta configuración no se utilizaron las termocuplas finas utilizadas en la configuración inicial, ya que estas requerían el soporte estructural que brindaba el anillo de termocuplas. En estas pruebas se utilizaron juntas entorchadas y estas se encontraban ya dentro de las ranuras maquinadas en la superficie del cilindro.

Aunque no se tiene una imagen disponible, previo a pasar a la configuración adoptada finalmente se realizó un último intento de mantener firme la configuración anterior. Esto consistía en soldar las juntas de las termocuplas utilizando soldadura autógena con material de aporte de plata. Finalmente esta configuración resultó ser inadecuada puesto que el intenso calor del soplete oxiacetilénico, fundía rápidamente las juntas de las termocuplas.

Finalmente, la configuración adoptada que probó ser la más adecuada fue la siguiente:

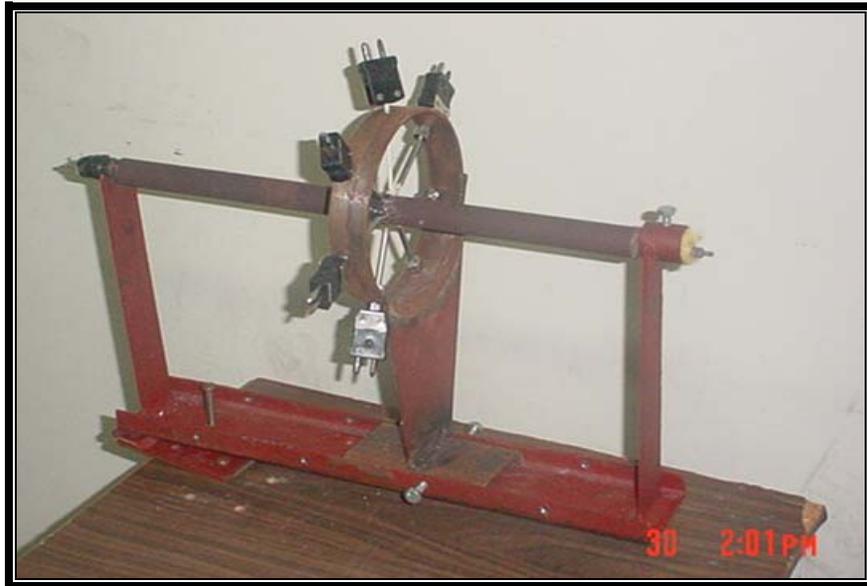


Figura 3.5: Configuración final adoptada

En esta configuración las termocuplas se encuentran colocadas dentro de ranuras maquinadas en la superficie del tubo, a la vez que se han soldado a la misma mediante soldadura química.

3.2. Práctica #2

En esta práctica, en lugar de variar el voltaje de entrada a la resistencia, vamos a mantenerlo fijo en un valor determinado (para las pruebas realizadas y datos presentados, se utilizó un voltaje de entrada de 90 V) mientras variamos el ángulo de inclinación de la base. En las pruebas realizadas el ángulo de la base (α) se varió de 0 a 90° con un salto de 10°.

Siguiendo el procedimiento especificado para esta práctica, se obtuvieron los datos mostrados en el apéndice A.3. Adicionalmente se dispone de la distribución gráfica de las temperaturas sobre el cilindro.

En la siguiente gráfica podemos apreciar la distribución de temperatura angular para todas las pruebas realizadas en esta práctica:

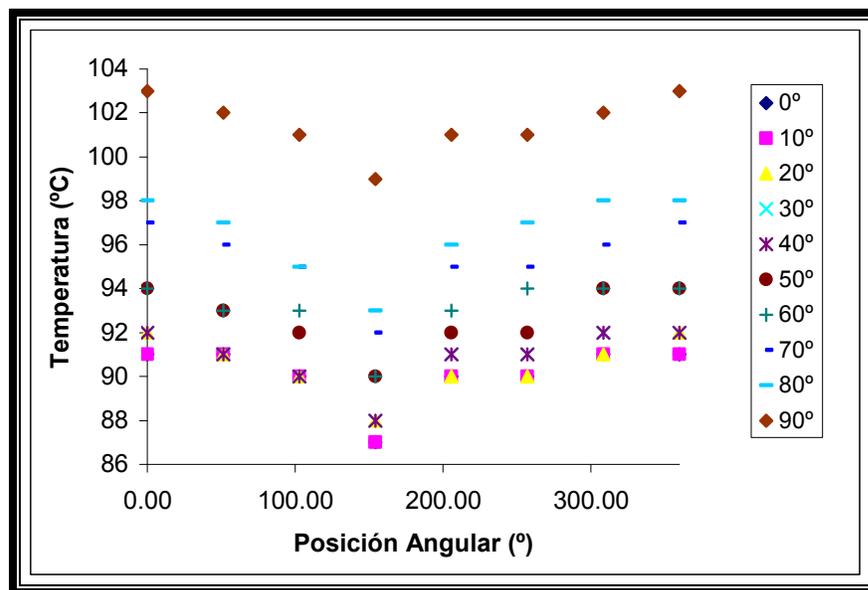


Figura 3.6: Temperatura vs. Posición Angular θ (varios ángulos de inclinación α)

Notamos en los gráficos mostrados, cómo la temperatura de la superficie del cilindro tiende a aumentar a medida que aumenta el ángulo de inclinación del mismo. Inferimos a partir de este fenómeno que a medida que el cilindro tiende a la vertical, las condiciones térmicas cambiantes en la superficie del

mismo hacen que la resistencia de la capa límite aumente, causando de esta manera que sea más difícil disipar el calor del cilindro y por lo tanto que las temperaturas sean más elevadas. Es notorio también, que la temperatura se mantiene casi constante hasta aproximadamente los 30 - 40° de inclinación del cilindro con la horizontal, a partir del cual aumenta hasta su valor máximo cuando el cilindro se encuentra en posición vertical.

En la siguiente figura, se muestra la base inclinada en una de las pruebas realizadas en la experimentación:

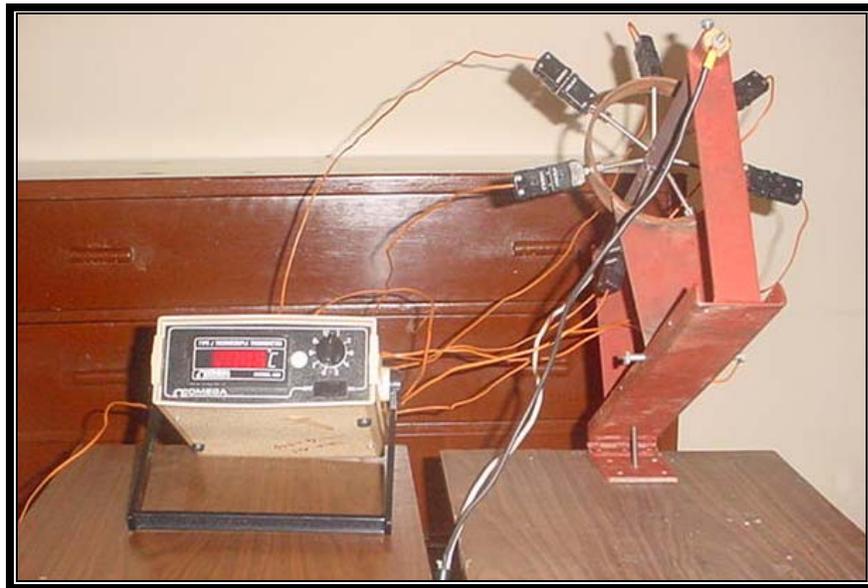


Figura 3.7: Prueba realizada con el banco de pruebas inclinado a 40°

Como podemos apreciar en esta imagen, se utilizó un tornillo que servía para variar el ángulo de inclinación de la base. Enroscar o desenroscar este tornillo es todo lo que se tiene que hacer para aumentar o disminuir el ángulo de inclinación.

3.3. Medición de temperatura axial

En el apéndice A.4 mostramos las mediciones de temperatura realizadas sobre la superficie del cilindro para determinar los gradientes de temperatura axiales. Como se puede apreciar en este apéndice se han realizado tres mediciones, sobre siete puntos a lo largo del cilindro en la parte superior e inferior.

En la siguiente gráfica podemos apreciar la distribución de temperatura axial para la inclinación del tubo de 40°:

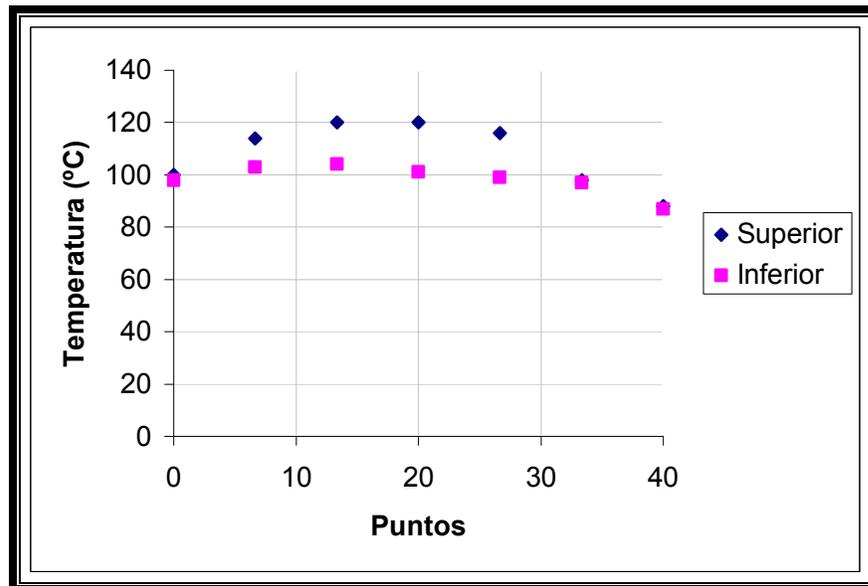


Figura 3.8: Distribución de temperatura axial (40°)

Como se ha indicado, el objetivo de realizar estas mediciones, es el de determinar de forma empírica la magnitud en que los gradientes axiales de temperatura afectan a los resultados medidos. Adicionalmente, servirán de apoyo para justificar la metodología seguida en el análisis de los resultados para los pruebas con el cilindro inclinado.

3.4. Balance de Energía

Para el análisis de la información adquirida en las pruebas, debemos primeramente hacer un balance de energía alrededor del sistema estudiado:

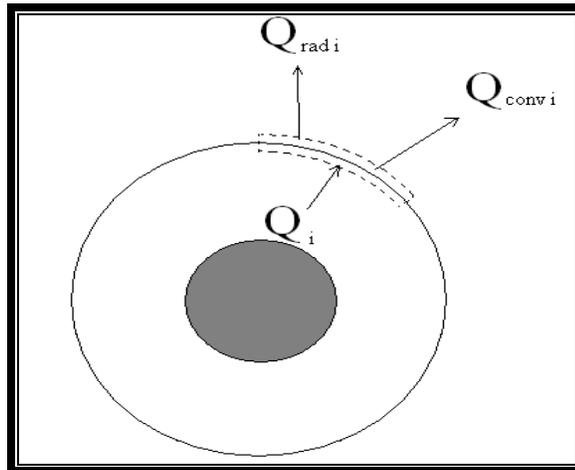


Figura 3.9: Balance de energía alrededor del cilindro

Como hemos considerado que el sistema se encuentra en estado estable, la ecuación que describe el proceso de transferencia de calor es la siguiente:

$$Q_i - h_i A_i (T_i - T_\infty) - \varepsilon A_i \sigma F_{12} (T_i^4 - T_{alr}^4) = 0 \quad \text{Ec. 3.1}$$

En esta ecuación los subíndices “i” corresponden a cada uno de los puntos en los que se ha medido la temperatura sobre la superficie del tubo. De esta manera, el término de la ecuación anterior “ Q_i ” correspondería al calor disipado en cada uno de los i puntos de la superficie del tubo. Como se puede apreciar en las figuras 3.1 y 3.6, el gradiente angular en la superficie del tubo tiene un valor máximo de 14°C cuando se disipa la potencia más elevada (191.6 W). Como estos gradientes son relativamente bajos, el error de asumir que el calor se disipa por igual en cada región “i” va a ser despreciado en el análisis. De esta tenemos que:

$$Q_i = Q'' A_i \quad \text{Ec. 3.2}$$

donde el término Q'' corresponde al flujo de calor total disipado por el tubo, expresado como $Q'' = Q_T / A_T$. Siguiendo la misma metodología, podemos expresar la energía perdida total en función del área i en la que se realizan las mediciones:

Como podemos apreciar, el término A_i puede ser simplificado de la ecuación 3.1 resultando la siguiente expresión:

$$Q'' - h_i(T_i - T_\infty) - \varepsilon \sigma F_{12}(T_i^4 - T_{alr}^4) = 0 \quad \text{Ec. 3.3}$$

Finalmente, vemos que de esta expresión podemos despejar el coeficiente convectivo h "local":

$$h_i = \frac{Q'' - \varepsilon \sigma F_{12}(T_i^4 - T_{alr}^4)}{(T_i - T_\infty)} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Como podemos apreciar en la ecuación anterior, esta depende del factor de forma F_{12} , el cual correspondería a la relación geométrica entre el tubo

caliente y su entorno. En la siguiente figura podemos apreciar los puntos con los que se intercambia radiación.

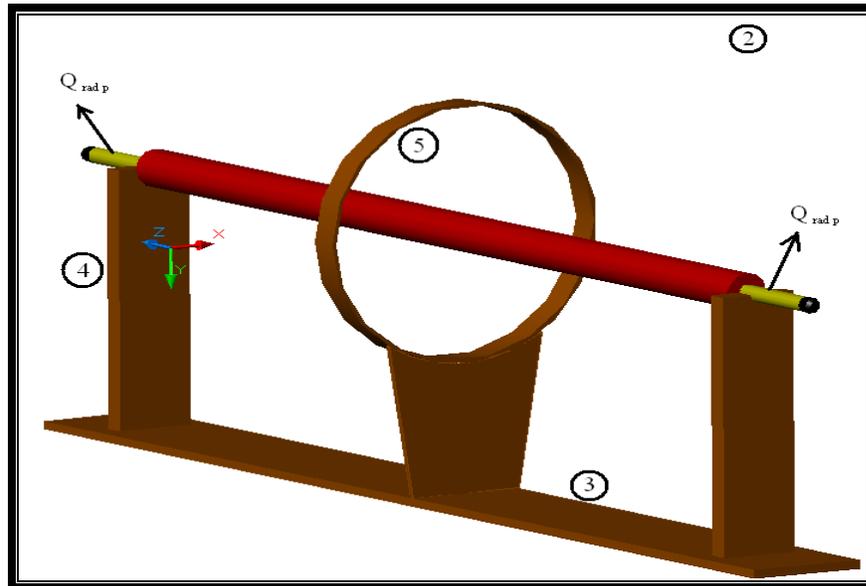


Figura 3.10: Zonas con las que se intercambia radiación

En la figura se muestra que la transferencia de calor por radiación ocurre entre las siguientes superficies:

- Extremos – alrededores
- Tubo – base
- Tubo – soportes
- Tubo – anillo

Podemos cuantificar estas pérdidas en base a la siguiente expresión:

$$Q_{radiación} = \varepsilon_p \sigma A_p F_p (T_p^4 - T_{alr}^4) + \varepsilon \sigma A F_{13} (T_w^4 - T_\infty^4) + \varepsilon \sigma A F_{14} (T_w^4 - T_\infty^4) + \varepsilon \sigma A F_{15} (T_w^4 - T_\infty^4) \quad \text{Ec. 3.5}$$

Para simplificar el cálculo de esta expresión, podemos analizar los factores de forma que se encuentran implícitos en la misma. Mediante la regla de la suma tenemos que:

$$F_{12} + F_{13} + F_{14} + F_{15} = 1 \quad \text{Ec. 3.6}$$

Por lo tanto, la expresión anterior se puede expresar como:

$$Q_{radiación} = \varepsilon_p \sigma A_p F_p (T_p^4 - T_{alr}^4) + \varepsilon \sigma A (1 - F_{12}) (T_w^4 - T_\infty^4) \quad \text{Ec. 3.7}$$

3.4.1. Consideración de las Pérdidas en el sistema

En el siguiente diagrama, podemos apreciar las pérdidas que se producen durante la operación del equipo.

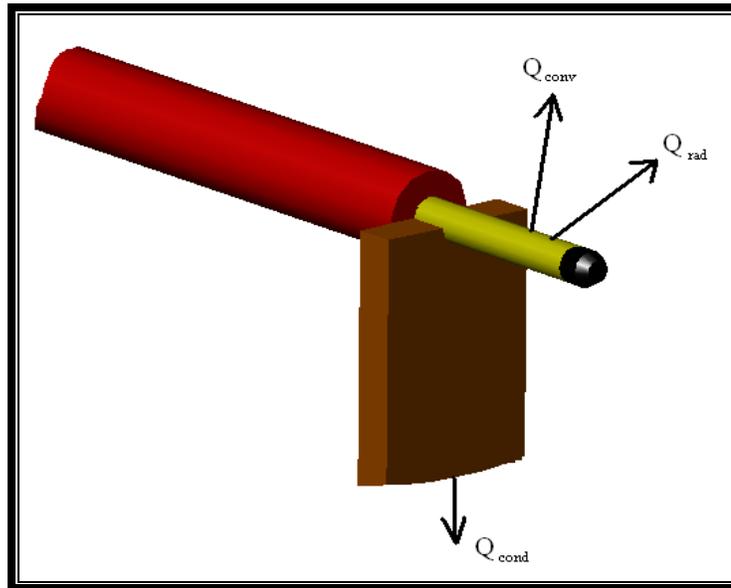


Figura 3.11: Tipos de pérdidas que se presentan en los extremos

Aún cuando cada extremo de la resistencia se encuentra bien aislado, con aislante de fibra de vidrio, con $k = 0.038 \text{ W/mK}$ para la fibra recubierta [2, tabla A.3 p. 834], se producen pérdidas de calor a través de los extremos debido a las altas temperaturas que se alcanzan con la resistencia. Adicionalmente, la interacción de la resistencia con sus alrededores, hace que las pérdidas por radiación hacia la base deban ser consideradas.

Para cuantificar estas pérdidas, y establecer su efecto en el coeficiente convectivo resultante, vamos a utilizar la siguiente metodología:

- Vamos a considerar que las pérdidas en los extremos y por radiación afectan directamente al flujo de calor resultante. Este efecto se lo cuantificará por medio de la siguiente expresión:

$$Q'_{r'} = \frac{Q - Q_{p\acute{e}rdidas}}{A_r} \quad \text{Ec. 3.8}$$

- Establecemos que el término $Q_{p\acute{e}rdidas}$ está formado por los siguientes componentes:

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = Q_{conducci\acute{o}n} + Q_{convecci\acute{o}n} + Q_{radiaci\acute{o}n} \quad \text{Ec. 3.9}$$

3.4.1.1. Pérdidas por Conducción

Debido básicamente a que la resistencia no se encuentra bien aislada en sus extremos, tenemos que se producen pérdidas por conducción hacia los soportes que mantienen a la resistencia en su lugar. En la figura 3.11, podemos apreciar este efecto.

Como podemos apreciar en la figura, el espesor de los soportes en comparación con su largo es casi despreciable. Por esto, vamos a considerar que los soportes se comportan como aletas con longitud infinita. La pérdida de calor a través de la misma viene dada por la siguiente expresión [3]:

$$Q = \sqrt{hPkA_c}(T_b - T_\infty) \quad \text{Ec. 3.10}$$

el valor del coeficiente convectivo h , será estimado considerando que las aletas se comportan como placas verticales isotérmicas a la temperatura promedio entre la base (punto en el cual el soporte está en contacto con la resistencia) el final de la aleta (punto en el cual el soporte se une con la base general). Para ello, utilizaremos la correlación de Churchill y Chu recomendada para todo el intervalo de Ra [3]:

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ec. 3.11}$$

donde en este caso:

$$\overline{Nu}_L = \frac{hL}{k} \quad \text{Ec. 3.11a}$$

y además:

$$\begin{aligned} Ra_L &= Gr Pr \\ Gr_L &= \frac{g\beta(T - T_\infty)L^3}{\nu^2} \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.11b}$$

Para comprobar que de hecho los soportes se comportan como aletas de longitud infinita, vamos a verificar que se cumpla lo siguiente:

$$mL > 4.6 \quad \text{Ec. 3.12a}$$

$$\text{donde } m = \sqrt{\frac{hP}{kA_C}}. \quad \text{Ec. 3.12b}$$

3.4.1.2. Pérdidas por Convección

Como vemos en el balance de energía de las pérdidas (figura 3.11) tenemos que en los extremos de la resistencia, donde esta está en contacto con los soportes, se producen pérdidas por convección. Podemos expresar estas pérdidas como:

$$Q_{\text{convección}} = h_p A_p (T_p - T_\infty) \quad \text{Ec. 3.13}$$

donde el subíndice “p” en esta ecuación corresponde a la abreviatura de pérdidas. En el caso de la temperatura T_p se tomará el promedio de la temperatura sobre los extremos de la resistencia.

Para determinar el coeficiente convectivo h_p vamos a utilizar una correlación existente para cilindros isotérmicos en posición horizontal, como una primera aproximación para establecer este valor. Vamos a utilizar la correlación de Churchill y Chu para un cilindro isotérmico largo horizontal en convección libre [2]:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_D \leq 10^{12} \quad \text{Ec. 3.14}$$

donde en este caso:

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_p D}{k} \quad \text{Ec. 3.14a}$$

y además:

$$Ra_D = Gr Pr$$

$$Gr_D = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) D^3}{\nu^2} \quad \text{Ec. 3.14b}$$

3.4.1.3. Pérdidas por Radiación

Sobre este punto se habló en detalle en la página 62.

Considerando todos los elementos mencionados en las ecuaciones anteriores, la expresión final para el coeficiente convectivo h, quedaría expresada de la siguiente manera:

$$h_i = \frac{Q - h_p A_p (T_p - T_\infty) - \sqrt{h P k A_c} (T_b - T_\infty) - \varepsilon_p \sigma A_p F_p (T_p^4 - T_{alr}^4) - \varepsilon \sigma A_r (1 - F_{12}) (T_w^4 - T_\infty^4) - \varepsilon \sigma F_{12} (T_i^4 - T_{alr}^4)}{A_r (T_i - T_\infty)} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Reordenando esta ecuación tenemos finalmente:

$$h_i = \frac{Q - h_p A_p (T_p - T_\infty) - \sqrt{hPkA_c} (T_b - T_\infty) - \varepsilon_p \sigma A_p F_p (T_p^4 - T_{alr}^4) - \varepsilon \sigma (T_i^4 - T_{alr}^4)}{A_T (T_i - T_\infty)} \quad \text{Ec. 3.16}$$

El cálculo del número de Nusselt local se lo determina por medio de la siguiente expresión:

$$Nu_i = \frac{h_i D}{k_i} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Para los cálculos de los números de Nusselt globales para cada práctica hemos utilizado la siguiente expresión recomendada en [10].

$$Nu_{global} = \frac{(Q_{conv} / A_T) D}{k_i (T_{Wprom} - T_\infty)} \quad \text{Ec. 3.18}$$

En esta ecuación el término Q_{conv} representa el calor resultante que se disipa por convección desde la superficie del tubo, cuando se le quita a la potencia total disipada las pérdidas por radiación y las pérdidas por los extremos. Todas las propiedades se han evaluado a la temperatura de película $T_f = (T_w + T_{inf})/2$.

Los cálculos realizados se presentan en forma tabular y gráfica para ambas prácticas. Si bien ambas prácticas son en principio diferentes, las tablas están compuestas por las siguientes columnas:

1. θ ($^{\circ}$): Esta columna corresponde a la posición angular de las temperaturas y parámetros calculados
2. T_i ($^{\circ}\text{C}$): Indica el valor de la temperatura medida en cada punto
3. Q_{rad}'' (W/m^2): Corresponde al valor calculado del calor que se pierde por radiación utilizando la Ley de Stephan – Boltzmann.
4. Q_{conv}'' (W/m^2): Corresponde al calor que se disipa por convección y se calcula como la diferencia entre el calor total disipado y lo que se pierde por radiación.
5. $Q_{\text{rad}}/Q_{\text{conv}}$: Relación entre el calor disipado por radiación y el calor disipado por convección.
6. k ($\text{W}/\text{m K}$): Esta corresponde al cálculo de la conductividad del aire evaluada a la temperatura de película; es decir, la temperatura promedio entre la temperatura de la superficie y la del aire circundante. Este parámetro es necesario para el cálculo del número de Nusselt (Nu) que se calcula en la columna siguiente.
7. Nu : Este corresponde al número de Nusselt local para la periferia del cilindro.
8. h ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$): Coeficiente convectivo calculado para cada punto en base a la ecuación 3.16.

Finalmente, y para simplificar la presentación de los cálculos realizados, vamos a presentar las pérdidas en el sistema bajo el parámetro $Q_{\text{pérdidas}}$.

Hemos utilizado una tabla adicional para colocar los parámetros relevantes a los cálculos realizados como son la potencia disipada, las pérdidas totales en cada prueba, el ángulo de inclinación de la base, la temperatura promedio de la superficie, el número de Nusselt promedio o global y finalmente el coeficiente convectivo promedio.

A continuación presentamos una tabla representativa de las que se encuentran en los apéndices de este trabajo:

Tabla 3.1
Cálculo de parámetros para la práctica #1

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214
51.43	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214
102.86	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
154.29	74	291.7	468.6	0.6225	0.02738	7.831	9.928
205.71	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
257.14	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
308.57	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214

$Q_{disipado}$	21.82 W
$Q_{pérdidas}$	1.183 W
$T_{promedio}$	75.28° C
Nu_{global}	7.45
h_{global}	9.46 W/m ² K

3.4.2. Consideraciones de Conducción Axial

Hasta ahora, hemos centrado nuestra atención en analizar las pérdidas de calor del cilindro asumiendo que existen líneas isothermas orientadas axialmente a lo largo del mismo. Sin embargo esta asunción está ligada a dos factores:

1. al desarrollo del perfil de temperatura axial a lo largo del cilindro debido a que tiene longitud finita; y
2. la eficiencia del aislamiento que se encuentra en los extremos del cilindro.

Debido a que la longitud del cilindro no es infinita va a existir una zona, típicamente cercana al centro del cilindro, en la que la suposición de que existen líneas isotérmicas axiales sea válida y otra zona, cercana a los extremos, en las que se produzca una caída de temperatura debido precisamente a la presencia de los extremos. Este efecto se ve incrementado por el hecho que aislamiento no va a controlar las pérdidas de calor al 100%, como sería deseable.

La forma en como este efecto de conducción axial afecte a los resultados experimentales se analizará de forma empírica en base a las mediciones realizadas mostradas en el apéndice A.4. Adicionalmente, las mediciones de

temperatura realizadas nos permitirán establecer la longitud de la zona en donde la asunción de líneas isotérmicas axiales sea válida.

3.5. Análisis de la información utilizando software

Como podemos apreciar en las páginas anteriores, el análisis de la información obtenida, va a requerir el cálculo de las propiedades del aire a diferentes temperaturas, y para varios valores al mismo tiempo. Para simplificar los cálculos realizados hemos utilizado el programa EES (Engineering Equation Solver).

El programa EES utiliza un enfoque de ecuación de estado en lugar de datos tabulares internos para calcular las propiedades de los fluidos. Para algunas sustancias y condiciones, la ley de los gases ideales es aplicable. El programa EES utiliza una convención de nomenclatura para distinguir entre las sustancias que son gases ideales y fluidos reales. Las sustancias las cuales son representadas por su símbolo químico, como N_2 , se encuentran modeladas con la ley de los gases ideales mientras que las sustancias cuyo nombre se encuentra puesto simplemente, como Nitrógeno, se consideran como fluidos reales. Las excepciones a esta convención de nomenclatura son Air y AirH2O.

Las sustancias que son gases ideales se basan en los datos de la tabla JANAF [Stull, 1971] para proveer la entalpía de formación y la entropía absoluta en un estado de referencia de 298 K, 1 atm. Las correlaciones de calor específico para estos gases y la ley de los gases ideales se utilizan para calcular las propiedades termodinámicas en condiciones diferentes a las del estado de referencia. Un número de diferentes gases ideales se encuentran incorporados a en el programa EES.

Las propiedades de los fluidos reales se implementan con diversas ecuaciones de estado. Las primeras versiones de EES utilizaban la ecuación de estado de Martin – Hou [1955] (o variaciones de la misma) para todos los fluidos reales excepto el agua. La base de datos de propiedades de Martin – Hou [1955] aún se encuentra incorporada a EES. Sin embargo, esta ecuación de estado no es capaz de proporcionar resultados exactos para estados cerca del punto crítico a presiones muy elevadas. Es también incapaz a calcular las propiedades correctas cerca de la región de subenfriamiento. Por esta razón, una ecuación de alta exactitud se ha implementado en la forma de una Ecuación Fundamental de Estado la cual provee propiedades de alta exactitud en todos los regímenes. En algunos casos, las propiedades de un fluido, como el dióxido de carbono, se implementan tanto con la las ecuaciones de Martin – Hou como con la Ecuación Fundamental de Estado.

Muchas ecuaciones de estado se encuentran provistas para el agua, siendo la más exacta y computacionalmente intensiva la ecuación de estado publicada por Harr, Gallagher, y Kell [1984]. Las propiedades del hielo se basan en las correlaciones desarrolladas por Hyland y Wexler [1983]. Las relaciones de propiedades termodinámicas se utilizan para determinar los valores de la entalpía, energía interna y entropía basados en la ecuación de estado y correlaciones adicionales para densidades de líquidos, presión de vapor, y el calor específico a presión cero como función de la temperatura. Una modificación a la ecuación de estado de Martin – Hou propuesta por Bivens et al. [1996] permite que esta ecuación de estado sea aplicada a mezclas, como las mezclas de refrigerante R400.

La viscosidad y la conductividad térmica de los líquidos y gases a baja presión se correlacionan por medio de relaciones específicas para fluidos. Muchas de ellas se basan en polinomios en función de la temperatura. La temperatura por sí sola determina las propiedades de transporte de los gases ideales. Para fluidos reales, el efecto de la presión en las propiedades de transporte de los gases se estima utilizando las correlaciones de Reid et al. [1977] o incluidas en las relaciones de fluidos específicos. Por ejemplo, las propiedades de transporte del fluido dióxido de carbono utilizan las propiedades de Vesovic et al. [1990].

3.5.1. Propiedades del Aire

Las propiedades termodinámicas y de transporte del aire son implementadas asumiendo que asume a la ley de los gases ideales. Las propiedades termodinámicas se basan en los datos de las tablas de gases de Keenan, Chao, Keyes y Wiley, 1985. Las propiedades son válidas desde 100 K a 3,500 K.

3.5.2. Determinación de la incertidumbre experimental

Una de las funciones adicionales que tiene el programa EES, es la del cálculo de la propagación de la incertidumbre. Debido a que nuestras mediciones están sujetas a incertidumbres introducidas por los equipos de medición, es necesario considerar cómo estos efectos se propagan hacia los resultados que se calcularán en base a los parámetros establecidos anteriormente.

Asumiendo que las mediciones experimentales individuales son aleatorias y no correlacionadas la incertidumbre en la cantidad calculada se puede determinar en base a la siguiente expresión:

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_X^2}$$

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

4.1. Análisis de la Práctica #1

Una vez concluida esta práctica podemos hacer la siguiente apreciación: Es interesante notar, que si bien la tasa de calor disipada por las paredes del tubo es aproximadamente uniforme⁵, la distribución angular de temperaturas sobre la superficie del mismo para bajas tasas de calor disipado, es casi constante. Es decir, existe una condición aproximada de temperatura superficial constante, para bajas tasas de calor disipado.

Notamos también en las mediciones de temperatura realizadas, que para voltajes elevados (> 90 V) las variaciones periféricas de la temperatura indican que la temperatura de la parte superior del cilindro es mayor que la del resto de temperaturas a lo largo de la periferia. La explicación del por qué

⁵ Decimos “aproximadamente uniforme” porque debido a que el aislamiento no es perfecto, y porque el cilindro tiene longitud finita, se producen gradientes de temperatura axialmente sobre la superficie del tubo, de tal manera que la tasa de calor disipado no es realmente uniforme a lo largo del mismo.

de este fenómeno se debe al hecho de que en la parte superior del cilindro la capa límite formada por las corrientes convectivas es mucho más gruesa que la que se encuentra en la parte inferior del mismo, debido a que es en la parte superior en la que se produce el desprendimiento del fluido caliente.

En la siguiente gráfica se muestra el fenómeno descrito:

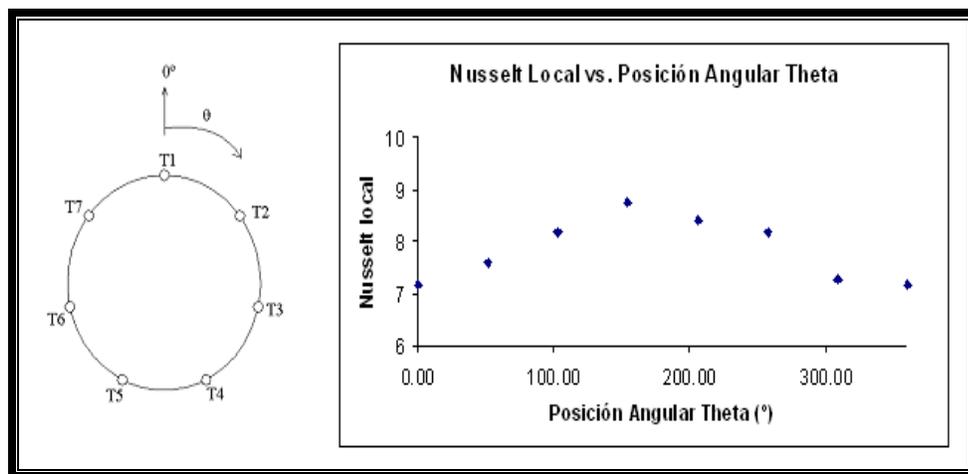


Figura 4.1: Número de Nusselt vs. Posición Angular θ ($Q = 191.6 \text{ W}$)

En esta figura podemos observar que el número de Nusselt tiende a aumentar a medida que nos alejamos del punto número 1 en la parte superior del cilindro, y por lo tanto de la zona donde la capa límite es más gruesa. Acercándonos a la parte inferior, el número de Nusselt aumenta indicando que en esta zona la capa límite es más fina y por lo tanto la resistencia térmica es menor.

Con la información obtenida en las pruebas realizadas, podemos también determinar el coeficiente convectivo h a partir de la ecuación 3.17 en la página 66. En las tablas presentadas en el apéndice A.5 podemos apreciar este parámetro para cada una de las tasas de calor disipado.

Adicionalmente, podemos apreciar los resultados en forma gráfica. Los gráficos que se presentan corresponden al $Nusselt_{local}$ vs. $\theta_{periferia}$ y $Nusselt_{global}$ vs. Ra^* . En la siguiente figura se muestran los resultados para esta práctica:

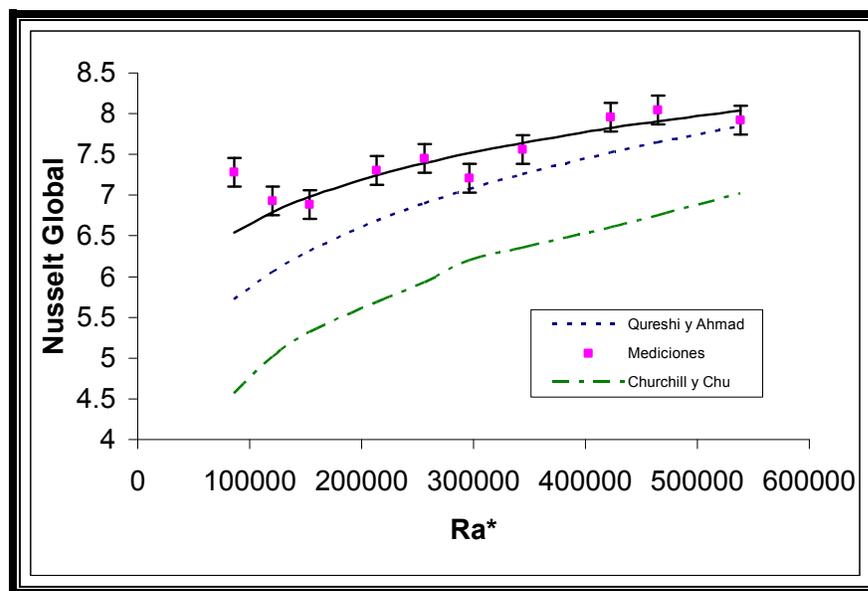


Figura 4.2: Comparaciones entre Nusselt global vs. Ra^* medidos y calculados en base a la literatura.

El rango de Ra^* en el que se encuentran los resultados es de $1E5$ a $1E6$ y se encuentran correlacionados de acuerdo a la siguiente ecuación experimental:

$$Nu = 1.8121(Ra^*)^{0.1129} \quad \text{Ec. 4.1}$$

con una desviación máxima del 14.4%, con respecto de los resultados de [4].

En la figura 4.3 hemos hecho una comparación entre las temperaturas promedio predichas por la correlación anterior y las temperaturas promedio predichas por [4]:

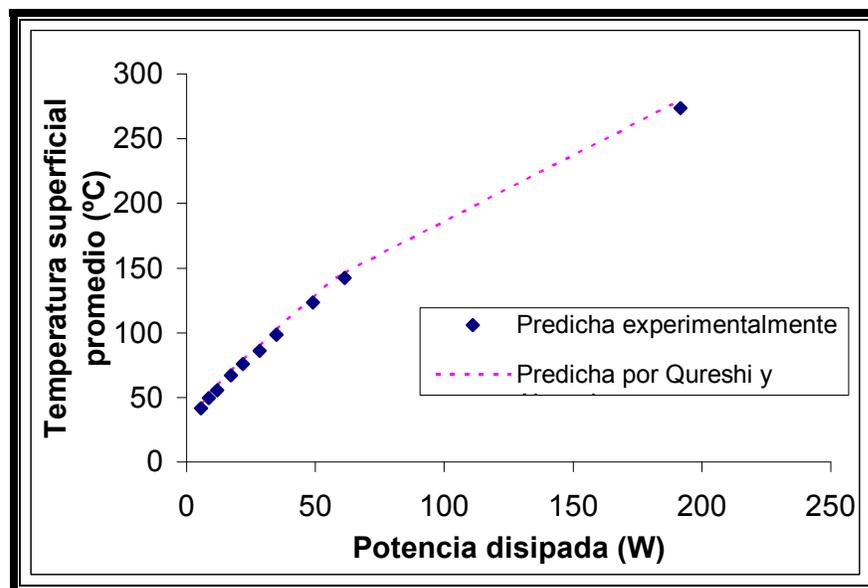


Figura 4.3: Comparación entre temperaturas medidas y las predichas

Se encontró que la desviación máxima entre las mediciones de temperatura experimentales y las predicciones de temperatura realizadas con [4] son del 5.02 %.

4.2. Análisis de la Práctica #2

En el apéndice A.6., se presentan los resultados calculados a partir de la distribución angular de temperaturas en la superficie del cilindro, para diferentes ángulos de inclinación del mismo. Como se puede apreciar en los resultados presentados en el capítulo 3, Resultados Experimentales, para esta práctica, la temperatura del cilindro aumenta al aumentar el ángulo de inclinación de la base. Esto implica, que la resistencia producida por la capa límite en la superficie del cilindro aumenta a medida que el cilindro tiende a la posición vertical.

Nótese que para el desarrollo de esta práctica, hemos escogido un voltaje a partir del cual se puedan apreciar gradientes térmicos en la periferia del cilindro. En la figura 4.4 se muestran los resultados para esta práctica:

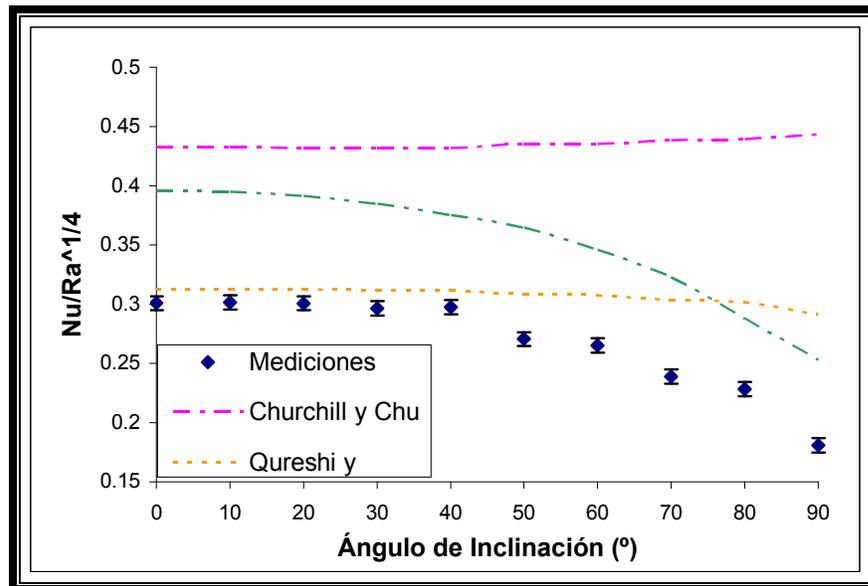


Figura 4.4: $Nu/Ra^{1/4}$ vs. ángulo de inclinación α ($Ra^* = 245,172$)⁶

Como se puede apreciar en la curva $Nu/Ra^{1/4}$ vs. α hasta aproximadamente los 30° de inclinación del cilindro con la horizontal, el número de Nusselt global medido se mantiene aproximadamente constante. Esto significa que hasta este valor aproximado, los efectos de la inclinación del cilindro no afectan al desarrollo de la capa límite periférica. Sin embargo, a partir de este valor, se observa una caída sostenida del parámetro $Nu/Ra^{1/4}$, lo cual se debe al hecho de que a partir de los 30° de inclinación se producen flujos tridimensionales de las corrientes convectivas desde la parte inferior a la superior. Estos efectos tridimensionales hacen que la capa límite en la parte superior, que es más gruesa por el desprendimiento del fluido, se vuelva

⁶ Las correlaciones de Churchill y Chu [3] y Roshenow [1] se han definido con $Ra = g\beta(T_w - T_\infty)Pr/u^2$.

inestable haciendo que la resistencia térmica de la capa límite aumente y por lo tanto se produzcan temperaturas más elevadas. Estos resultados concuerdan con los obtenidos por Oosthuizen [5] realizados para un cilindro inclinado con condición de frontera isotérmica.

Se encontró que la desviación entre los cálculos del número de Nusselt global y la correlación de Qureshi y Ahmad [4], fue del 4.9% hasta los 30° de inclinación del tubo, a partir del cual esta desviación empezó a incrementar. Determinamos entonces, que [4] se puede utilizar sin problemas hasta los 30° de inclinación.

Los parámetros mostrados en las tablas se han calculado como en el caso de la sección anterior.

A continuación presentamos la ecuación experimental que correlaciona los resultados obtenidos en las mediciones para esta práctica:

$$Nu = (-2 \times 10^{-5} \alpha^2 + 0.0006\alpha + 0.2983) Ra^{*0.25} \quad \text{Ec. 4.2}$$

En esta ecuación el ángulo α se mide en grados (°).

4.3. Comparación con cálculos analíticos

La comparación que hemos realizado en nuestro estudio es la siguiente:

1. Se compararon los resultados experimentales con [4].

En este punto, se estableció la relación entre las temperaturas medidas, a diferentes tasas de disipación de calor, y las temperaturas predichas teóricamente por la correlación propuesta. Se realizaron comparaciones con esta correlación tanto en la práctica #1, para establecer en sí la validez de la práctica, como en el práctica #2, con el fin de comparar el efecto que ocurre en los parámetros de interés con la inclinación del cilindro. Los resultados se muestran en el apéndice A.5, así como en las figuras 3.2 y 4.3.

2. Comparación con la correlación de Churchill y Chu [3] para cilindros horizontales isotérmicos.

Para evaluar la expresión de Churchill y Chu el número de Rayleigh se lo ha definido como función de la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el entorno:

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

3. Comparación con una correlación para cilindros inclinados propuesta en el libro Handbook of Heat Transfer Fundamentals de Rohsenow [1].

Aún cuando en la literatura selecta no se ha encontrado una correlación adecuada para el estudio del fenómeno de transferencia de calor por convección natural desde cilindros inclinados con condición de frontera de flujo de calor constante, se realizó una comparación utilizando la correlación disponible para el estudio del mismo fenómeno mencionado, pero con condición de frontera isotérmica.

Debemos enfatizar nuevamente, que los resultados presentados se tienen que tomar en forma ilustrativa puesto que se están comparando correlaciones que explican matemáticamente fenómenos con condiciones de frontera diferentes.

Dentro de lo que se espera como resultado de estas comparaciones, tenemos que tanto la correlación de Churchill y Chu para cilindros horizontales, como la presentada en [1] para cilindros inclinados coincidan en el mismo valor del número de Nusselt para $\alpha = 0^\circ$. Sin embargo, podemos apreciar claramente en las gráficas presentadas en el apéndice A.6 y figura 4.4 que esto no ocurre, sino que ambas curvas se alejan considerablemente en lo que respecta al cálculo del número de Nusselt para $\alpha = 0^\circ$. Como la correlación de Churchill y Chu fue desarrollada para cilindros horizontales, es de esperar que no sea capaz de predecir correctamente el número de Nusselt para ángulos $\alpha > 0^\circ$.

4.4. Correcciones debidas a la conducción axial

En el apéndice A.4 encontramos las curvas de Temperatura vs. Puntos sobre el cilindro para los tres ángulos de inclinación propuestos. Como se puede apreciar en estas curvas, a medida que aumenta la inclinación del cilindro, así también lo hacen las temperaturas en los diferentes puntos sobre el mismo. Debido a que la termocupla utilizada para la medición de estas temperaturas se encontraba en contacto simple con la superficie, las mediciones obtenidas están sujetas a los errores mencionados en el capítulo 1. Sin embargo, aún cuando estas mediciones no sean las reales de la superficie del cilindro, las diferencias de temperatura entre los puntos se conservan. De esta manera podemos determinar por simple inspección que el gradiente de temperatura axial entre el centro y los extremos del cilindro es de aproximadamente 25° C.

Podemos notar de acuerdo a las gráficas, que el gradiente de temperatura entre el centro y los extremos es diferente para ambos extremos. Para el primer caso, este gradiente es de aproximadamente de 20° C, mientras que para el otro extremo es de aproximadamente 30° C. Esto se debe al hecho de que uno de los extremos corresponde a un apoyo simple, el cual hace que la resistencia se encuentre en contacto con menos material que en el caso del otro extremo, el cual se encuentra colocado dentro un anillo que forma

parte del banco de pruebas, para de esta manera sujetar el cilindro cuando el banco de pruebas se incline.

Si consideramos el hecho de que los puntos de medición axiales se encuentran igualmente espaciados, podemos establecer la zona en la que se encuentran las líneas isotérmicas, o en la zona en la que el cilindro se comporta como uno de longitud infinita. En la siguiente figura, se muestra la zona en cuestión en base a los resultados obtenidos:

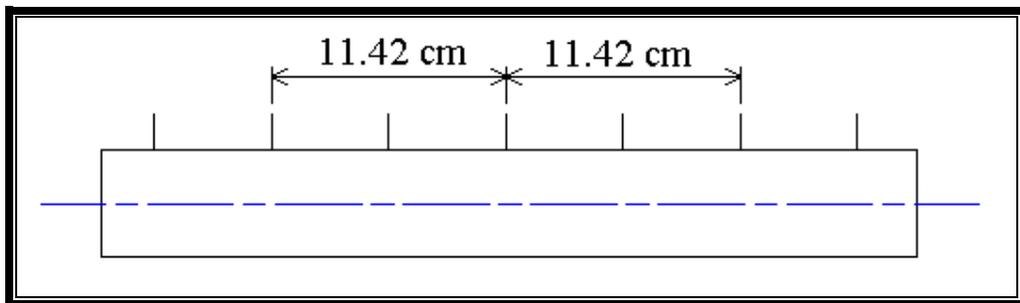


Figura 4.5.: Zona de líneas isotérmicas sobre el cilindro

En base a lo anterior, y considerando que el cilindro en cuestión tiene un diámetro $D = 21.6 \text{ mm}$, podemos delimitar la zona de líneas isotérmicas axiales en base a la siguiente distancia medida desde los extremos: $L = 4D$.

Nótese finalmente, que el hecho de que el cilindro se encuentre inclinado no afecta al gradiente promedio de temperatura entre el centro y los extremos, lo

cual es un indicativo de que podemos asumir, con un cierto porcentaje de error, que se producen líneas isotérmicas sobre la superficie del cilindro orientadas en forma axial sobre la superficie del mismo.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Del trabajo desarrollado en esta tesis podemos establecer las siguientes conclusiones.

1. En esta tesis se ha diseñado y probado un banco experimental para estudios de convección natural desde superficies circulares, horizontales o inclinadas, con aletas o sin aletas.
2. Durante los experimentos realizados para la práctica #1 hemos podido apreciar, como se muestra en las gráficas de temperatura en el apéndice A.1 que a bajas tasas de calor disipado, el cilindro se comporta como si fuese isotérmico, haciendo que para estos casos, se produzca una combinación entre dos condiciones de frontera distintas, como son la isotérmica y la de flujo de calor por unidad de área

constante. Notamos que esto ocurre cuando se disipan potencias entre 5.598 y 28.4 W.

3. En los experimentos realizados para la práctica #2 podemos apreciar, como se muestra en las gráficas presentadas en el apéndice A.3 que a medida que el ángulo de inclinación del cilindro aumenta, también lo hace la temperatura superficial del cilindro. Es notorio también, que la temperatura se mantiene casi constante hasta aproximadamente los 30 - 40° de inclinación del cilindro con la horizontal, a partir del cual aumenta hasta su valor máximo cuando el cilindro se encuentra en posición vertical.
4. En lo que a las gráficas del número de Nusselt se refiere, hemos encontrado que para la práctica #1, este parámetro adimensional aumenta al aumentar la potencia disipada, representada en forma adimensional por medio de Ra^* . Esto es un resultado esperado, puesto que al aumentar la potencia disipada, también lo hace la temperatura superficial del cilindro y por lo tanto, así lo hace el número de Nusselt.
5. Experimentalmente se ha podido demostrar el efecto que produce el desprendimiento del fluido caliente en la parte superior del cilindro,

cuyo efecto principal es el del aumento de la resistencia térmica y por ende el aumento en la temperatura del punto en cuestión.

6. Para la práctica #2 hemos encontrado que el número de Nusselt disminuye al aumentar el ángulo de inclinación del cilindro, aún cuando el parámetro Ra^* se mantiene constante. Este resultado era también esperado, puesto que a medida que el ángulo de inclinación aumenta el fluido calentado en la parte inferior del cilindro, cubre el fluido en la parte superior del mismo haciendo que la resistencia térmica del fluido aumente, y por tanto lo hace la temperatura de la pared del cilindro.
7. Se ha demostrado experimentalmente que el ángulo al que empiezan las perturbaciones de la capa límite debido a los efectos tridimensionales para el cilindro inclinado es aproximadamente a 30° de inclinación con la horizontal, lo cual concuerda satisfactoriamente con estudios realizados anteriormente para cilindros inclinados isotérmicos.
8. Hemos establecido de forma experimental que va a existir una zona en la superficie del cilindro en donde se van a encontrar líneas axiales isotérmicas, las cuales se encontrarán a partir de $4 D$ desde los

extremos, donde D corresponde al diámetro del cilindro calentado. Es decir, a partir de esta distancia, el cilindro se va a comportar como si tuviese una longitud infinita.

Recomendaciones

Durante la elaboración de esta tesis hemos determinado la incidencia que tienen cada una de los elementos que conforman el banco de prueba, en las mediciones finales realizadas. Queremos decir por “incidencia” a las pérdidas de calor que presenta la configuración actual del banco de pruebas diseñado.

Podemos recomendar, en base a lo aprendido en este proyecto, se realicen las siguientes modificaciones en el banco de pruebas para los futuros estudios que se realicen sobre este tema.

1. Modificaciones al banco de pruebas para futuras prácticas.

Esto es un factor fundamental, puesto que como mencionamos anteriormente, y como se puede apreciar en las tablas de los apéndices A.4 y A.5, la presencia del banco de pruebas durante las pruebas realizadas, es la mayor causa de pérdidas de calor en el sistema. Se propone en este punto, modificar la forma como se brinda soporte a las resistencias:

- a. En lugar de utilizar un banco con soportes, se recomendaría la suspensión del cilindro con la resistencia, por medio de alambres. Estos alambres tienen que tener una buena resistencia a la temperatura. Sería preferible que no se utilicen aleaciones metálicas, pues estas se comportarían como aletas, disipando el calor de la resistencia, y fomentando las pérdidas de calor desde el tubo.

Los alambres a su vez, se encontrarían unidos a una pequeña estructura, que sea preferiblemente de un material no metálico. El objetivo final es que el cilindro se encuentre en el menor contacto posible con elementos diferentes al aire circundante.

- b. Determinar un tipo de soporte alternativo para las termocupas. El problema inherente en rediseñar el banco de pruebas, consiste en justamente en determinar la manera adecuada de mantener las termocupas en su lugar. Para resolver este problema, proponemos la utilización de alambres de termocupas súper finas. Estas deben ser colocadas siguiendo el esquema determinado en esta tesis. Es decir, la junta de las mismas tiene que ser horizontal a la superficie del tubo, y además tiene que estar soldada al mismo. La utilización de alambres más finos, facilitará de que no sea necesaria la presencia de una

estructura adicional al banco que mantenga a las termocuplas en su lugar

2. Proteger el banco de pruebas de corrientes horizontales

Debido a que los flujos de convección natural son bastante débiles, estos pueden ser fácilmente perturbados por corrientes de aire horizontales. Para evitar este problema, se recomendaría colocar el sistema dentro de una cavidad cerrada lateralmente, pero que esté abierta en la parte superior e inferior, para permitir la circulación de las corrientes convectivas fuera de la misma. Esto no se tomó en cuenta durante el diseño y pruebas realizadas en el equipo, así que se recomienda hacerlo para estudios posteriores.

3. Utilizar instrumentación de mayor exactitud.

Un potencial problema que se puede tener en la experimentación, es el hecho de que actualmente el sistema se encuentra conectado a un lector de temperaturas que tiene una exactitud de $\pm 1^\circ \text{C}$. Esto hace que se pierda información al momento de analizar los resultados de las pruebas, puesto que en la realidad, los gradientes de temperatura radiales no son muy grandes, como se puede ver en los resultados presentados en el apéndice A.1 para bajas potencias disipadas.

4. Limitar la radiación

Como se puede apreciar en las tablas de resultados mostradas en los apéndices A.4 y A.5, la radiación térmica para este experimento es un factor considerable debido al material del que está hecho el cilindro. El acero AISI 1020 tiene una emisividad de aproximadamente 0.8, lo cual hace que en este experimento la cantidad de calor que se pierde como radiación sea del 61.25% del calor de convección, para bajas potencias, y hasta 35% mayor que el calor de convección, para potencias elevadas.

Por esto, se recomienda que un futuro diseño para los experimentos que se desarrollarán posteriores a esta tesis se utilicen materiales para las probetas que tengan emisividades más bajas.

APÉNDICES

APÉNDICE A

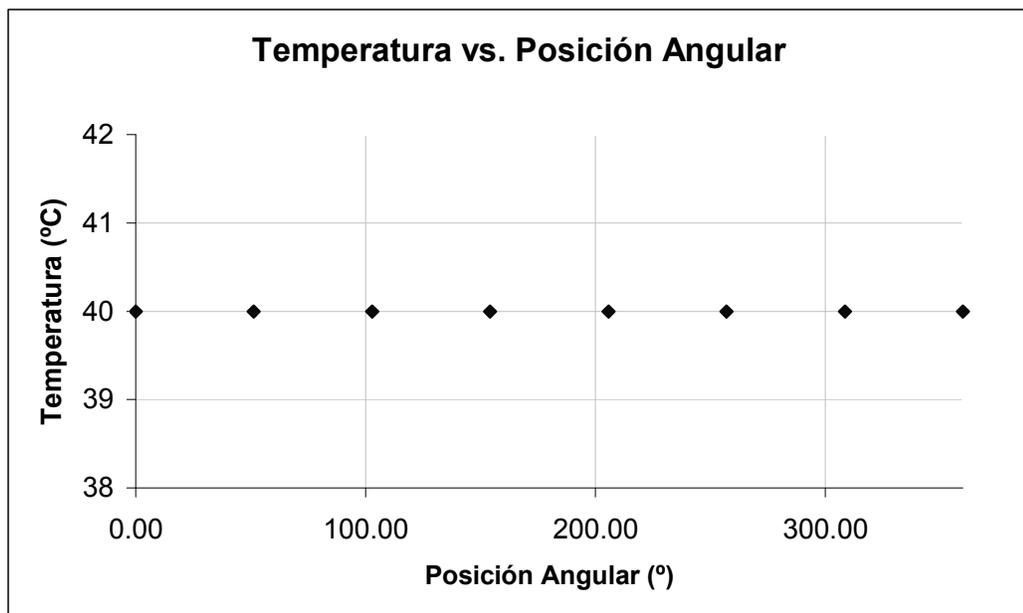
A.1. Resultados de las mediciones (Práctica #1).....	97
A.2. Resultados de las mediciones con la configuración inicial de las termocuplas.....	108
A.3. Resultados de las mediciones (Práctica #2).....	110
A.4. Resultados de mediciones de temperatura axial.....	121
A.5. Cálculos realizados (Práctica #1).....	123
A.6. Cálculos realizados (Práctica #2).....	135

Apéndice A.1: Resultados de Mediciones de la Práctica #1

Prueba #1

T_{∞}	26.4	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	25.9	$^{\circ}\text{C}$
V	40.5	Volts
R	293	Ω

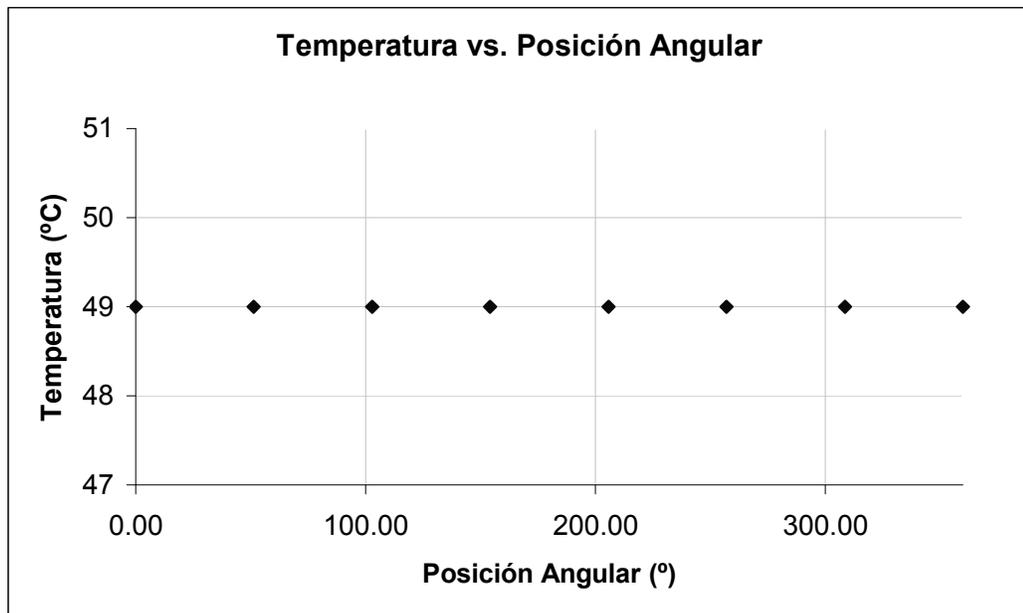
	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	40
2	51.43	40
3	102.86	40
4	154.29	40
5	205.71	40
6	257.14	40
7	308.57	40



Prueba #2

T_{∞}	27.7	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.6	$^{\circ}\text{C}$
V	50.5	Volts
R	292.9	Ω

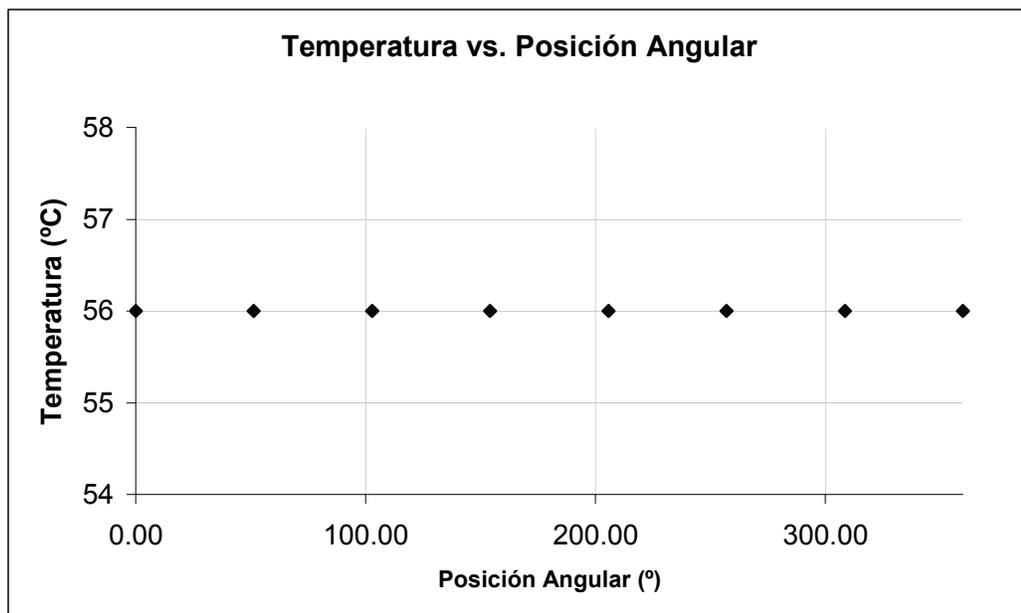
	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	49
2	51.43	49
3	102.86	49
4	154.29	49
5	205.71	49
6	257.14	49
7	308.57	49



Prueba #3

T_{∞}	27.6	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.6	$^{\circ}\text{C}$
V	58.7	Volts
R	293	Ω

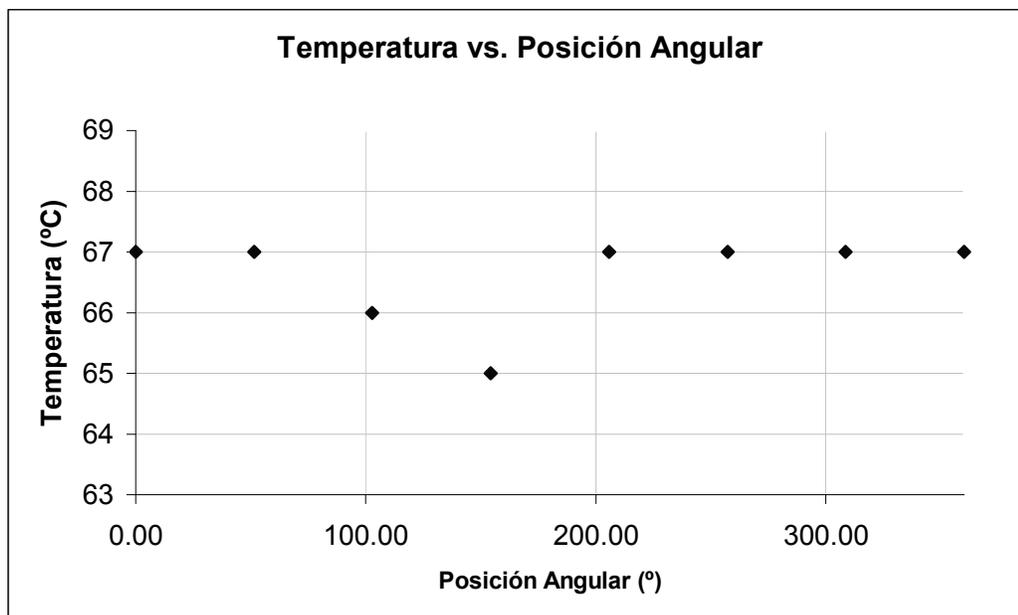
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	56
2	51.43	56
3	102.86	56
4	154.29	56
5	205.71	56
6	257.14	56
7	308.57	56



Prueba #4

T_{∞}	27.2	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.2	$^{\circ}\text{C}$
V	71.1	Volts
R	294	Ω

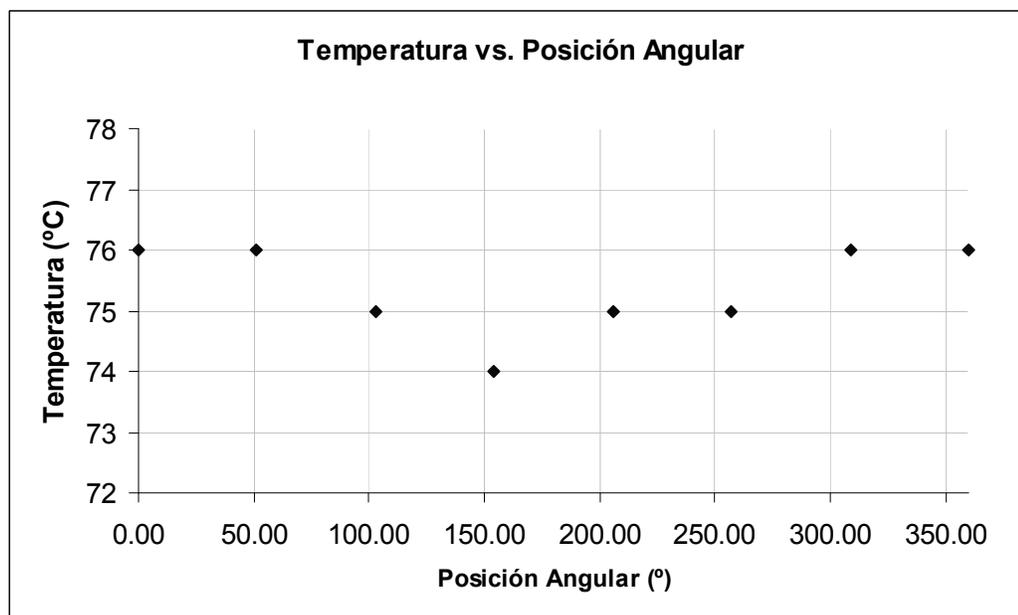
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	67
2	51.43	67
3	102.86	66
4	154.29	65
5	205.71	67
6	257.14	67
7	308.57	67



Prueba #5

T_{∞}	26.8	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.7	$^{\circ}\text{C}$
V	80.1	Volts
R	294	Ω

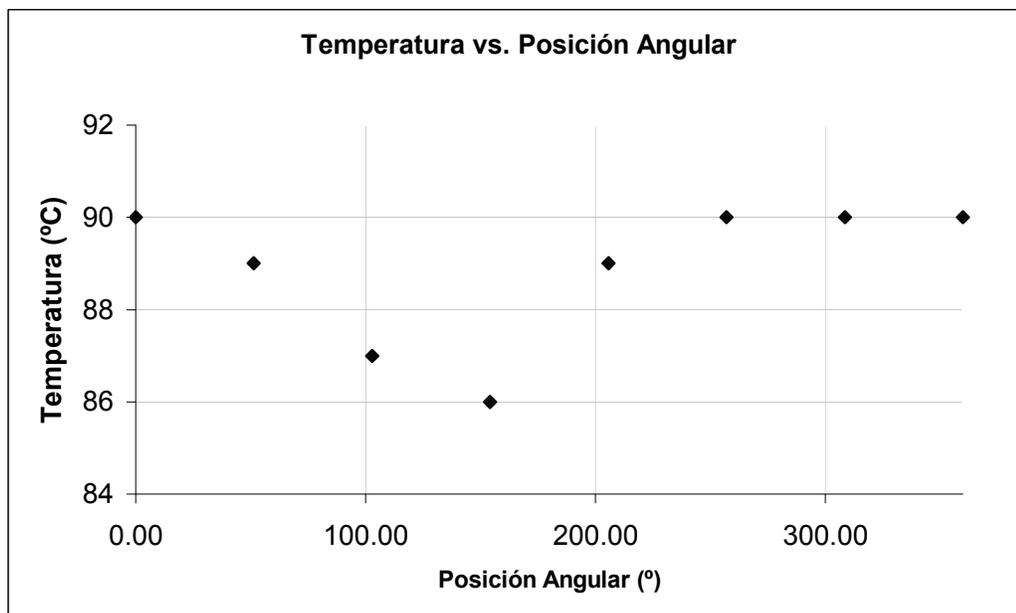
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	76
2	51.43	76
3	102.86	75
4	154.29	74
5	205.71	75
6	257.14	75
7	308.57	76



Prueba #6

T_{∞}	26.5	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.5	$^{\circ}\text{C}$
V	91.4	Volts
R	294.2	Ω

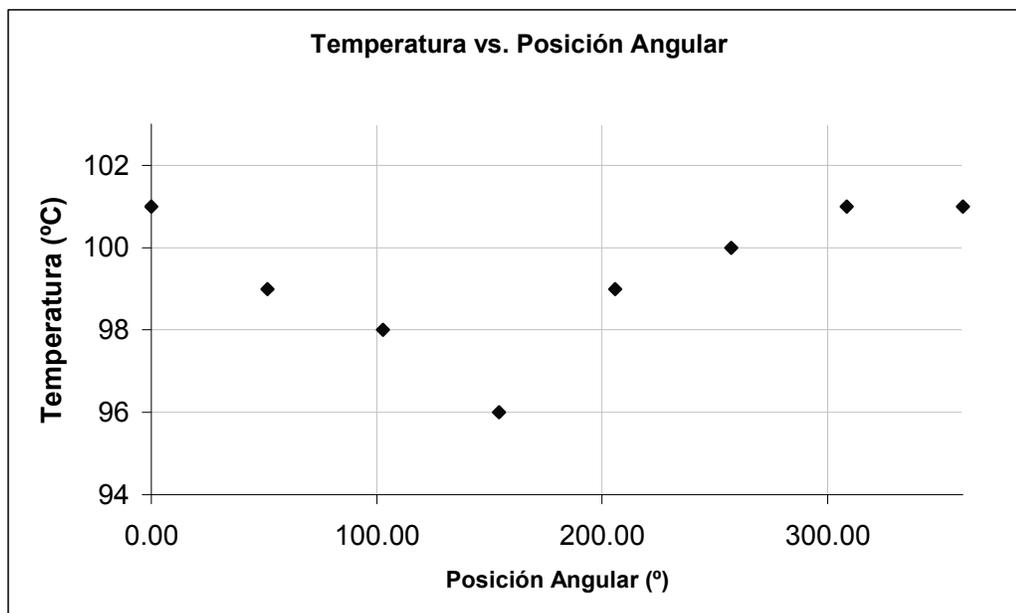
	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	90
2	51.43	89
3	102.86	87
4	154.29	86
5	205.71	89
6	257.14	90
7	308.57	90



Prueba #7

T_{∞}	26.4	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.3	$^{\circ}\text{C}$
V	101.1	Volts
R	294.5	Ω

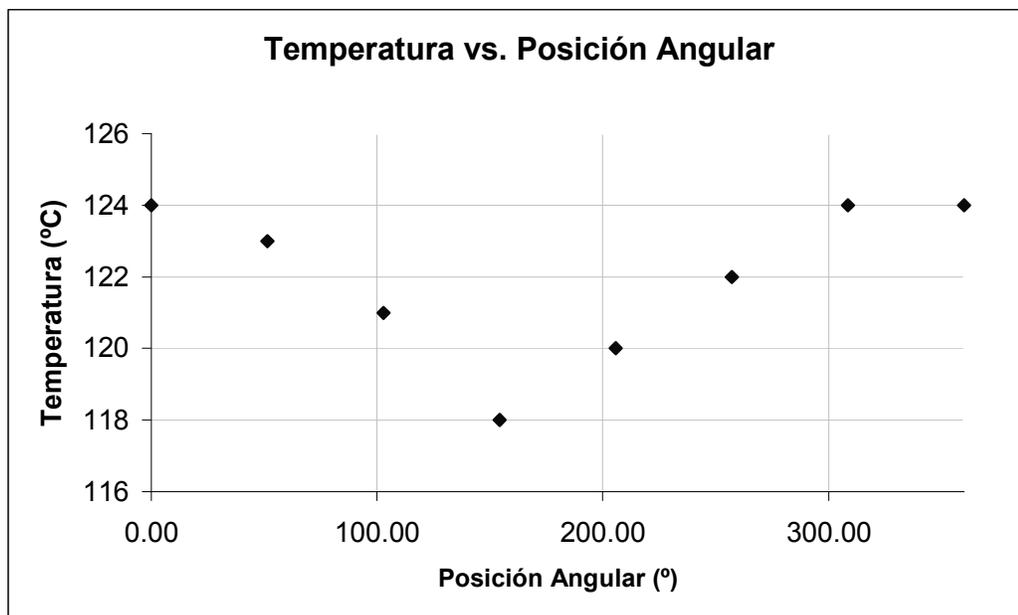
	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	101
2	51.43	99
3	102.86	98
4	154.29	96
5	205.71	99
6	257.14	100
7	308.57	101



Prueba #8

T_{∞}	26.3	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.2	$^{\circ}\text{C}$
V	120.4	Volts
R	296	Ω

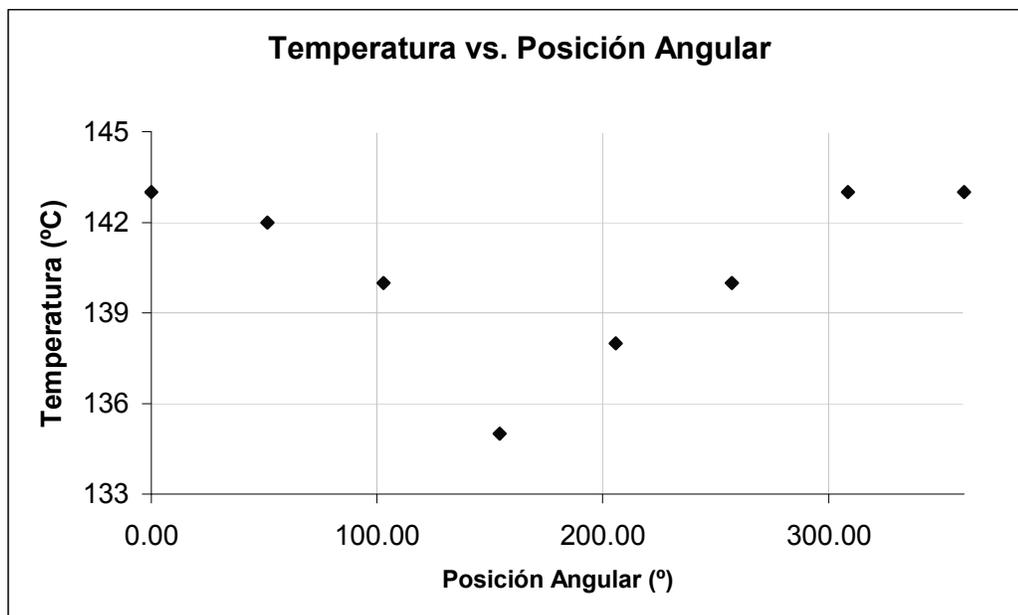
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	124
2	51.43	123
3	102.86	121
4	154.29	118
5	205.71	120
6	257.14	122
7	308.57	124



Prueba #9

T_{∞}	26.2	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.0	$^{\circ}\text{C}$
V	135.1	Volts
R	297	Ω

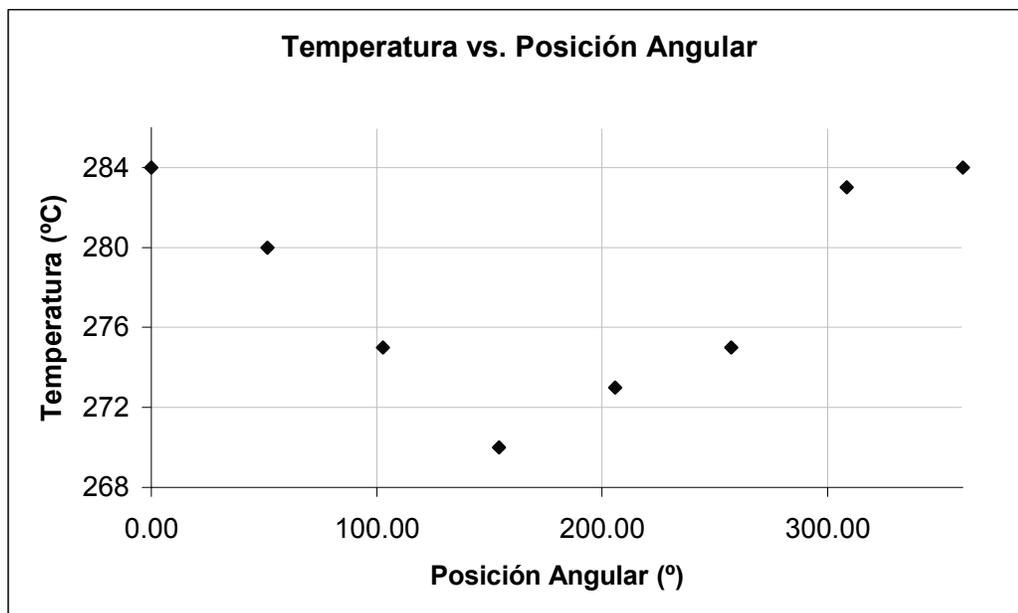
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	143
2	51.43	142
3	102.86	140
4	154.29	135
5	205.71	138
6	257.14	140
7	308.57	143

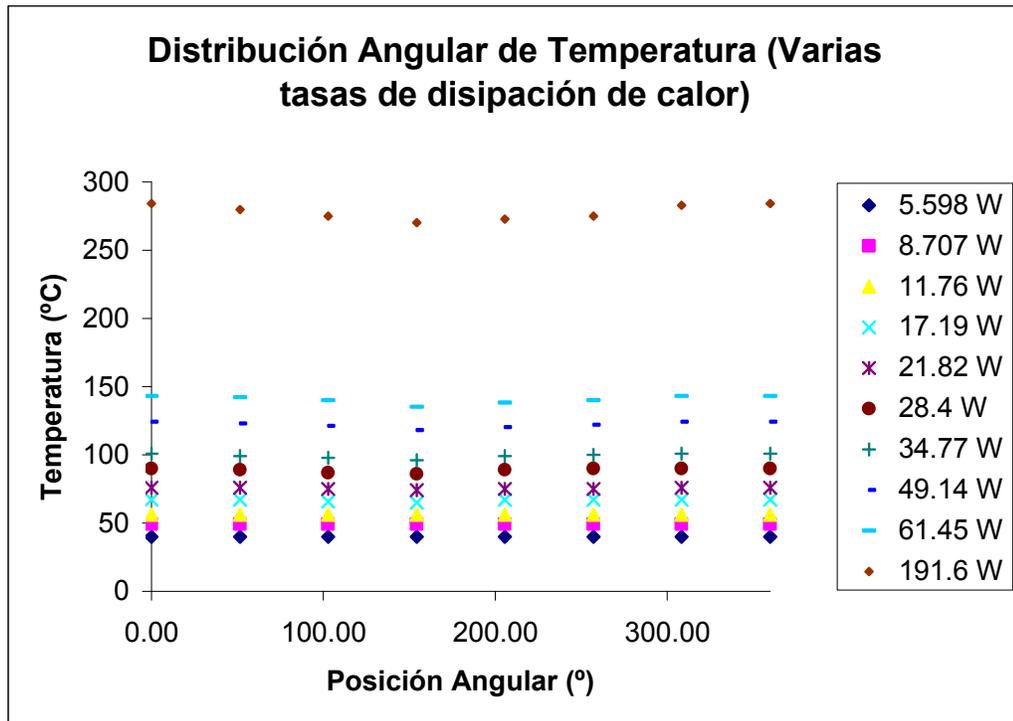


Prueba #10

T_{∞}	26.8	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	26.6	$^{\circ}\text{C}$
V	242	Volts
R	305.6	Ω

	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	284
2	51.43	280
3	102.86	275
4	154.29	270
5	205.71	273
6	257.14	275
7	308.57	283



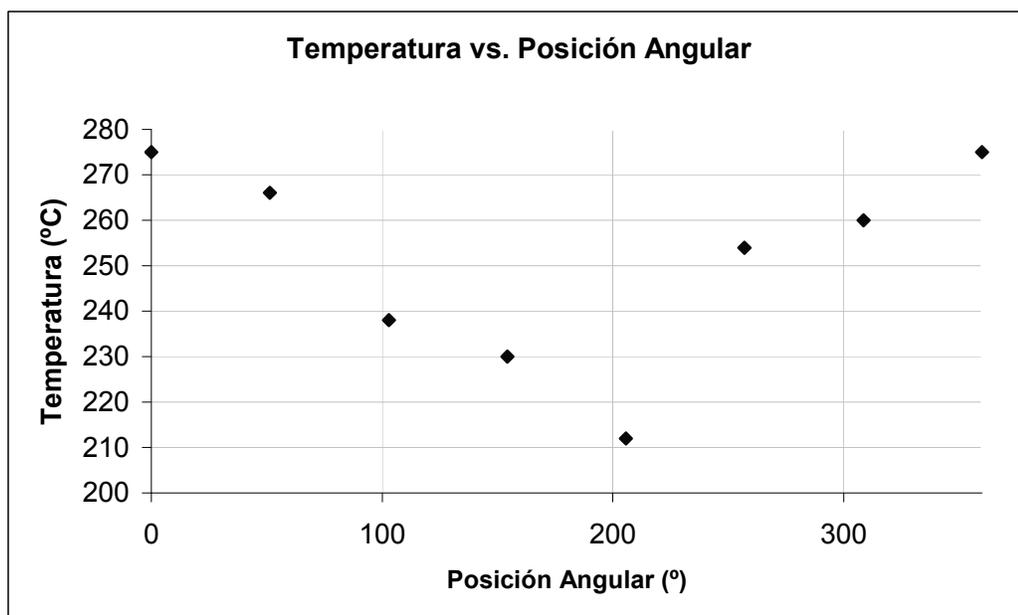


Apéndice A.2: Resultados obtenidos con la configuración inicial de las termocuplas

Prueba #1

T_{∞}	32.0	°C
T_{air}	32.0	°C
V	244	Volts
R	305	Ω

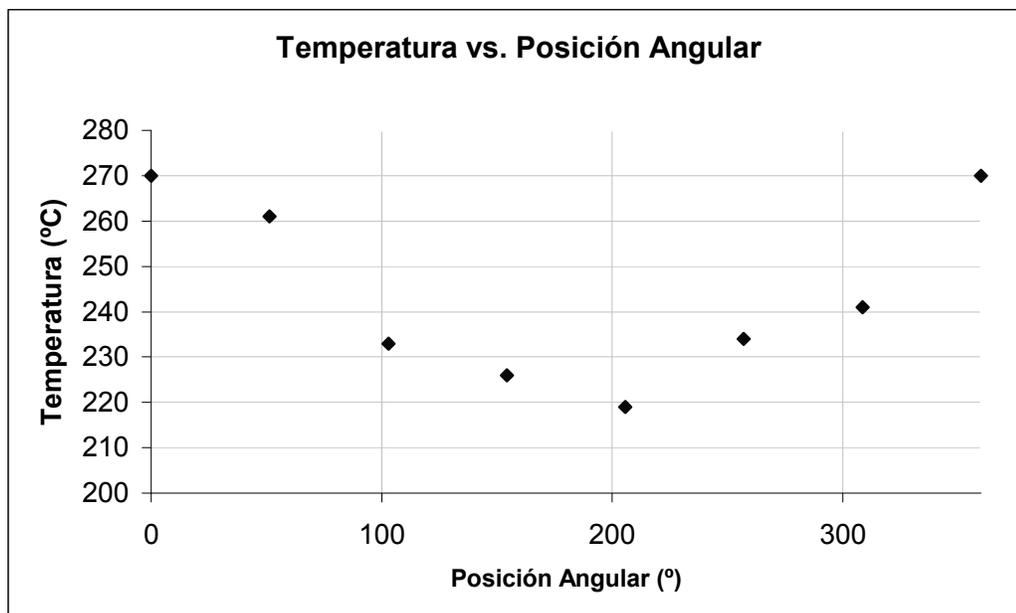
	Θ (°)	T_w (°C)
1	0.00	275
2	51.43	266
3	102.86	238
4	154.29	230
5	205.71	212
6	257.14	254
7	308.57	260



Prueba #2

T_{∞}	30.0	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	30.0	$^{\circ}\text{C}$
V	244	Volts
R	305	Ω

	θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	270
2	51.43	261
3	102.86	233
4	154.29	226
5	205.71	219
6	257.14	234
7	308.57	241

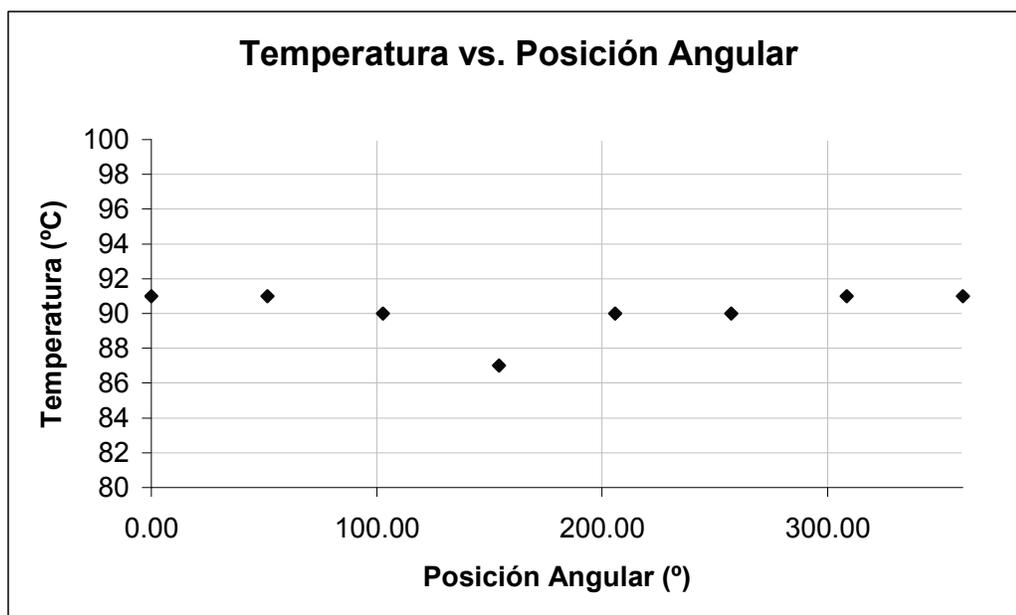


Apéndice A.3: Resultados de Mediciones de la Práctica #2

Prueba #1

T_{∞}	27.9	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.0	$^{\circ}\text{C}$
α	0	$^{\circ}$
R	294	Ω

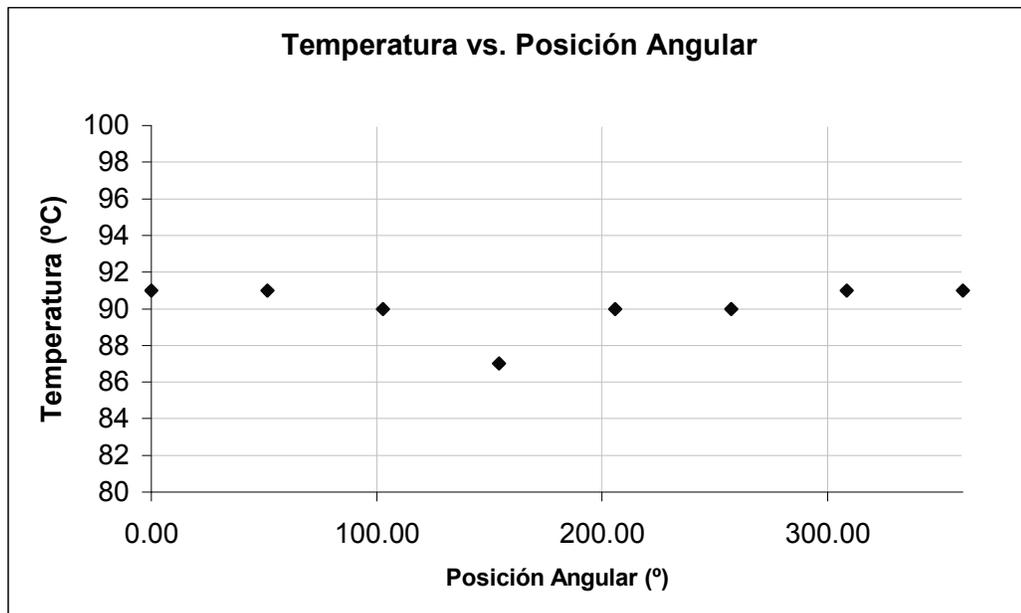
	$\Theta (^{\circ})$	$T_w (^{\circ}\text{C})$
1	0.00	91
2	51.43	91
3	102.86	90
4	154.29	87
5	205.71	90
6	257.14	90
7	308.57	91



Prueba #2

T_{∞}	28.0	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.0	$^{\circ}\text{C}$
α	0	$^{\circ}$
R	294	Ω

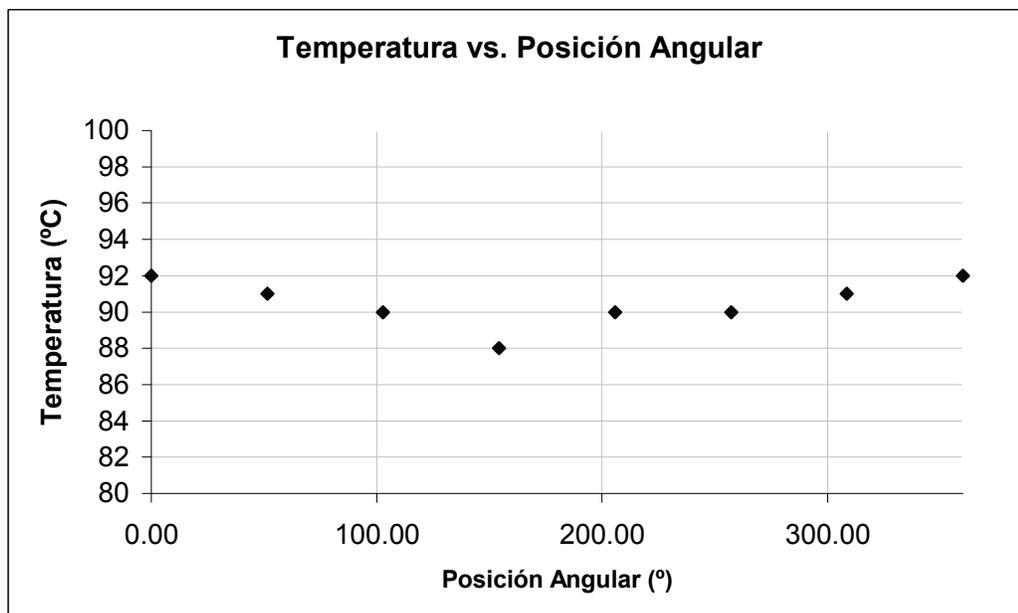
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	91
2	51.43	91
3	102.86	90
4	154.29	87
5	205.71	90
6	257.14	90
7	308.57	91



Prueba #3

T_{∞}	28.3	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.3	$^{\circ}\text{C}$
α	20	$^{\circ}$
R	294	Ω

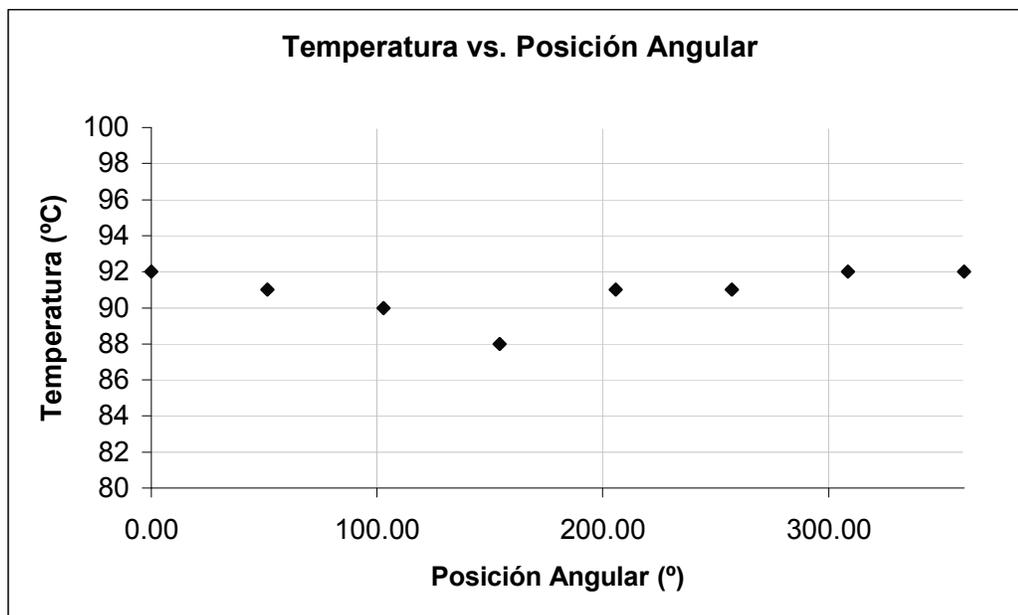
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	92
2	51.43	91
3	102.86	90
4	154.29	88
5	205.71	90
6	257.14	91
7	308.57	91



Prueba #4

T_{∞}	28.4	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.4	$^{\circ}\text{C}$
α	30	$^{\circ}$
R	294	Ω

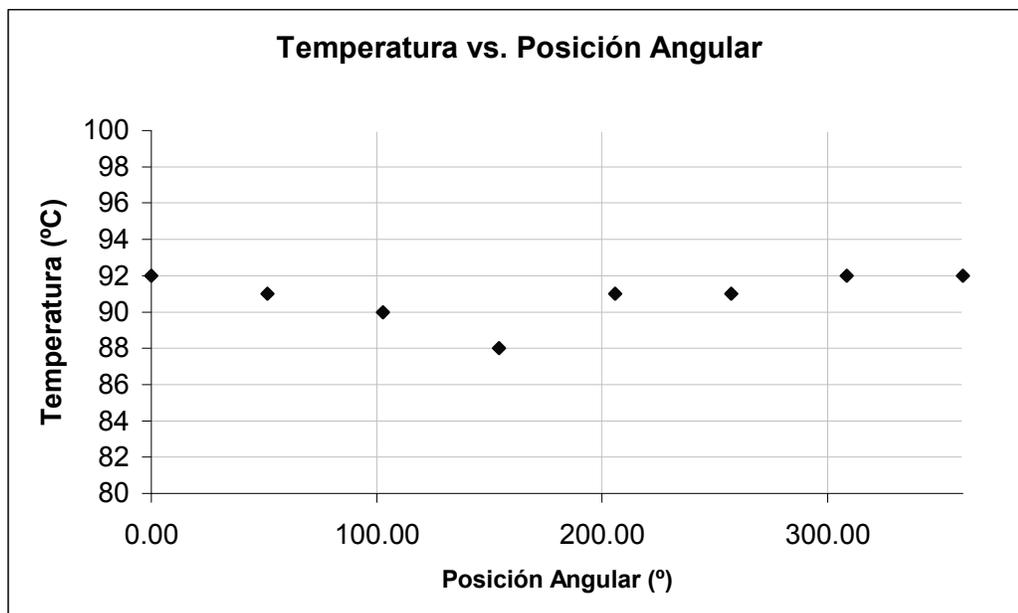
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	92
2	51.43	91
3	102.86	90
4	154.29	88
5	205.71	91
6	257.14	91
7	308.57	92



Prueba #5

T_{∞}	28.5	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.5	$^{\circ}\text{C}$
α	40	$^{\circ}$
R	294	Ω

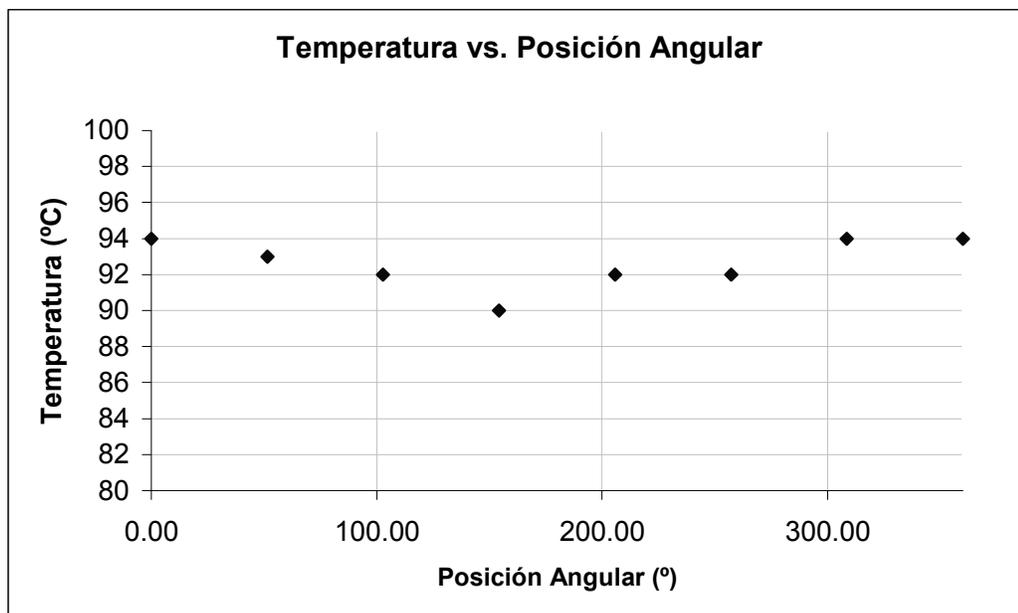
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	92
2	51.43	91
3	102.86	90
4	154.29	88
5	205.71	91
6	257.14	91
7	308.57	92



Prueba #6

T_{∞}	27.8	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.9	$^{\circ}\text{C}$
α	50	$^{\circ}$
R	294	Ω

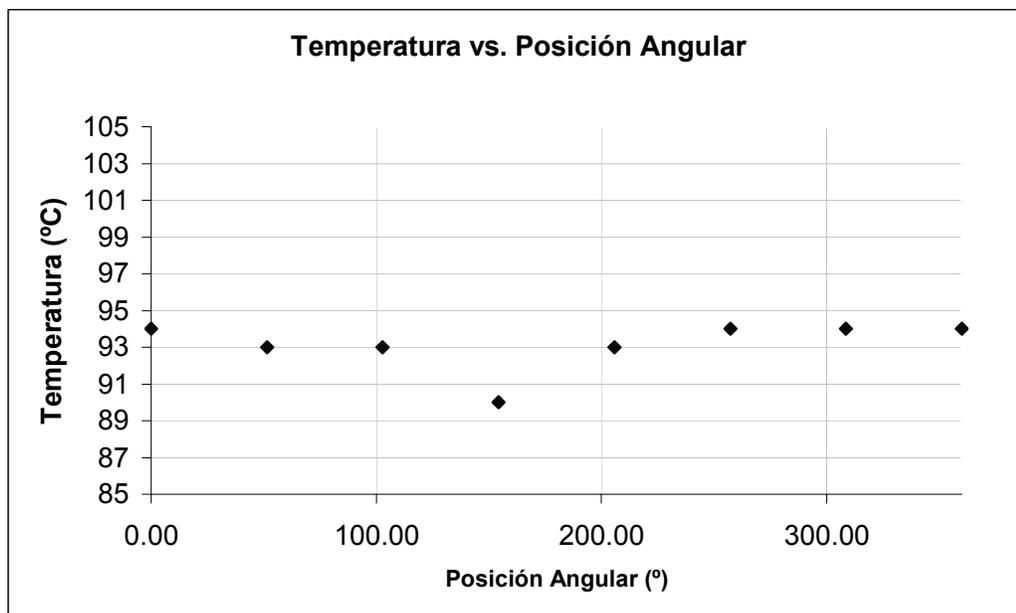
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	94
2	51.43	93
3	102.86	92
4	154.29	90
5	205.71	92
6	257.14	92
7	308.57	94



Prueba #7

T_{∞}	28.0	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.9	$^{\circ}\text{C}$
α	60	$^{\circ}$
R	294	Ω

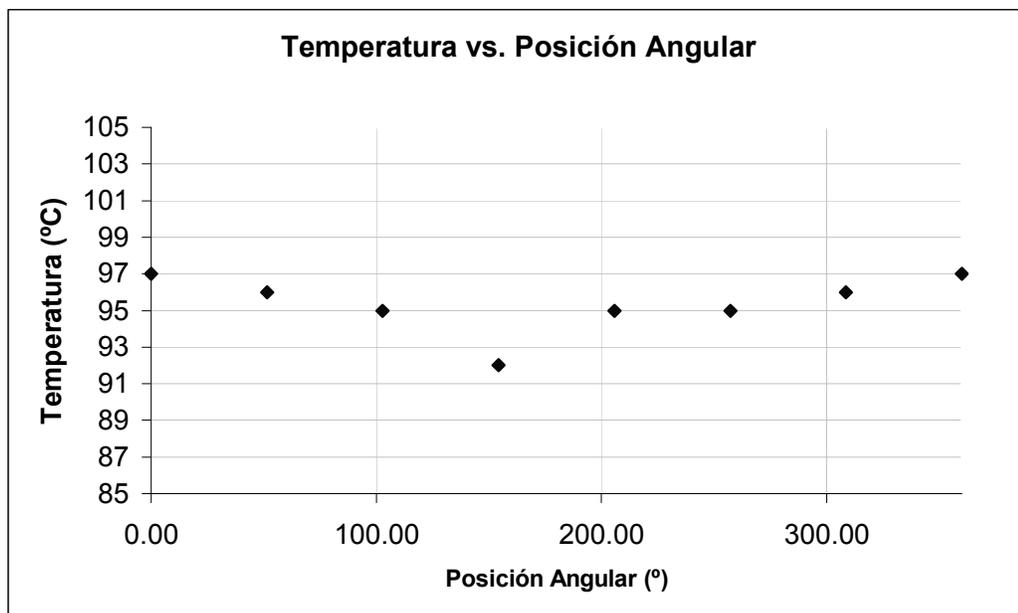
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	94
2	51.43	93
3	102.86	93
4	154.29	90
5	205.71	93
6	257.14	94
7	308.57	94



Prueba #8

T_{∞}	27.7	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.7	$^{\circ}\text{C}$
α	70	$^{\circ}$
R	294	Ω

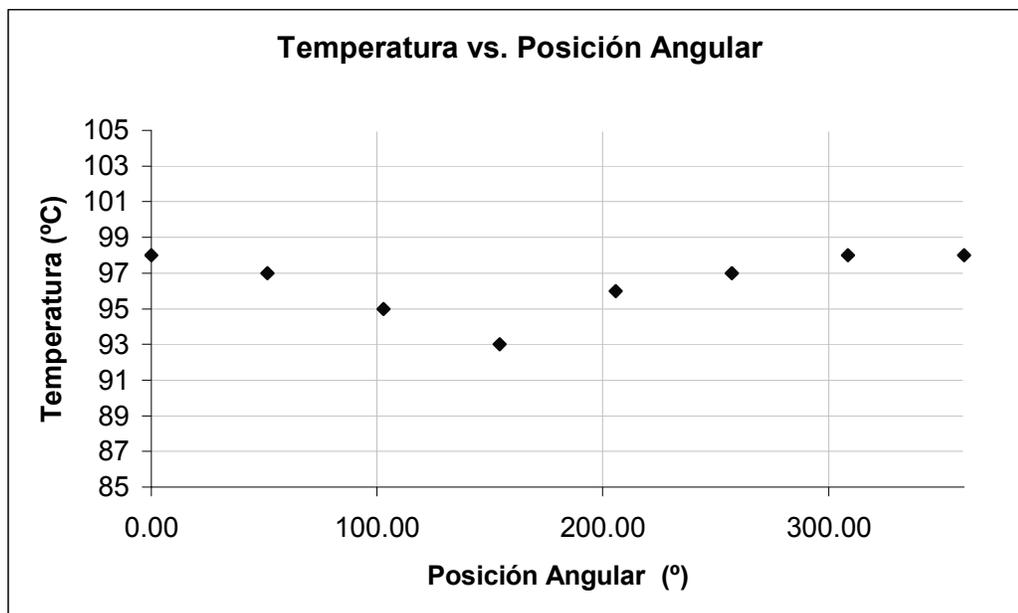
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	97
2	51.43	96
3	102.86	95
4	154.29	92
5	205.71	95
6	257.14	95
7	308.57	96



Prueba #9

T_{∞}	27.9	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	27.9	$^{\circ}\text{C}$
α	80	$^{\circ}$
R	294	Ω

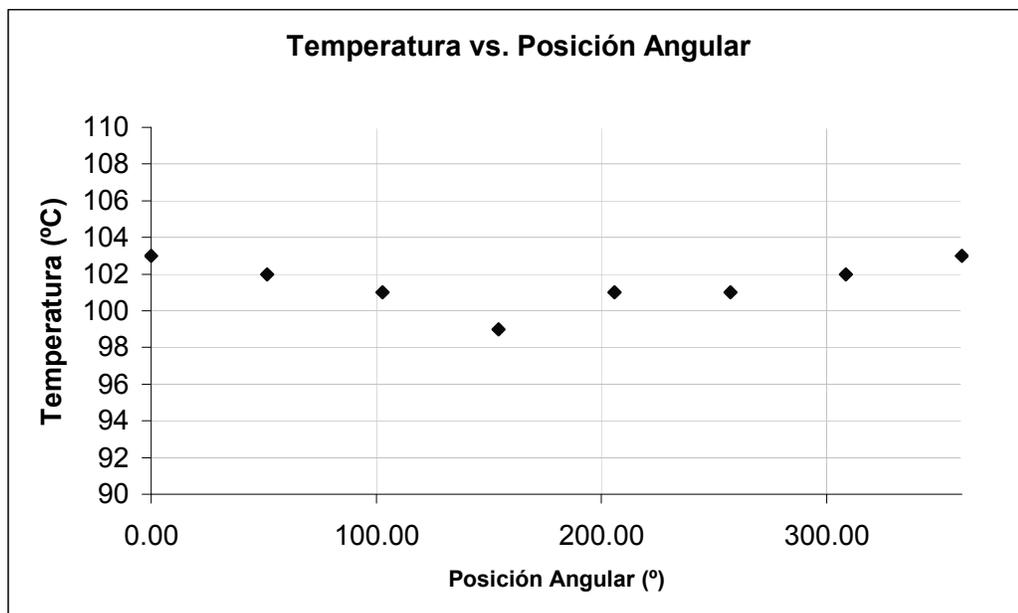
	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	98
2	51.43	97
3	102.86	95
4	154.29	93
5	205.71	96
6	257.14	97
7	308.57	98

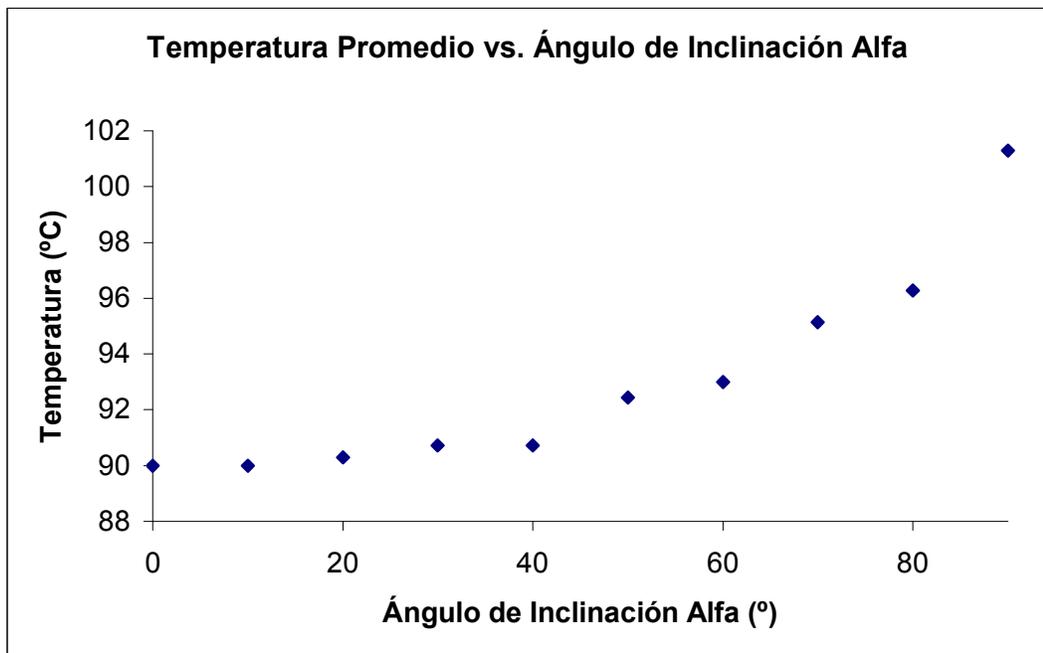
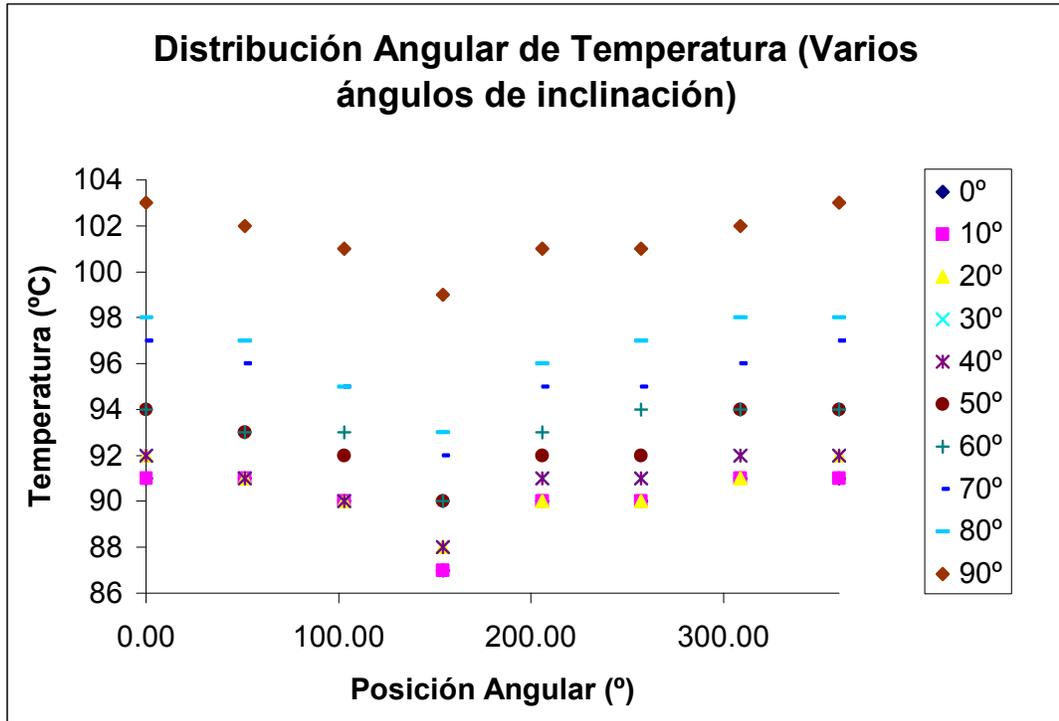


Prueba #10

T_{∞}	28.2	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	28.2	$^{\circ}\text{C}$
α	90	$^{\circ}$
R	294	Ω

	Θ ($^{\circ}$)	T_w ($^{\circ}\text{C}$)
1	0.00	103
2	51.43	102
3	102.86	101
4	154.29	99
5	205.71	101
6	257.14	101
7	308.57	102



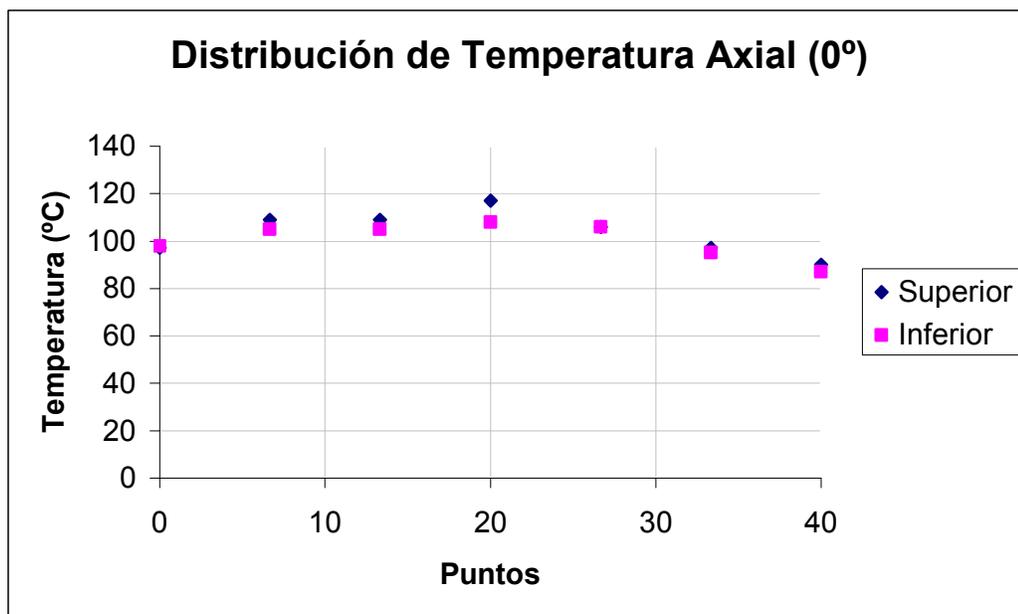


Apéndice A.4: Resultados de mediciones de temperatura axiales

Prueba #1:

T_{∞}	30.1	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	30.2	$^{\circ}\text{C}$
α	0	$^{\circ}$
R	295	Ω

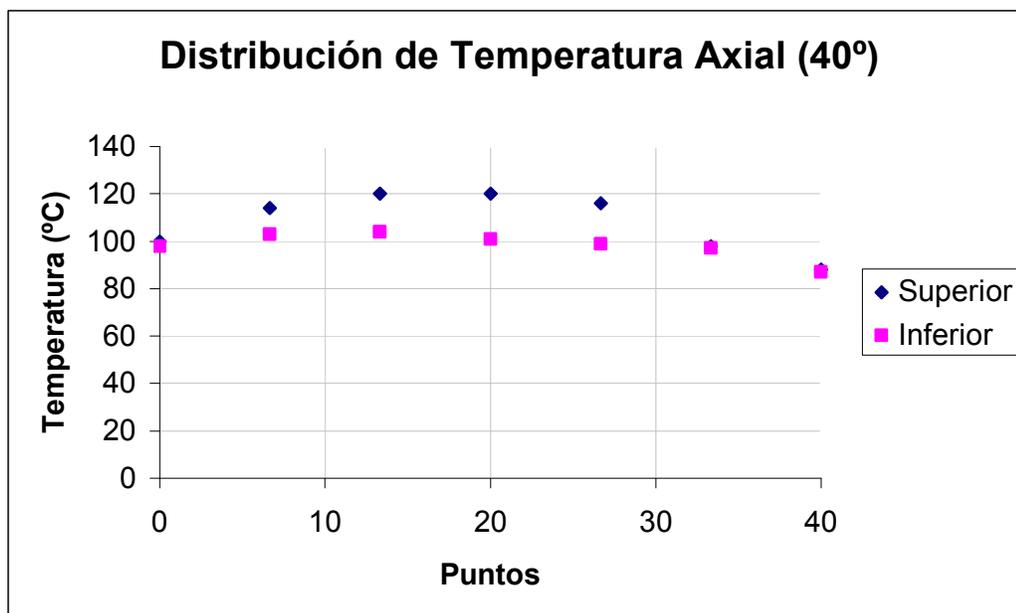
	a	b
1	97	98
2	109	105
3	109	105
4	117	108
5	106	106
6	97	95
7	90	87



Prueba #2:

T_{∞}	29.8	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	30.0	$^{\circ}\text{C}$
α	40	$^{\circ}$
R	295	Ω

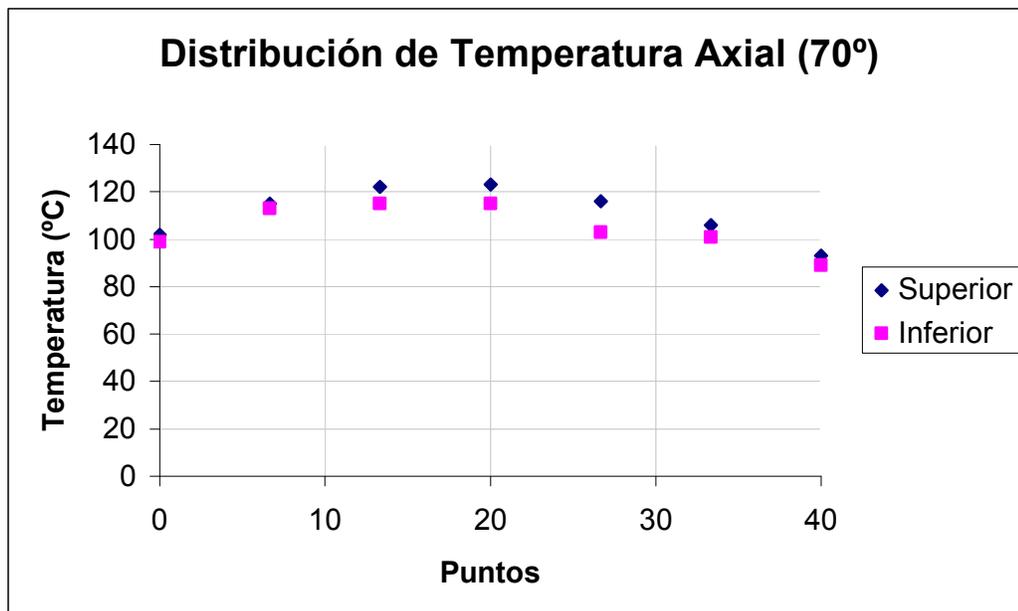
	a	b
1	100	98
2	114	103
3	120	104
4	120	101
5	116	99
6	98	97
7	88	87



Prueba #3:

T_{∞}	29.8	$^{\circ}\text{C}$
T_{air}	30.0	$^{\circ}\text{C}$
α	70	$^{\circ}$
R	295	Ω

	a	b
1	102	99
2	115	113
3	122	115
4	123	115
5	116	103
6	106	101
7	93	89

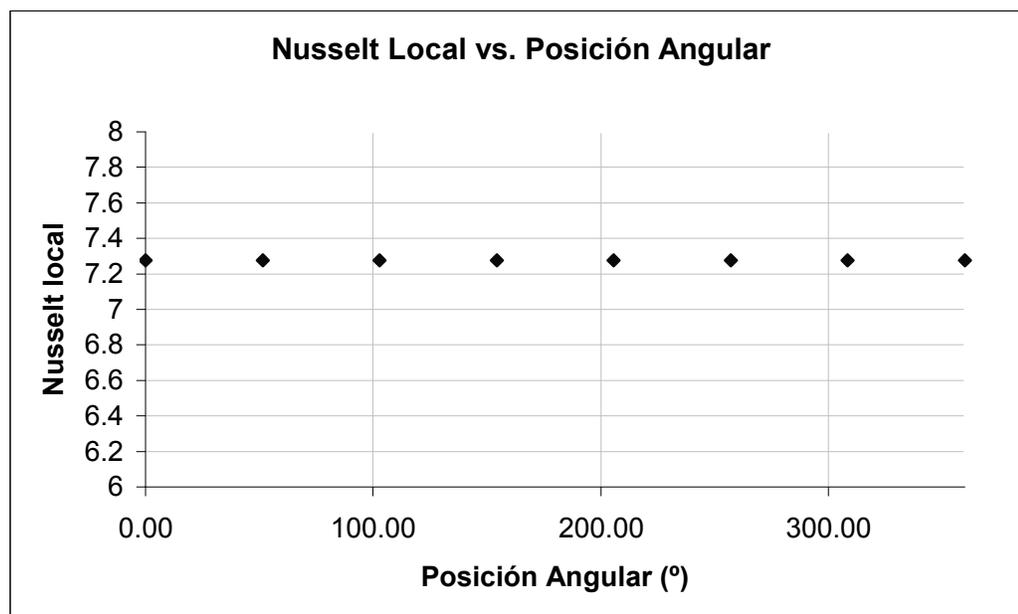


Apéndice A.5: Cálculos realizados (Práctica #1)

Prueba #1

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
51.43	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
102.86	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
154.29	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
205.71	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
257.14	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8
308.57	40	73.31	119.7	0.6125	0.02612	7.277	8.8

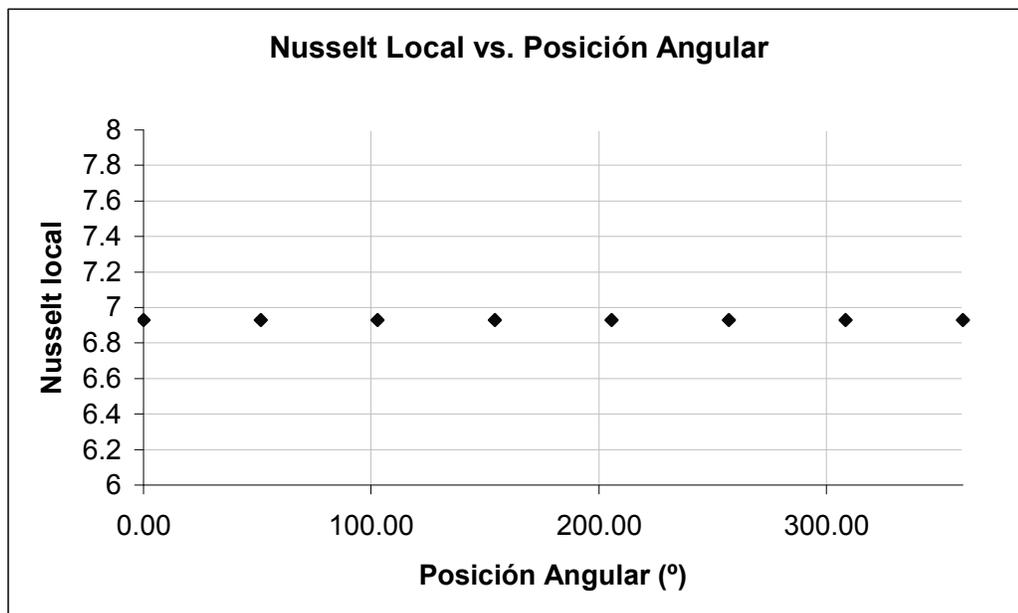
$Q_{disipado}$	5.598 W
$Q_{pérdidas}$	0.36 W
$T_{promedio}$	40° C
Nu_{global}	7.277
h_{global}	8.8 W/m ² K



Prueba #2

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
51.43	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
102.86	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
154.29	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
205.71	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
257.14	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499
308.57	49	117.3	181	0.6478	0.0265	6.928	8.499

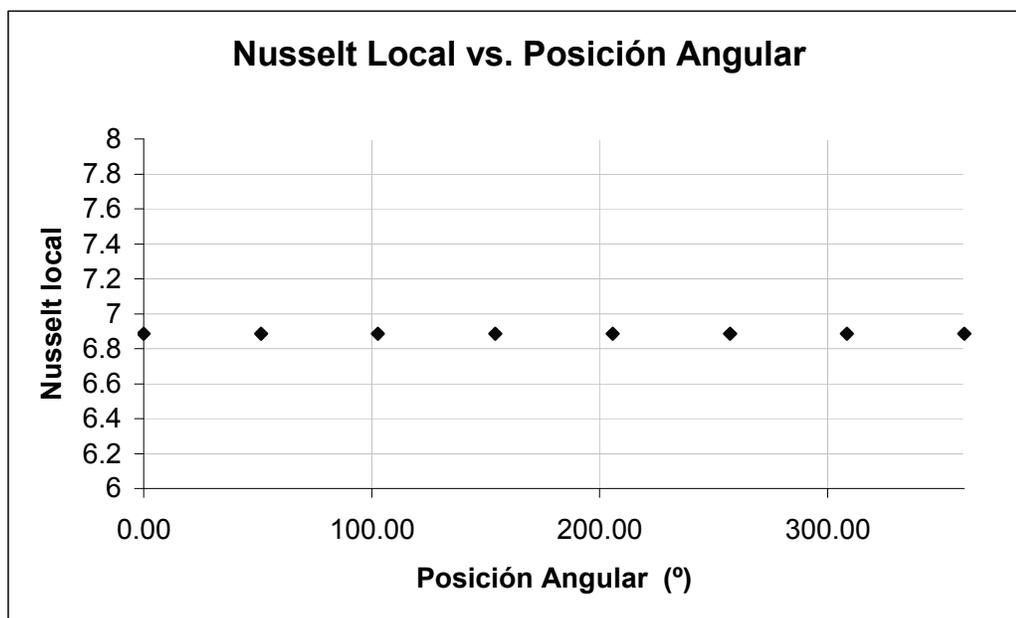
$Q_{disipado}$	8.707 W
$Q_{pérdidas}$	0.61 W
$T_{promedio}$	49° C
Nu_{global}	6.928
h_{global}	8.499 W/m ² K



Prueba #3

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
51.43	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
102.86	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
154.29	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
205.71	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
257.14	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526
308.57	56	161.1	242.1	0.6653	0.02675	6.884	8.526

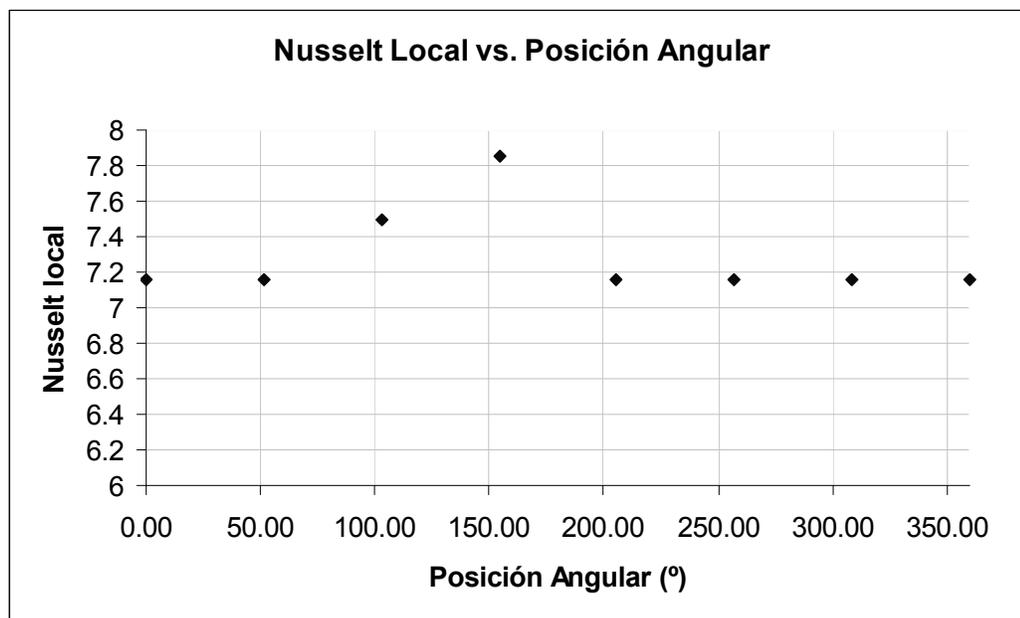
$Q_{disipado}$	11.76 W
$Q_{pérdidas}$	0.8156 W
$T_{promedio}$	56° C
Nu_{global}	6.884
h_{global}	8.526 W/m ² K



Prueba #4

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	67	237.8	358	0.6642	0.02714	7.158	8.994
51.43	67	237.8	358	0.6642	0.02714	7.158	8.994
102.86	66	230.7	365.1	0.6319	0.0271	7.498	9.409
154.29	65	223.6	372.1	0.601	0.02707	7.855	9.844
205.71	67	237.8	358	0.6642	0.02714	7.158	8.994
257.14	67	237.8	358	0.6642	0.02714	7.158	8.994
308.57	67	237.8	358	0.6642	0.02714	7.158	8.994

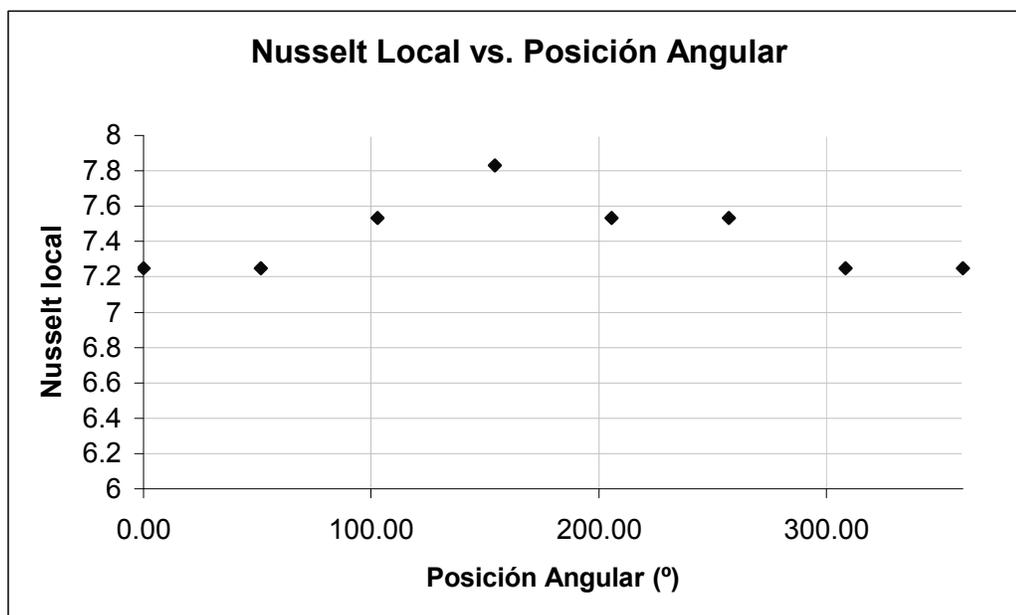
$Q_{disipado}$	17.19 W
$Q_{pérdidas}$	1.02 W
$T_{promedio}$	66.57° C
Nu_{global}	7.30
h_{global}	9.17 W/m ² K



Prueba #5

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214
51.43	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214
102.86	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
154.29	74	291.7	468.6	0.6225	0.02738	7.831	9.928
205.71	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
257.14	75	299.3	461	0.6493	0.02742	7.534	9.564
308.57	76	307	453.3	0.6772	0.02746	7.248	9.214

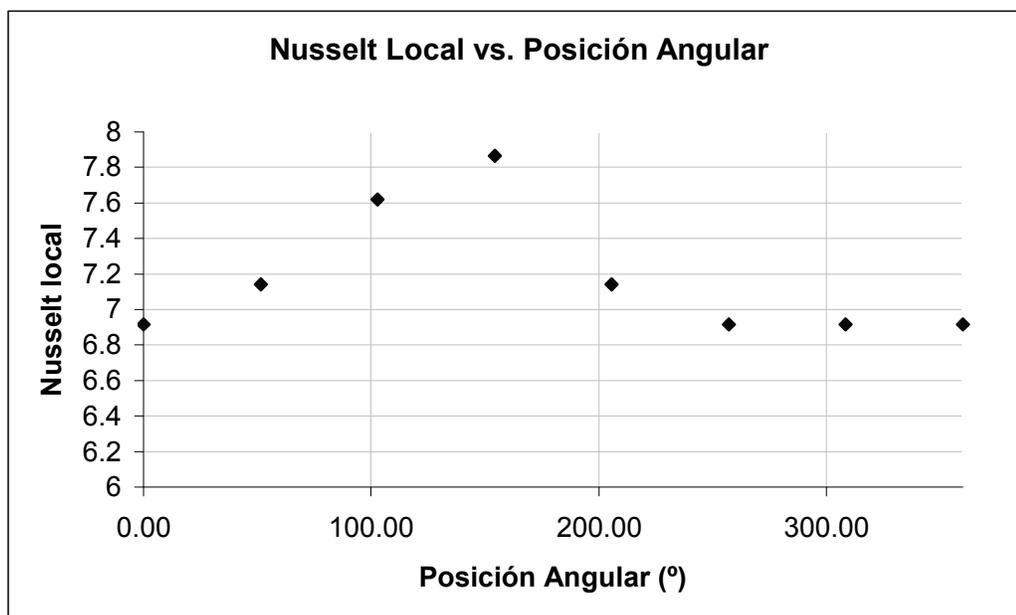
$Q_{disipado}$	21.82 W
$Q_{pérdidas}$	1.183 W
$T_{promedio}$	75.28° C
Nu_{global}	7.45
h_{global}	9.46 W/m ² K



Prueba #6

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	90	422.6	568.4	0.7435	0.02796	6.916	8.951
51.43	89	414	577.1	0.7174	0.02792	7.143	9.233
102.86	87	396.9	594.1	0.668	0.02785	7.618	9.82
154.29	86	388.5	602.6	0.6447	0.02781	7.866	10.13
205.71	89	414	577.1	0.7174	0.02792	7.143	9.233
257.14	90	422.6	568.4	0.7435	0.02796	6.916	8.951
308.57	90	422.6	568.4	0.7435	0.02796	6.916	8.951

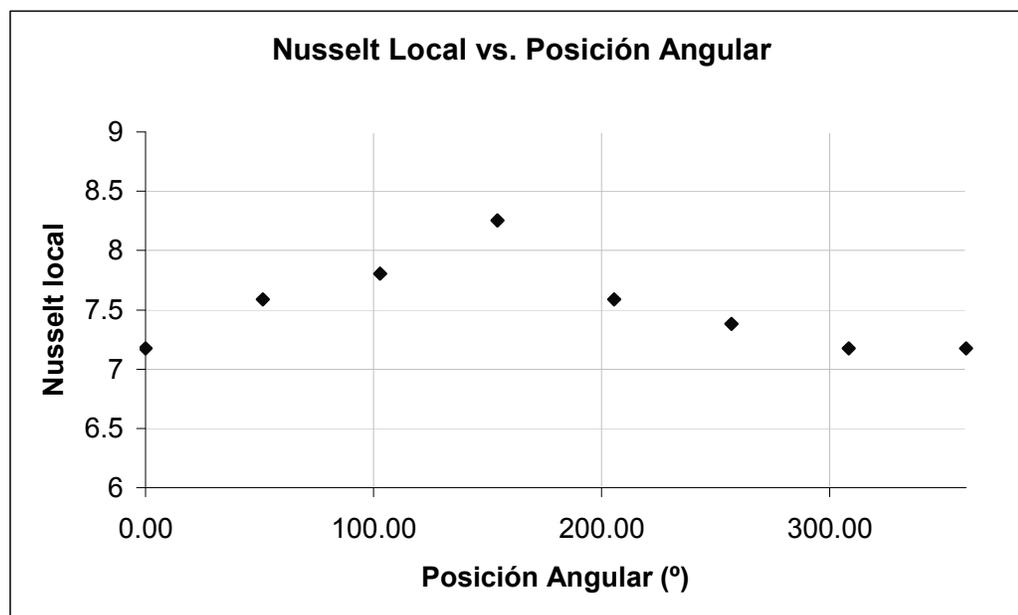
$Q_{disipado}$	28.4 W
$Q_{pérdidas}$	1.5 W
$T_{promedio}$	88.71 °C
Nu_{global}	7.21
h_{global}	9.32 W/m ² K



Prueba #7

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	101	523.5	702.6	0.7451	0.02835	7.175	9.418
51.43	99	504.7	721.4	0.6995	0.02828	7.59	9.937
102.86	98	495.3	730.7	0.6779	0.02824	7.805	10.21
154.29	96	477	749.1	0.6367	0.02817	8.253	10.76
205.71	99	504.7	721.4	0.6995	0.02828	7.59	9.937
257.14	100	514	712.1	0.7219	0.02832	7.38	9.675
308.57	101	523.5	702.6	0.7451	0.02835	7.175	9.418

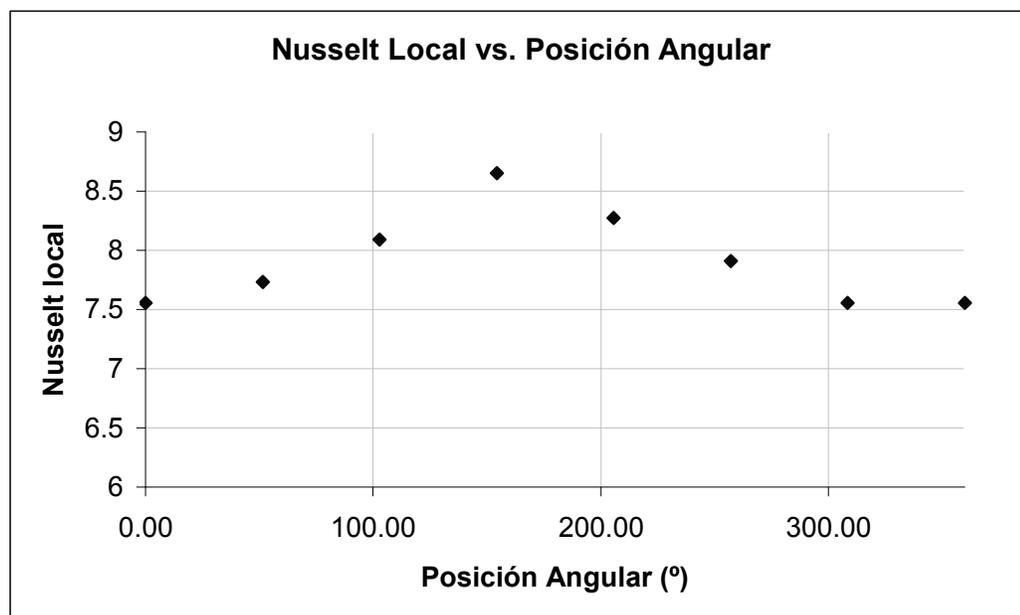
$Q_{disipado}$	34.77 W
$Q_{pérdidas}$	1.49 W
$T_{promedio}$	99.14 °C
Nu_{global}	7.56
h_{global}	9.90 W/m ² K



Prueba #8

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	124	763.3	997.4	0.7653	0.02918	7.557	10.21
51.43	123	751.9	1009	0.7455	0.02914	7.732	10.43
102.86	121	729.6	1031	0.7076	0.02907	8.09	10.89
154.29	118	696.7	1064	0.6548	0.02896	8.654	11.6
205.71	120	718.5	1042	0.6895	0.02903	8.274	11.12
257.14	122	740.7	1020	0.7262	0.02911	7.909	10.66
308.57	124	763.3	997.4	0.7653	0.02918	7.557	10.21

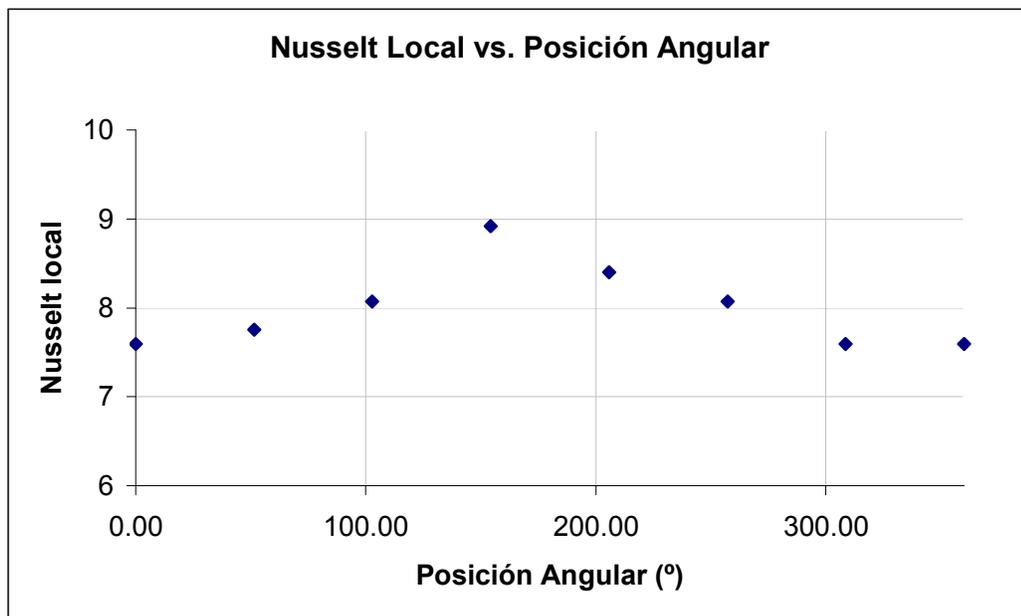
$Q_{disipado}$	49.14 W
$Q_{pérdidas}$	1.35 W
$T_{promedio}$	121.71 °C
Nu_{global}	7.96
h_{global}	10.73 W/m ² K



Prueba #9

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	143	995.9	1226	0.8121	0.02986	7.596	10.5
51.43	142	982.9	1239	0.7931	0.02982	7.753	10.7
102.86	140	957.2	1265	0.7566	0.02975	8.072	11.12
154.29	135	894.4	1328	0.6736	0.02957	8.916	12.2
205.71	138	931.8	1291	0.722	0.02968	8.402	11.54
257.14	140	957.2	1265	0.7566	0.02975	8.072	11.12
308.57	143	995.9	1226	0.8121	0.02986	7.596	10.5

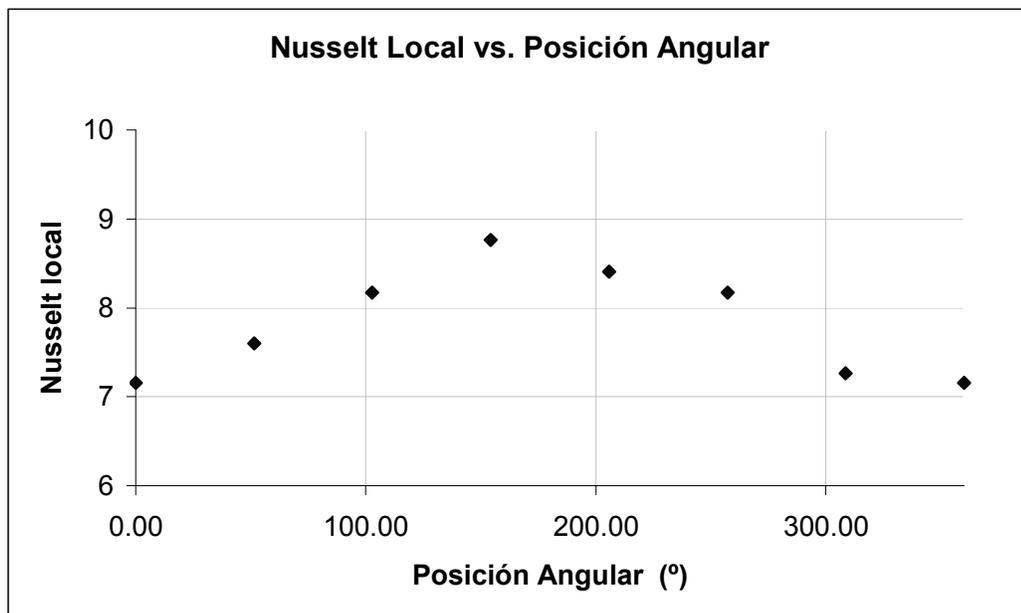
$Q_{disipado}$	61.45 W
$Q_{pérdidas}$	1.13 W
$T_{promedio}$	140.14 °C
Nu_{global}	8.05
h_{global}	11.09 W/m ² K

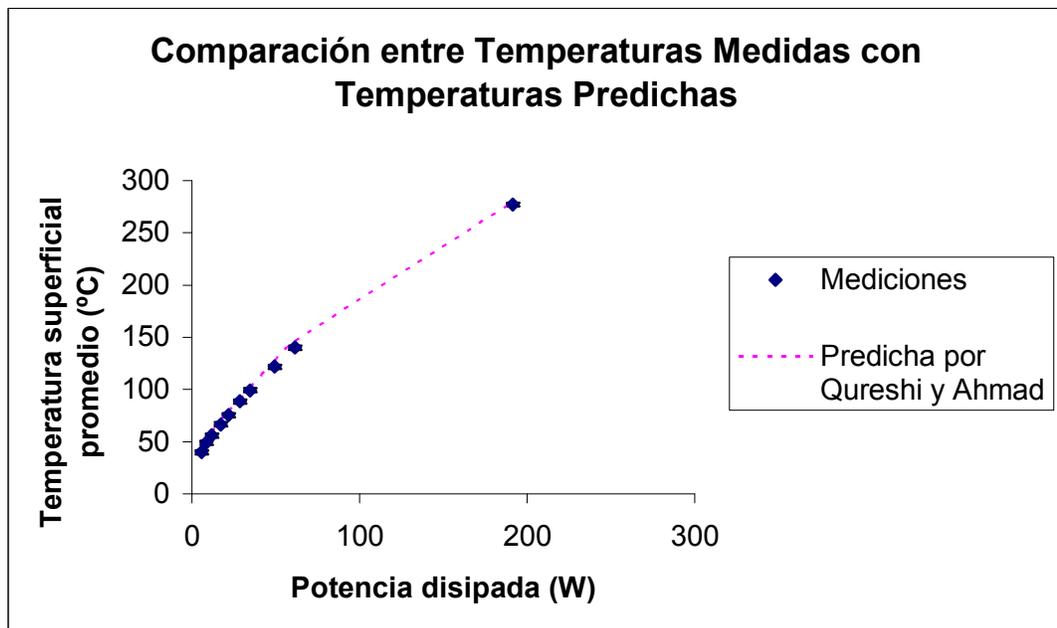
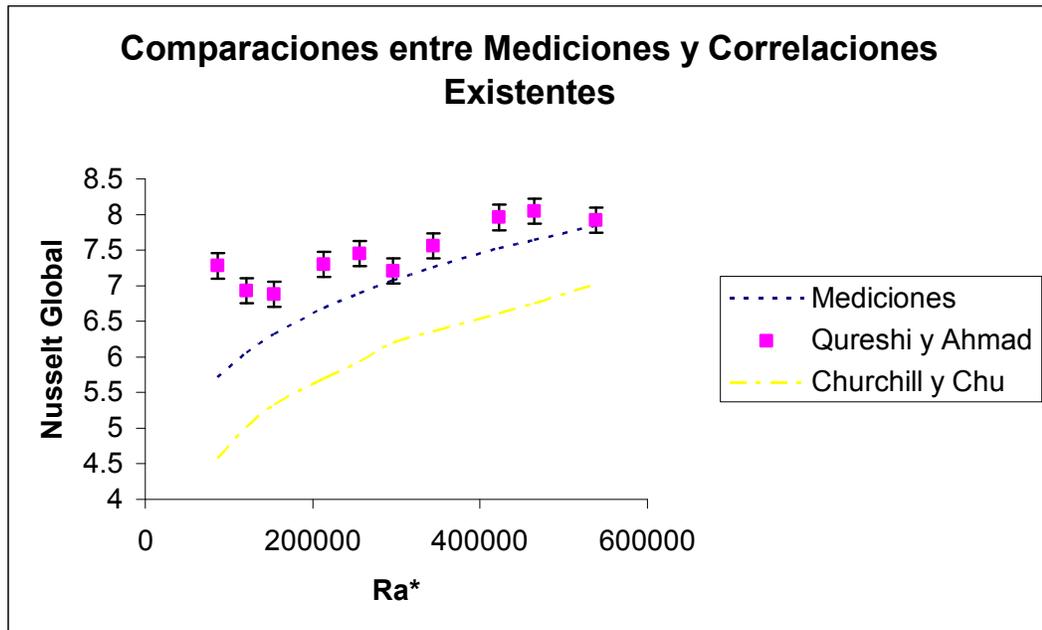


Prueba #10

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	284	4001	2963	1.35	0.0348	7.153	11.52
51.43	280	3877	3088	1.256	0.03466	7.6	12.19
102.86	275	3725	3239	1.15	0.03449	8.173	13.05
154.29	270	3578	3386	1.057	0.03432	8.764	13.92
205.71	273	3666	3298	1.111	0.03442	8.407	13.4
257.14	275	3725	3239	1.15	0.03449	8.173	13.05
308.57	283	3969	2995	1.325	0.03476	7.263	11.69

$Q_{disipado}$	191.6 W
$Q_{pérdidas}$	2.61 W
$T_{promedio}$	277.14 °C
Nu_{global}	7.93
h_{global}	12.68 W/m ² K



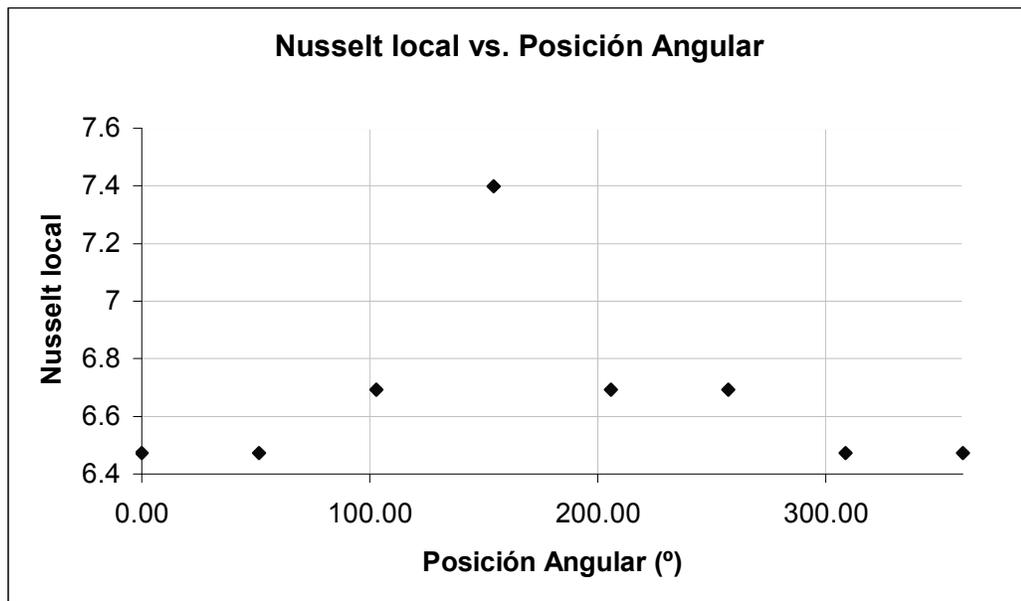


Apéndice A.6: Cálculos realizados (Práctica #2)

Prueba #1

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	H (W/m ² K)
0.00	91	423.96	530.21	0.80	0.02804	6.472	8.40
51.43	91	423.96	530.21	0.80	0.02804	6.472	8.40
102.86	90	415.25	538.93	0.77	0.02801	6.693	8.68
154.29	87	389.53	564.64	0.69	0.0279	7.398	9.55
205.71	90	415.25	538.93	0.77	0.02801	6.693	8.68
257.14	90	415.25	538.93	0.77	0.02801	6.693	8.68
308.57	91	423.96	530.21	0.80	0.02804	6.472	8.40

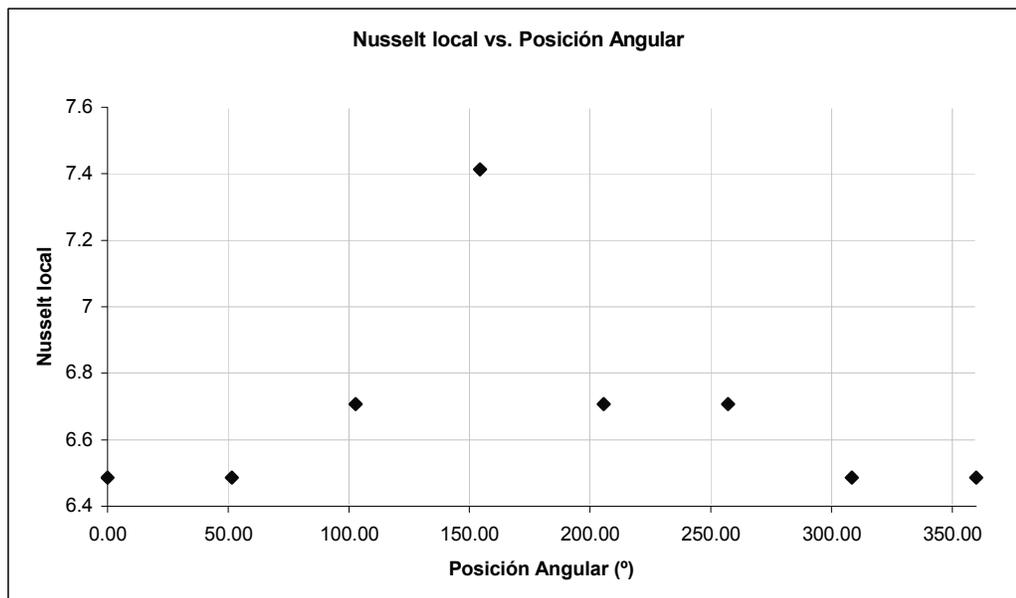
α	0°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.65 W
$T_{promedio}$	90.00° C
Nu_{global}	6.699
h_{global}	8.69 W/m ² K



Prueba #2

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	91	423.96	530.58	0.80	0.02805	6.486	8.42
51.43	91	423.96	530.58	0.80	0.02805	6.486	8.42
102.86	90	415.25	539.29	0.77	0.02801	6.708	8.70
154.29	87	389.53	565.01	0.69	0.0279	7.414	9.58
205.71	90	415.25	539.29	0.77	0.02801	6.708	8.70
257.14	90	415.25	539.29	0.77	0.02801	6.708	8.70
308.57	91	423.96	530.58	0.80	0.02805	6.486	8.42

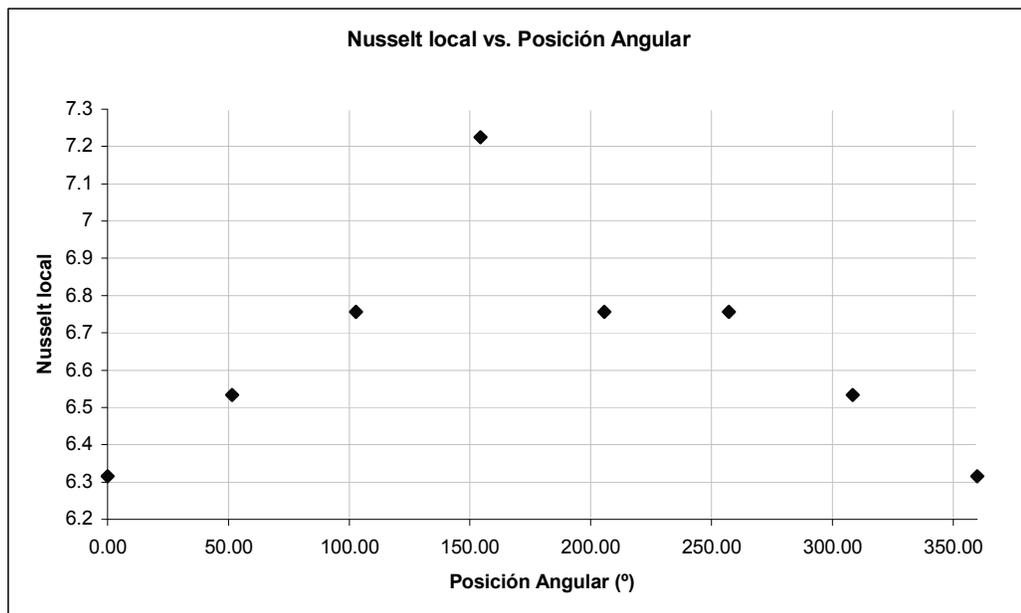
α	10°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.64 W
$T_{promedio}$	90.00° C
Nu_{global}	6.713
h_{global}	8.71 W/m ² K



Prueba #3

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	92	431.26	523.30	0.82	0.02809	6.316	8.22
51.43	91	422.48	532.09	0.79	0.02806	6.533	8.49
102.86	90	413.76	540.80	0.77	0.02802	6.756	8.77
154.29	88	396.55	558.02	0.71	0.02795	7.224	9.35
205.71	90	413.76	540.80	0.77	0.02802	6.756	8.77
257.14	90	413.76	540.80	0.77	0.02802	6.756	8.77
308.57	91	422.48	532.09	0.79	0.02806	6.533	8.49

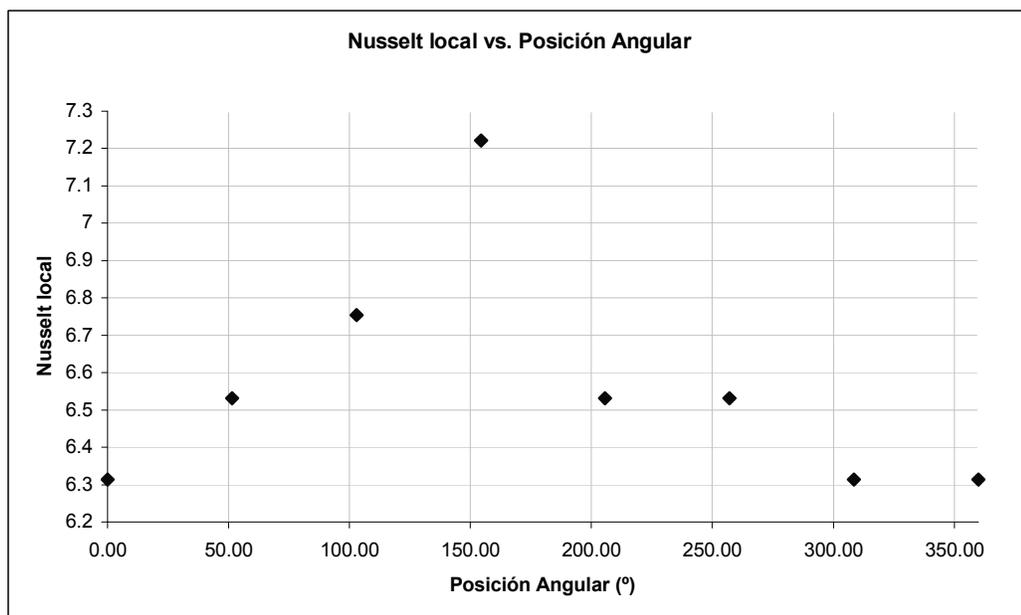
α	20°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.64 W
$T_{promedio}$	90.29° C
Nu_{global}	6.696
h_{global}	8.69 W/m ² K



Prueba #4

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	92	430.77	522.40	0.82	0.0281	6.313	8.21
51.43	91	421.98	531.18	0.79	0.02806	6.531	8.49
102.86	90	413.27	539.90	0.77	0.02802	6.754	8.76
154.29	88	396.05	557.11	0.71	0.02795	7.222	9.35
205.71	91	421.98	531.18	0.79	0.02806	6.531	8.49
257.14	91	421.98	531.18	0.79	0.02806	6.531	8.49
308.57	92	430.77	522.40	0.82	0.0281	6.313	8.21

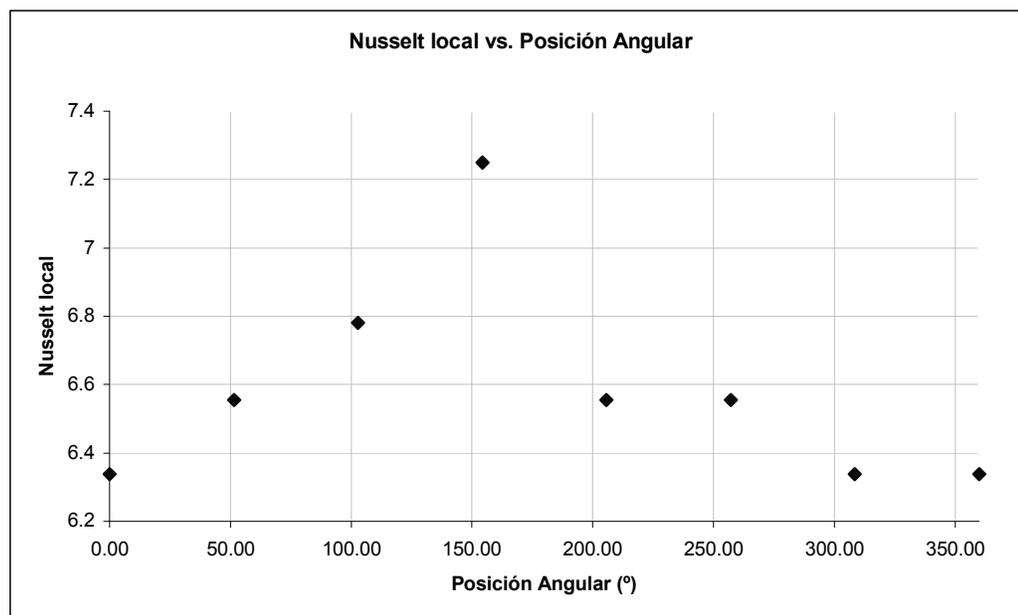
A	30°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.68 W
$T_{promedio}$	90.71° C
Nu_{global}	6.60
h_{global}	8.57 W/m ² K



Prueba #5

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	92	430.27	523.32	0.82	0.0281	6.338	8.24
51.43	91	421.48	532.11	0.79	0.02806	6.555	8.51
102.86	90	412.77	540.82	0.76	0.02803	6.78	8.79
154.29	88	395.55	558.04	0.71	0.02796	7.25	9.38
205.71	91	421.48	532.11	0.79	0.02806	6.555	8.51
257.14	91	421.48	532.11	0.79	0.02806	6.555	8.51
308.57	92	430.27	523.32	0.82	0.0281	6.338	8.24

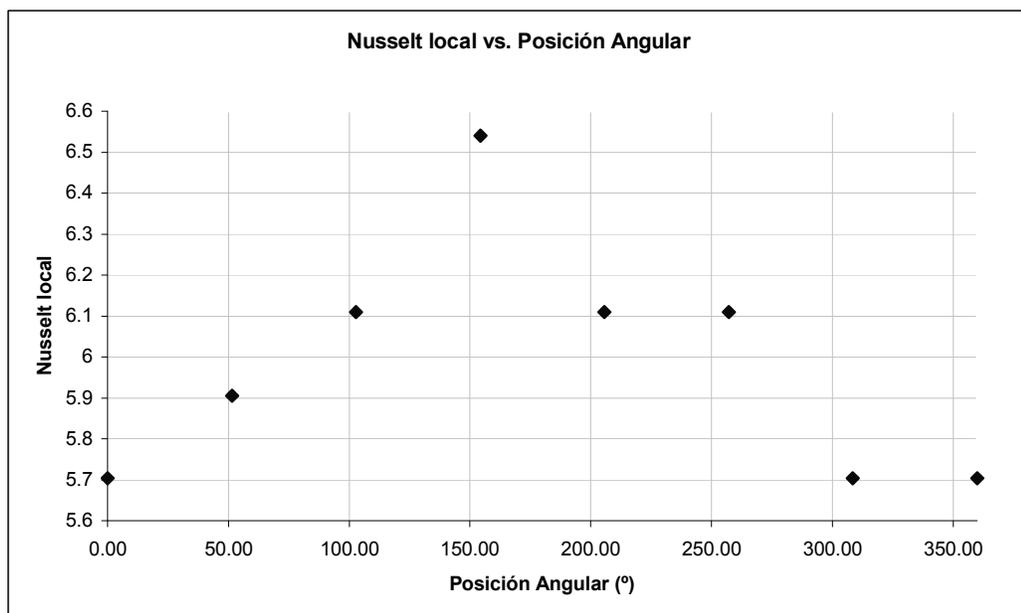
α	40°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.66 W
$T_{promedio}$	90.71° C
Nu_{global}	6.62
h_{global}	8.60 W/m ² K



Prueba #6

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	94	451.04	492.00	0.92	0.02815	5.704	7.43
51.43	93	442.10	500.93	0.88	0.02811	5.905	7.68
102.86	92	433.25	509.79	0.85	0.02808	6.11	7.94
154.29	90	415.74	527.29	0.79	0.028	6.54	8.48
205.71	92	433.25	509.79	0.85	0.02808	6.11	7.94
257.14	92	433.25	509.79	0.85	0.02808	6.11	7.94
308.57	94	451.04	492.00	0.92	0.02815	5.704	7.43

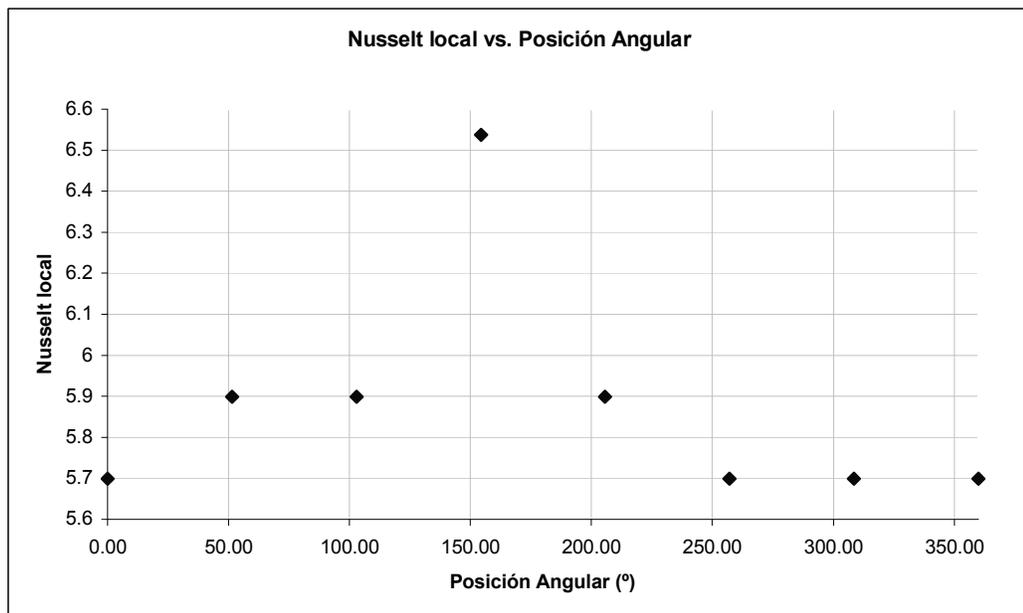
α	50°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	1.95 W
$T_{promedio}$	92.43° C
Nu_{global}	6.02
h_{global}	7.84 W/m ² K



Prueba #7

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	94	451.04	490.20	0.92	0.02816	5.699	7.43
51.43	93	442.10	499.13	0.89	0.02812	5.899	7.68
102.86	93	442.10	499.13	0.89	0.02812	5.899	7.68
154.29	90	415.74	525.49	0.79	0.02801	6.537	8.48
205.71	93	442.10	499.13	0.89	0.02812	5.899	7.68
257.14	94	451.04	490.20	0.92	0.02816	5.699	7.43
308.57	94	451.04	490.20	0.92	0.02816	5.699	7.43

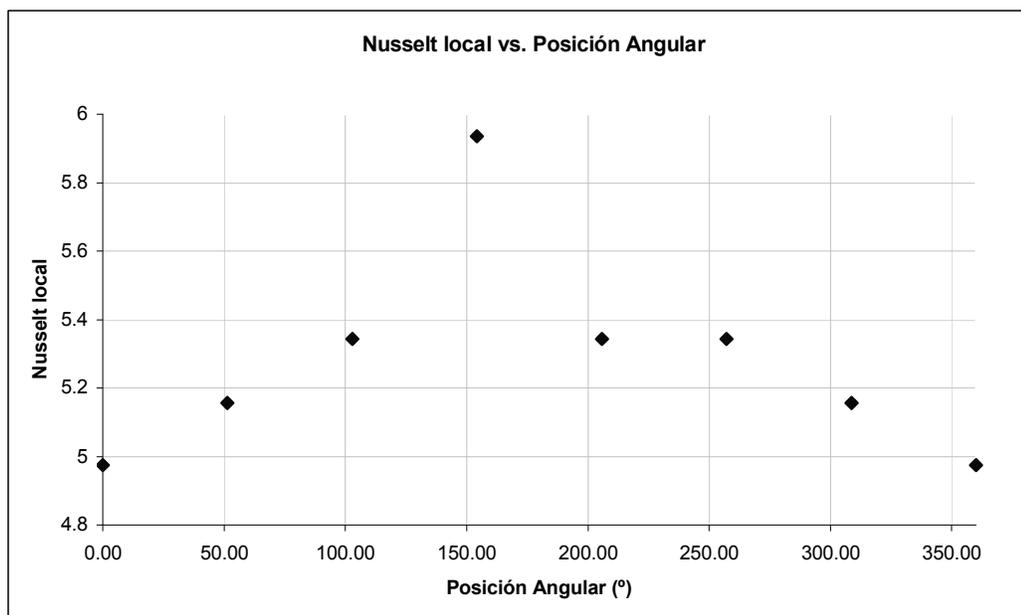
α	60°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	2.00 W
$T_{promedio}$	93.00° C
Nu_{global}	5.90
h_{global}	7.68 W/m ² K



Prueba #8

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	97	479.26	451.01	1.06	0.02825	4.975	6.51
51.43	96	470.11	460.17	1.02	0.02822	5.157	6.74
102.86	95	461.03	469.25	0.98	0.02818	5.344	6.97
154.29	92	434.23	496.04	0.88	0.02807	5.936	7.71
205.71	95	461.03	469.25	0.98	0.02818	5.344	6.97
257.14	95	461.03	469.25	0.98	0.02818	5.344	6.97
308.57	96	470.11	460.17	1.02	0.02822	5.157	6.74

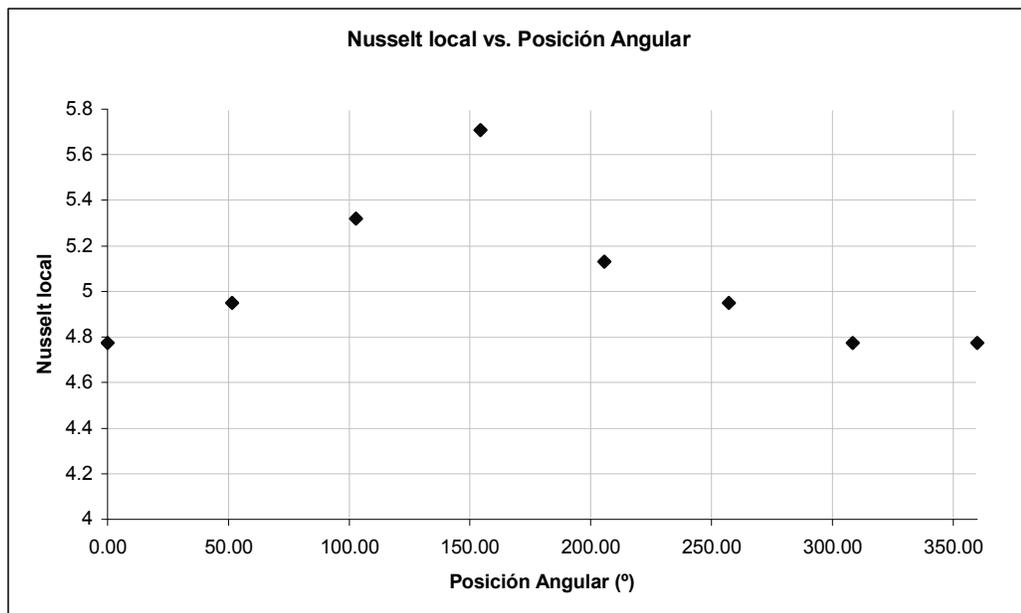
α	70°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	2.30 W
$T_{promedio}$	95.14° C
Nu_{global}	5.32
h_{global}	6.94 W/m ² K



Prueba #9

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	98	487.50	438.39	1.11	0.0283	4.773	6.25
51.43	97	478.27	447.62	1.07	0.02826	4.95	6.48
102.86	95	460.04	465.85	0.99	0.02819	5.319	6.94
154.29	93	442.10	483.79	0.91	0.02812	5.708	7.43
205.71	96	469.12	456.77	1.03	0.02822	5.132	6.71
257.14	97	478.27	447.62	1.07	0.02826	4.95	6.48
308.57	98	487.50	438.39	1.11	0.0283	4.773	6.25

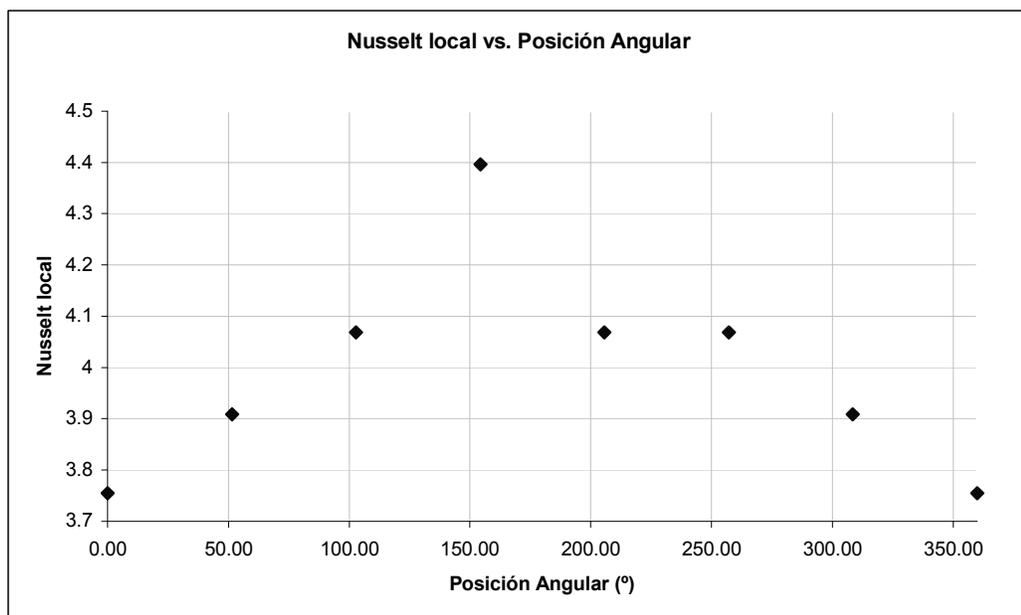
α	80°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	2.42 W
$T_{promedio}$	96.29° C
Nu_{global}	5.08
h_{global}	6.65 W/m ² K

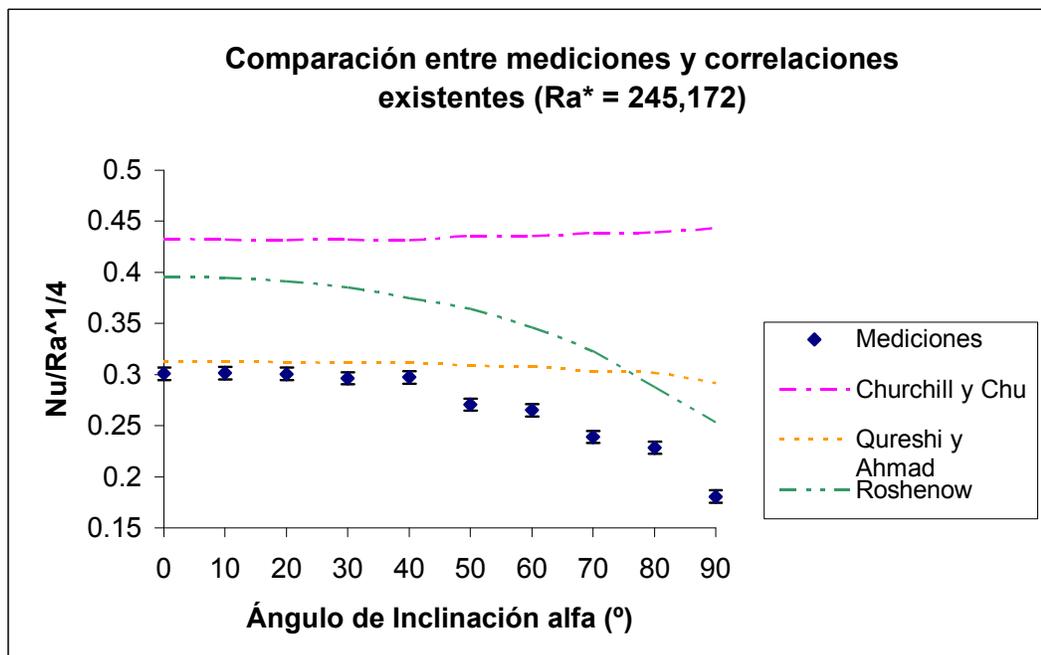
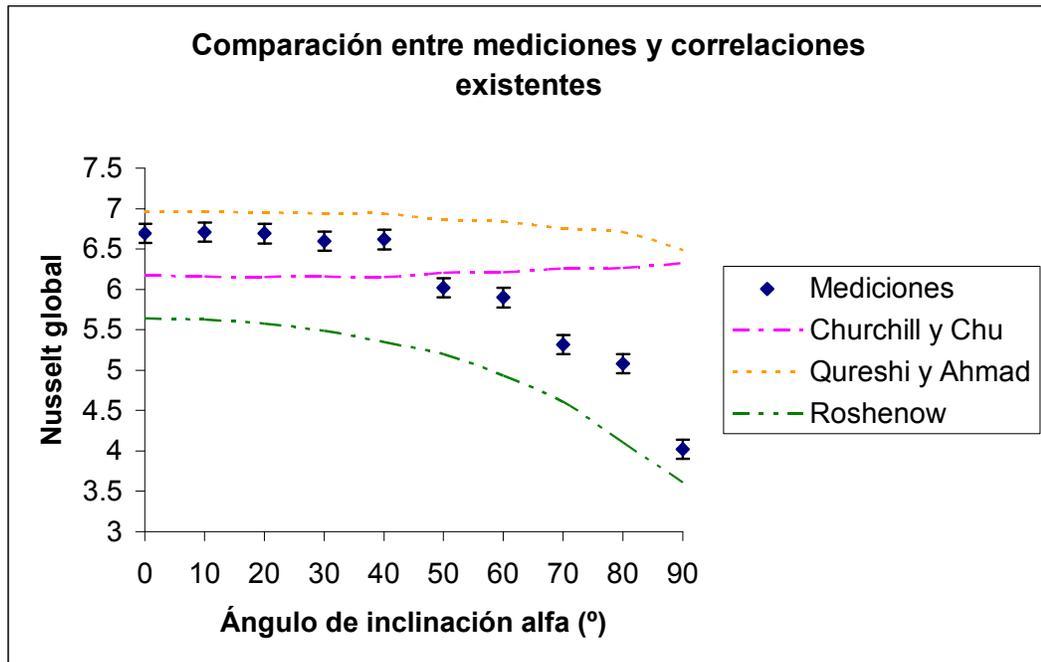


Prueba #10

Θ (°)	T_i (°C)	Q_{rad}'' (W/m ²)	Q_{conv}'' (W/m ²)	Q_{rad}/Q_{conv}	k (W/mK)	Nu	h (W/m ² K)
0.00	103	533.29	370.48	1.44	0.02849	3.755	4.95
51.43	102	523.68	380.09	1.38	0.02845	3.909	5.15
102.86	101	514.15	389.62	1.32	0.02842	4.068	5.35
154.29	99	495.32	408.45	1.21	0.02834	4.396	5.77
205.71	101	514.15	389.62	1.32	0.02842	4.068	5.35
257.14	101	514.15	389.62	1.32	0.02842	4.068	5.35
308.57	102	523.68	380.09	1.38	0.02845	3.909	5.15

α	90°
$Q_{disipado}$	27.55 W
$Q_{pérdidas}$	3.02 W
$T_{promedio}$	101.29° C
Nu_{global}	4.02
h_{global}	5.30 W/m ² K

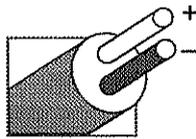




APÉNDICE B

B.1. Especificaciones Técnicas de las Termocuplas Tipo J.....	147
B.2. Especificaciones Técnicas de las Termocuplas Tipo E.....	148
B.3. Especificaciones Técnicas de la Resistencia Eléctrica.....	149

Revised Thermocouple Reference Tables



Thermocouple Grade

MAXIMUM TEMPERATURE RANGE

Thermocouple Grade
32 to 1362°F
0 to 750°C

147

Extension Grade
32 to 392°F
0 to 200°C

LIMITS OF ERROR
(whichever is greater)
Standard: 2.2°C or 0.75%
Special: 1.1°C or 0.4%

COMMENTS, BARE WIRE ENVIRONMENT:
Reducing, Vacuum, Inert; Limited Use in
Oxidizing at High Temperatures;
Not Recommended for Low Temperatures

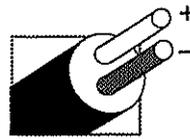
TEMPERATURE IN DEGREES °C
REFERENCE JUNCTION AT 0°C

TYPE J

Reference Tables
N.I.S.T.
Monograph 175
Revised to ITS-90

Iron vs. Copper-Nickel

Extension Grade



Thermoelectric Voltage in Millivolts

°C	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	°C	°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	°C
200	-8.095	-8.076	-8.057	-8.037	-8.017	-7.996	-7.976	-7.955	-7.934	-7.912	-7.890	-200	500	27.393	27.449	27.505	27.561	27.617	27.673	27.729	27.785	27.841	27.897	27.953	500
190	-7.890	-7.868	-7.846	-7.824	-7.801	-7.778	-7.755	-7.731	-7.707	-7.683	-7.659	-190	510	27.953	28.010	28.066	28.122	28.178	28.234	28.291	28.347	28.403	28.460	28.516	510
180	-7.659	-7.634	-7.610	-7.585	-7.559	-7.534	-7.508	-7.482	-7.456	-7.429	-7.403	-180	520	28.516	28.572	28.629	28.685	28.741	28.798	28.854	28.911	28.967	29.024	29.080	520
170	-7.403	-7.376	-7.348	-7.321	-7.293	-7.265	-7.237	-7.209	-7.181	-7.152	-7.123	-170	530	29.080	29.137	29.194	29.250	29.307	29.363	29.420	29.477	29.534	29.590	29.647	530
160	-7.123	-7.094	-7.064	-7.035	-7.005	-6.975	-6.944	-6.914	-6.883	-6.853	-6.821	-160	540	29.647	29.704	29.761	29.818	29.874	29.931	29.988	30.045	30.102	30.159	30.216	540
150	-6.821	-6.790	-6.759	-6.727	-6.695	-6.663	-6.631	-6.598	-6.566	-6.533	-6.500	-150	550	30.216	30.273	30.330	30.387	30.444	30.502	30.559	30.616	30.673	30.730	30.786	550
140	-6.500	-6.467	-6.433	-6.400	-6.366	-6.332	-6.298	-6.263	-6.229	-6.194	-6.159	-140	560	30.786	30.843	30.900	30.957	31.014	31.071	31.128	31.185	31.242	31.300	31.357	560
130	-6.159	-6.124	-6.089	-6.054	-6.018	-5.982	-5.946	-5.910	-5.874	-5.838	-5.801	-130	570	31.357	31.414	31.471	31.528	31.585	31.642	31.700	31.757	31.814	31.871	31.929	570
120	-5.801	-5.764	-5.727	-5.689	-5.652	-5.615	-5.578	-5.541	-5.503	-5.465	-5.427	-120	580	31.929	31.987	32.045	32.103	32.161	32.219	32.277	32.335	32.393	32.451	32.509	580
110	-5.426	-5.388	-5.350	-5.311	-5.272	-5.233	-5.194	-5.155	-5.116	-5.076	-5.037	-110	590	32.509	32.567	32.625	32.683	32.741	32.800	32.858	32.916	32.974	33.032	33.090	590
100	-5.037	-4.997	-4.957	-4.917	-4.877	-4.836	-4.796	-4.755	-4.714	-4.674	-4.633	-100	600	33.102	33.161	33.219	33.278	33.337	33.395	33.454	33.513	33.571	33.630	33.689	600
90	-4.633	-4.591	-4.550	-4.509	-4.467	-4.425	-4.384	-4.342	-4.300	-4.257	-4.215	-90	610	33.689	33.748	33.807	33.866	33.925	33.984	34.043	34.102	34.161	34.220	34.279	610
80	-4.215	-4.173	-4.130	-4.088	-4.045	-4.002	-3.959	-3.916	-3.872	-3.829	-3.786	-80	620	34.279	34.338	34.397	34.457	34.516	34.575	34.635	34.694	34.754	34.813	34.873	620
70	-3.786	-3.742	-3.698	-3.654	-3.610	-3.566	-3.522	-3.478	-3.434	-3.389	-3.344	-70	630	34.873	34.932	34.992	35.051	35.111	35.171	35.230	35.290	35.350	35.410	35.470	630
60	-3.344	-3.300	-3.255	-3.210	-3.165	-3.120	-3.075	-3.029	-2.984	-2.938	-2.893	-60	640	35.470	35.530	35.590	35.650	35.710	35.770	35.830	35.890	35.950	36.010	36.071	640
50	-2.893	-2.847	-2.801	-2.755	-2.709	-2.663	-2.617	-2.571	-2.524	-2.478	-2.431	-50	650	36.071	36.131	36.191	36.252	36.312	36.373	36.433	36.494	36.554	36.615	36.675	650
40	-2.431	-2.385	-2.338	-2.291	-2.244	-2.197	-2.150	-2.103	-2.056	-2.008	-1.961	-40	660	36.675	36.736	36.797	36.858	36.919	36.979	37.040	37.101	37.162	37.223	37.284	660
30	-1.961	-1.913	-1.865	-1.818	-1.770	-1.722	-1.674	-1.626	-1.578	-1.530	-1.482	-30	670	37.284	37.345	37.406	37.467	37.528	37.589	37.651	37.712	37.773	37.835	37.896	670
20	-1.482	-1.433	-1.385	-1.336	-1.288	-1.239	-1.190	-1.142	-1.093	-1.044	-0.995	-20	680	37.896	37.958	38.019	38.081	38.142	38.204	38.265	38.327	38.389	38.450	38.512	680
10	-0.995	-0.946	-0.896	-0.847	-0.798	-0.749	-0.699	-0.650	-0.600	-0.550	-0.500	-10	690	38.512	38.574	38.636	38.698	38.760	38.822	38.884	38.946	39.008	39.070	39.132	690
0	0.000	0.050	0.101	0.151	0.202	0.253	0.303	0.354	0.405	0.456	0.507	0	700	39.132	39.194	39.256	39.318	39.381	39.443	39.505	39.568	39.630	39.693	39.755	700
10	0.507	0.558	0.609	0.660	0.711	0.762	0.814	0.865	0.916	0.967	1.019	10	710	39.755	39.818	39.880	39.943	40.006	40.068	40.131	40.193	40.256	40.319	40.382	710
20	1.019	1.071	1.122	1.174	1.226	1.277	1.329	1.381	1.433	1.485	1.537	20	720	40.382	40.445	40.508	40.570	40.633	40.696	40.759	40.822	40.886	40.949	41.012	720
30	1.537	1.589	1.641	1.693	1.745	1.797	1.849	1.901	1.954	2.006	2.059	30	730	41.012	41.075	41.138	41.201	41.265	41.328	41.391	41.455	41.518	41.581	41.645	730
40	2.059	2.111	2.164	2.216	2.269	2.322	2.374	2.427	2.480	2.532	2.585	40	740	41.645	41.708	41.772	41.835	41.899	41.962	42.026	42.090	42.153	42.217	42.281	740
50	2.585	2.638	2.691	2.744	2.797	2.850	2.903	2.956	3.009	3.062	3.115	50	750	42.281	42.344	42.408	42.472	42.536	42.599	42.663	42.727	42.791	42.855	42.919	750
60	3.116	3.169	3.222	3.275	3.329	3.382	3.435	3.488	3.541	3.594	3.647	60	760	42.919	42.983	43.047	43.111	43.175	43.239	43.303	43.367	43.431	43.495	43.559	760
70	3.650	3.703	3.757	3.810	3.864	3.918	3.971	4.025	4.079	4.133	4.187	70	770	43.559	43.624	43.688	43.752	43.817	43.881	43.945	44.010	44.074	44.139	44.203	770
80	4.187	4.240	4.294	4.348	4.402	4.456	4.510	4.564	4.618	4.672	4.726	80	780	44.203	44.267	44.332	44.396	44.461	44.525	44.590	44.655	44.719	44.784	44.848	780
90	4.726	4.781	4.835	4.889	4.943	4.997	5.052	5.106	5.160	5.215	5.269	90	790	44.848	44.913	44.977	45.042	45.107	45.171	45.236	45.301	45.365	45.430	45.494	790
100	5.269	5.323	5.377	5.432	5.487	5.541	5.595	5.650	5.705	5.759	5.814	100	800	45.494	45.559	45.624	45.688	45.753	45.818	45.882	45.947	46.011	46.076	46.141	800
110	5.814	5.868	5.923	5.977	6.032	6.087	6.141	6.195	6.251	6.306	6.360	110	810	46.141	46.205	46.270	46.334	46.399	46.464	46.528	46.593	46.657	46.722	46.786	810
120	6.360	6.415	6.470	6.525	6.579	6.634	6.689	6.744	6.799	6.854	6.909	120	820	46.799	46.864	46.929	46.994	47.059	47.124	47.189	47.254	47.319	47.384	47.449	820
130	6.909	6.964	7.019	7.074	7.129	7.184	7.239	7.294	7.349	7.404	7.459	130	830	47.459	47.524	47.589	47.654	47.719	47.784	47.849	47.914	47.979	48.044	48.109	830
140	7.459	7.514	7.569	7.624	7.679	7.734	7.789	7.844	7.900	7.955	8.010	140	840	48.109	48.174	48.239	48.304	48.369	48.434	48.499	48.564	48.629	48.694	48.759	840
150	8.010	8.065	8.120	8.175	8.231	8.286	8.341	8.396	8.452	8.507	8.562	150	850	48.759	48.824	48.889	48.954	49.019	49.084	49.149	49.214	49.279	49.344	49.409	850
160	8.562	8.618	8.673	8.728	8.783	8.839	8.894	8.949	9.005	9.060	9.115	160	860	49.409	49.474	49.539	49.604	49.669	49.734	49.799	49.864	49.929	49.994	50.059	860
170	9.115	9.171	9.226	9.282	9.337	9.392	9.448	9.503	9.559	9.614	9.669	170	870	49.999	50.064	50.129	50.194	50.259	50.324	50.389	50.454	50.519	50.584	50.649	870
180	9.669	9.725	9.780	9.836	9.891	9.947	10.002	10.057	10																

MAXIMUM TEMPERATURE RANGE

Thermocouple Grade

328 to 1652°F
200 to 900°C

Extension Grade

12 to 392°F
to 200°C

LIMITS OF ERROR

(whichever is greater)

Standard: 1.7°C or 0.5% Above 0°C

17°C or 1.0% Below 0°C

Special: 1.0°C or 0.4%

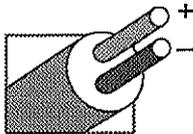
COMMENTS, BARE WIRE ENVIRONMENT:

Oxidizing or Inert; Limited Use in Vacuum or

Reducing; Highest EMF Change per Degree

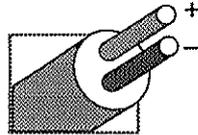
TEMPERATURE IN DEGREES °C

REFERENCE JUNCTION AT 0°C



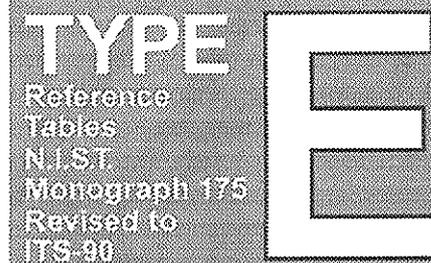
Thermocouple
Grade

**Nickel-Chromium
vs.
Copper-Nickel**



Extension
Grade

**Revised Thermocouple
Reference Tables 148**



Thermoelectric Voltage in Millivolts

-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	°C	°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	°C
4835	-9.833	-9.831	-9.828	-9.825	-9.821	-9.817	-9.813	-9.808	-9.802	-9.797	-260	350	24.964	25.044	25.123	25.202	25.281	25.360	25.440	25.519	25.598	25.678	25.757	350
4937	-9.790	-9.784	-9.777	-9.770	-9.762	-9.754	-9.746	-9.737	-9.728	-9.718	-250	360	25.757	25.836	25.916	25.995	26.075	26.154	26.233	26.313	26.392	26.472	26.552	360
5039	-9.709	-9.698	-9.688	-9.677	-9.666	-9.654	-9.642	-9.630	-9.617	-9.604	-240	370	26.552	26.631	26.711	26.790	26.870	26.950	27.029	27.109	27.189	27.268	27.348	370
5141	-9.609	-9.598	-9.588	-9.577	-9.566	-9.554	-9.542	-9.530	-9.517	-9.504	-230	380	27.348	27.428	27.507	27.587	27.667	27.747	27.827	27.907	27.986	28.066	28.146	380
5243	-9.510	-9.499	-9.489	-9.478	-9.467	-9.455	-9.443	-9.431	-9.418	-9.405	-220	390	28.146	28.226	28.305	28.386	28.466	28.546	28.626	28.706	28.786	28.866	28.946	390
5345	-9.411	-9.400	-9.390	-9.379	-9.368	-9.356	-9.344	-9.332	-9.319	-9.306	-210	400	28.946	29.026	29.106	29.186	29.266	29.346	29.427	29.507	29.587	29.667	29.747	400
5447	-9.312	-9.301	-9.291	-9.280	-9.269	-9.257	-9.245	-9.233	-9.220	-9.207	-200	410	29.747	29.827	29.907	29.988	30.068	30.148	30.229	30.309	30.389	30.470	30.550	410
5549	-9.213	-9.202	-9.192	-9.181	-9.170	-9.158	-9.146	-9.134	-9.121	-9.108	-190	420	30.550	30.630	30.711	30.791	30.871	30.952	31.032	31.112	31.193	31.273	31.354	420
5651	-9.114	-9.103	-9.093	-9.082	-9.071	-9.059	-9.047	-9.035	-9.022	-9.009	-180	430	31.354	31.434	31.515	31.595	31.676	31.756	31.837	31.917	31.998	32.078	32.159	430
5753	-9.015	-9.004	-8.994	-8.983	-8.972	-8.960	-8.948	-8.936	-8.923	-8.910	-170	440	32.159	32.239	32.320	32.400	32.481	32.562	32.642	32.723	32.803	32.884	32.965	440
5855	-8.916	-8.905	-8.895	-8.884	-8.873	-8.861	-8.849	-8.837	-8.824	-8.811	-160	450	32.965	33.045	33.126	33.207	33.287	33.368	33.449	33.529	33.610	33.691	33.772	450
5957	-8.817	-8.806	-8.796	-8.785	-8.774	-8.762	-8.750	-8.738	-8.725	-8.712	-150	460	33.772	33.852	33.933	34.014	34.095	34.175	34.256	34.337	34.418	34.498	34.579	460
6059	-8.718	-8.707	-8.697	-8.686	-8.675	-8.663	-8.651	-8.639	-8.626	-8.613	-140	470	34.579	34.660	34.741	34.822	34.902	34.983	35.064	35.145	35.226	35.307	35.387	470
6161	-8.619	-8.608	-8.598	-8.587	-8.576	-8.564	-8.552	-8.540	-8.527	-8.514	-130	480	35.387	35.468	35.549	35.630	35.711	35.792	35.873	35.954	36.034	36.115	36.196	480
6263	-8.520	-8.509	-8.499	-8.488	-8.477	-8.465	-8.453	-8.441	-8.428	-8.415	-120	490	36.196	36.277	36.358	36.439	36.520	36.601	36.682	36.763	36.843	36.924	37.005	490
6365	-8.421	-8.410	-8.400	-8.389	-8.378	-8.366	-8.354	-8.342	-8.329	-8.316	-110	500	37.005	37.086	37.167	37.248	37.329	37.410	37.491	37.572	37.653	37.734	37.815	500
6467	-8.322	-8.311	-8.301	-8.290	-8.279	-8.267	-8.255	-8.243	-8.230	-8.217	-100	510	37.815	37.896	37.977	38.058	38.139	38.220	38.301	38.381	38.462	38.543	38.624	510
6569	-8.223	-8.212	-8.202	-8.191	-8.180	-8.168	-8.156	-8.144	-8.131	-8.118	-90	520	38.624	38.705	38.786	38.867	38.948	39.029	39.110	39.191	39.272	39.353	39.434	520
6671	-8.124	-8.113	-8.103	-8.092	-8.081	-8.069	-8.057	-8.045	-8.032	-8.019	-80	530	39.434	39.515	39.596	39.677	39.758	39.839	39.920	40.001	40.082	40.163	40.243	530
6773	-8.025	-8.014	-8.004	-7.993	-7.982	-7.970	-7.958	-7.946	-7.933	-7.920	-70	540	40.243	40.324	40.405	40.486	40.567	40.648	40.729	40.810	40.891	40.972	41.053	540
6875	-7.926	-7.915	-7.905	-7.894	-7.883	-7.871	-7.859	-7.847	-7.834	-7.821	-60	550	41.053	41.134	41.215	41.296	41.377	41.457	41.538	41.619	41.700	41.781	41.862	550
6977	-7.827	-7.816	-7.806	-7.795	-7.784	-7.772	-7.760	-7.748	-7.735	-7.722	-50	560	41.862	41.943	42.024	42.105	42.186	42.266	42.347	42.428	42.509	42.590	42.671	560
7079	-7.728	-7.717	-7.707	-7.696	-7.685	-7.673	-7.661	-7.649	-7.636	-7.623	-40	570	42.671	42.752	42.833	42.914	42.995	43.076	43.156	43.236	43.317	43.398	43.479	570
7181	-7.629	-7.618	-7.608	-7.597	-7.586	-7.574	-7.562	-7.550	-7.537	-7.524	-30	580	43.479	43.560	43.641	43.722	43.803	43.883	43.964	44.044	44.125	44.206	44.286	580
7283	-7.530	-7.519	-7.509	-7.498	-7.487	-7.475	-7.463	-7.451	-7.438	-7.425	-20	590	44.286	44.367	44.448	44.529	44.609	44.690	44.771	44.851	44.932	45.013	45.093	590
7385	-7.431	-7.420	-7.410	-7.400	-7.389	-7.377	-7.365	-7.353	-7.340	-7.327	-10	600	45.093	45.174	45.255	45.335	45.416	45.497	45.577	45.658	45.738	45.819	45.900	600
7487	-7.332	-7.321	-7.311	-7.300	-7.289	-7.277	-7.265	-7.253	-7.240	-7.227	0	610	45.900	45.980	46.061	46.141	46.222	46.302	46.383	46.463	46.544	46.624	46.705	610
7589	-7.233	-7.222	-7.212	-7.201	-7.190	-7.178	-7.166	-7.154	-7.141	-7.128	0	620	46.705	46.785	46.866	46.946	47.027	47.107	47.188	47.268	47.349	47.429	47.509	620
7691	-7.134	-7.123	-7.113	-7.102	-7.091	-7.079	-7.067	-7.055	-7.042	-7.029	0	630	47.509	47.589	47.670	47.751	47.831	47.911	47.992	48.072	48.152	48.233	48.313	630
7793	-7.035	-7.024	-7.014	-7.003	-6.992	-6.980	-6.968	-6.956	-6.943	-6.930	0	640	48.313	48.393	48.474	48.554	48.634	48.715	48.795	48.875	48.955	49.035	49.116	640
7895	-6.936	-6.925	-6.915	-6.904	-6.893	-6.881	-6.869	-6.857	-6.845	-6.832	0	650	49.116	49.196	49.276	49.356	49.436	49.517	49.597	49.677	49.757	49.837	49.917	650
7997	-6.837	-6.826	-6.816	-6.805	-6.794	-6.782	-6.770	-6.758	-6.746	-6.733	0	660	49.917	49.997	50.077	50.157	50.238	50.318	50.398	50.478	50.558	50.638	50.718	660
8099	-6.738	-6.727	-6.717	-6.706	-6.695	-6.683	-6.671	-6.659	-6.647	-6.634	0	670	50.718	50.798	50.878	50.958	51.038	51.118	51.197	51.277	51.357	51.437	51.517	670
8201	-6.639	-6.628	-6.618	-6.607	-6.596	-6.584	-6.572	-6.560	-6.548	-6.535	0	680	51.517	51.597	51.677	51.757	51.837	51.916	51.996	52.076	52.156	52.236	52.315	680
8303	-6.540	-6.529	-6.519	-6.508	-6.497	-6.485	-6.473	-6.461	-6.449	-6.436	0	690	52.315	52.395	52.475	52.555	52.634	52.714	52.794	52.873	52.953	53.033	53.112	690
8405	-6.441	-6.430	-6.420	-6.409	-6.398	-6.386	-6.374	-6.362	-6.350	-6.337	0	700	53.112	53.192	53.272	53.351	53.431	53.510	53.590	53.670	53.749	53.829	53.908	700
8507	-6.342	-6.331	-6.321	-6.310	-6.299	-6.287	-6.275	-6.263	-6.251	-6.238	0	710	53.908	53.988	54.067	54.147	54.226	54.306	54.385	54.465	54.544	54.624	54.703	710
8609	-6.243	-6.232	-6.222	-6.211	-6.200	-6.188	-6.176	-6.164	-6.152	-6.139	0	720	54.703	54.782	54.862	54.941	55.021	55.100	55.179	55.259	55.338	55.417	55.497	720
8711	-6.144	-6.133	-6.123	-6.112	-6.101	-6.089	-6.077	-6.065	-6.053	-6.040	0	730	55.497	55.576	55.655	55.734	55.814	55.893	55.972	56.051	56.131	56.210	56.289	730
8813	-6.045	-6.034	-6.024	-6.013	-6.002	-5.990	-5.978	-5.966	-5.954	-5.941	0	740	56.289	56.368	56.447	56.526	56.605	56.684	56.763	56.842	56.921	57.000	57.079	740
8915	-5.946	-5.935	-5.925	-5.914	-5.903	-5.891	-5.879	-5.867	-5.855	-5.842	0	750	57.079	57.158	57.237	57.317	57.396	57.475	57.554	57.633	57.712	57.791	57.870	750
9017	-5.847	-5.836	-5.826	-5.815	-5.804	-5.792	-5.780	-5.768	-5.756	-5.743	0	760	57.870	57.949	58.028	58.107	58.186	58.265	58.344	58.422	58.501	58.580	58.659	760
9119	-5.748	-5.737	-5.727	-5.716	-5.705	-5.693																		

Tubular and Process Assemblies

WATROD Heating Elements

Single- and Double-Ended Elements

Available in single- or double-ended termination styles, the versatile and economical WATROD tubular heating element lends itself to virtually the entire range of immersion and air heating applications.

The single-ended WATROD tubular design has both terminals at one end. The opposite end is sealed. Standard 12-inch (305 mm) flexible leadwires are crimp connected to the terminal pin and have silicone-impregnated fiberglass oversleeves.

The double-ended WATROD, with its round cross-sectional geometry, is highly adaptable for bending—especially when bending is performed in the field.

Both single- and double-ended WATRODs share many construction features that deliver long life—the resistance wire is centered in the heater sheath and electrically insulated with compacted, high-grade magnesium oxide for superior heating performance.

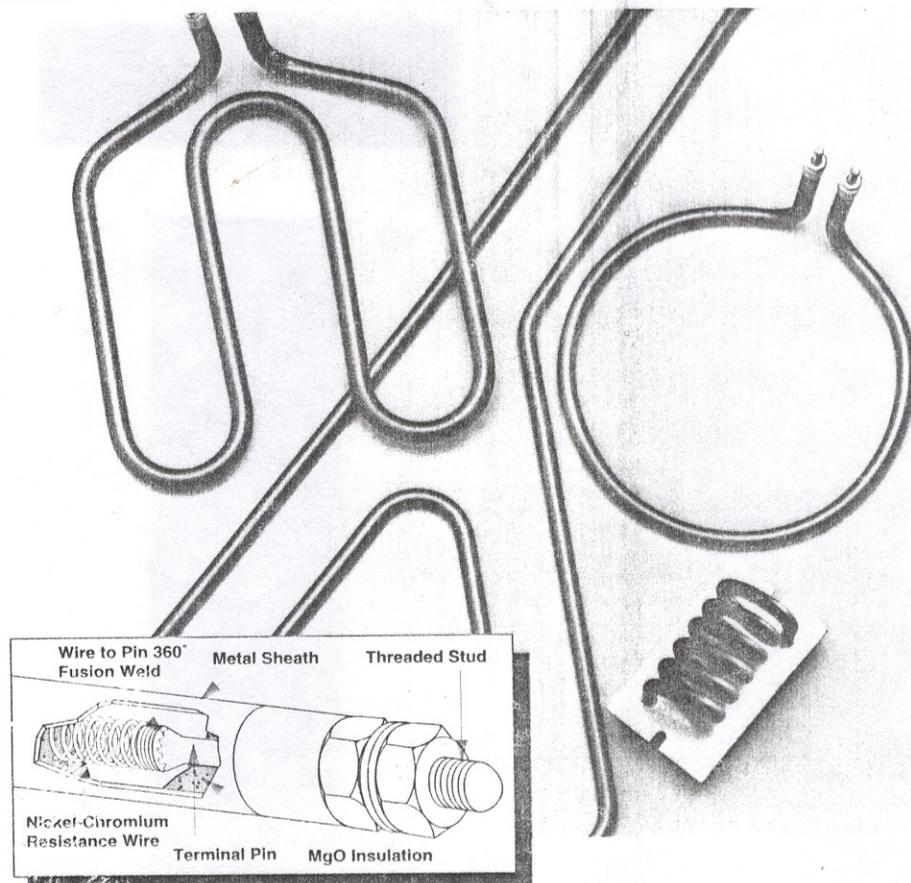
WATROD heating elements have a variety of mounting and termination options that make them highly popular among industrial customers.

Single-Ended WATROD Performance Capabilities

- Watt densities to 45 W/in² (6.9 W/cm²)
- UL and CSA component recognition, to 240VAC
- Incoloy[®] and stainless steel sheath temperatures to 1200°F (650°C)

Double-Ended WATROD Performance Capabilities

- Watt densities up to 120 W/in² (18.6 W/cm²)



- UL and CSA component recognition to 480 and 600VAC respectively
- Incoloy sheath temperatures to 1600°F (870°C)
- Stainless steel sheath temperatures to 1200°F (650°C)
- Steel sheath temperatures to 750°F (400°C)
- Copper sheath temperatures to 350°F (175°C)

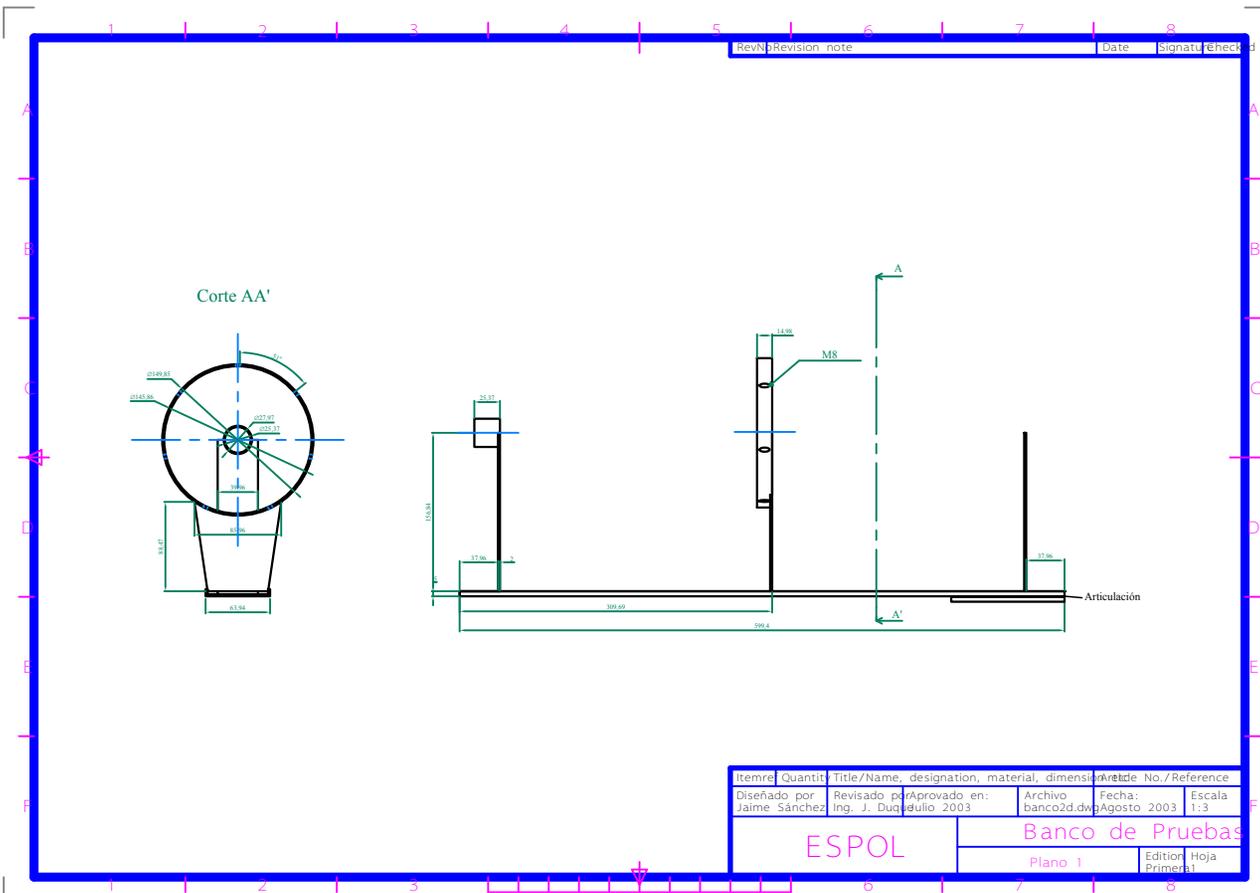
Features

- **Precision wound nickel-chromium resistance wire** distributes heat evenly to the sheath for optimum heater performance.
- **Silicone resin seals** protect against moisture contamination and are rated to 390°F (200°C).
- **MgO insulation filled sheath** maximizes dielectric strength, heat transfer and life.

- **Standard sheath materials include:** copper, steel, 316 stainless steel and Incoloy. Optional materials, available on Made-to-Order (M-t-O), include 304 stainless steel, Inconel[®] Monel[®] and titanium.
- **36 standard bend formations** allow forming the heating element to the application. Spirals, compound bends and multi-axis and multi-plane configurations.
- **Resistance wire fusion welded to the terminal pin** for a stronger, positive electrical connection.
- **Nickel-plated steel studs** are fusion welded to terminal pins for mechanical strength.
- **Ceramic insulators** isolate terminations from grounded metal sheaths.
- **Popular termination, mounting and moisture seal options available.**

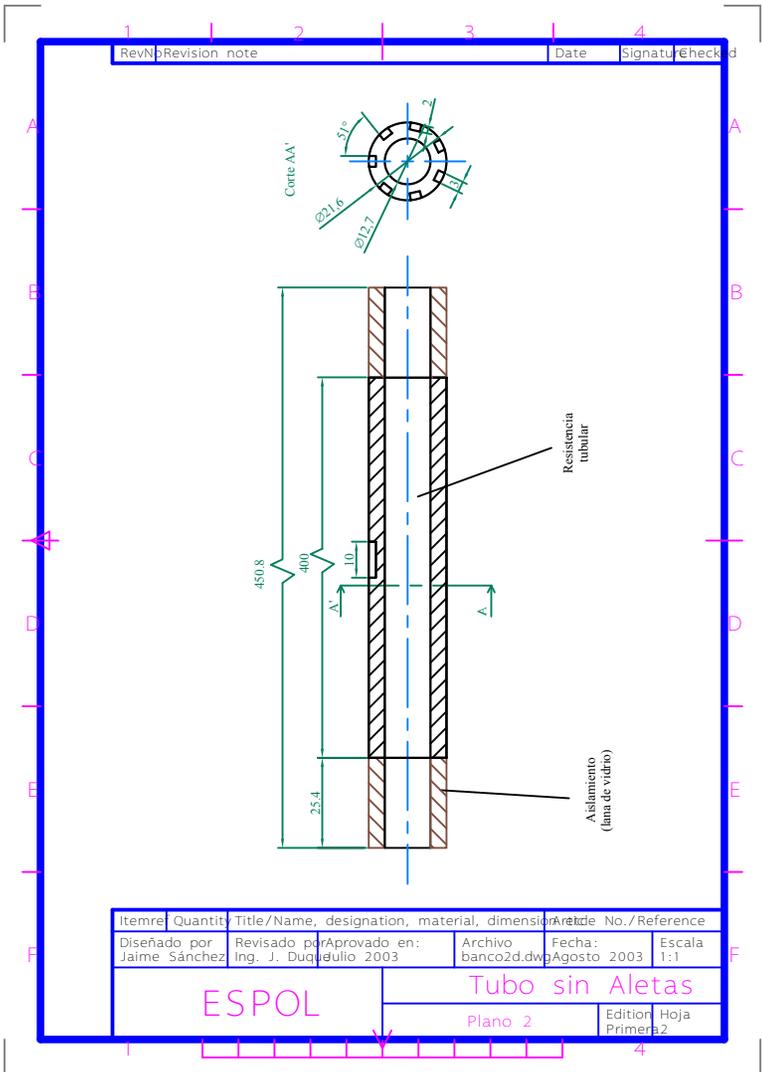
Incoloy[®], Inconel[®] and Monel[®] are registered trademarks of the Inco family of companies.

PLANOS



Rev	Revision note	Date	Signature	Checked

Item	Quantity	Title/Name, designation, material, dimensions	Article No./Reference
Diseñado por Jaime Sánchez	Revisado por Ing. J. Duque	Aprobado en: Julio 2003	Archivo banco2d.dwg
Fecha: Agosto 2003		Escala: 1:3	
ESPOL		Banco de Pruebas	
Plano 1		Edition Primer	Hoja 1



Bibliografía

1. ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P., GANIĆ, E. N. Handbook of Heat Transfer Fundamentals. Second Edition. McGraw – Hill Book Company, Copyright © 1985. pp 6-30 a 6-31
2. ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P., GANIĆ, E. N. Handbook of Heat Transfer Applications. Second Edition. McGraw – Hill Book Company, Copyright © 1985.
3. INCROPERA, FRANK P; DEWITT, DAVID P. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. PRENTICE HALL, México, 1999. pp. 482 – 502
4. QURESHI, ZAFAR H.; AHMAD R. Natural Convection from a Uniform Heat Flux Horizontal Cylinder at Moderate Rayleigh Numbers. Numerical Heat Transfer 1987, vol. 11. pp. 199 – 212.
5. P. H. OOSTHUIZEN. Experimental Study of Free Convection Heat Transfer from Inclined Cylinders, J. Heat Transfer, 1976, Vol. 98, pp. 672 – 674.
6. BENEDICT, ROBERT P. Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements. Copyright © 1969 by John Wiley & Sons, Inc.
7. HOLMAN, J. P.; GAJDA, W. J. JR. Experimental Methods of Engineers. Fifth Edition. McGraw – Hill Publishing Company. Copyright © 1989.
8. JAKOB, MAX. Heat Transfer, Volume I. Copyright © 1957 by John Wiley & Sons, Inc.
9. JAKOB, MAX. Heat Transfer, Volume II. Copyright © 1957 by John Wiley & Sons, Inc
10. GORI, F. and DE NIGRIS, F.; PIPPIONE E. and SCAVARDA, G. Cooling of a Finned Cylinder by a Jet Flow of Air. Proceedings of IMECE 2002. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition (November 17 – 22, 2002, New Orleans, Louisiana). Copyright © 2002 by ASME. Páginas: 6.

11. DALTON, TARA; EGAN, VANESSA; NEWPORT, DAVID; DAVIES, MARK; WHELAN, MAURICE. An Investigation into the Heat Transfer and Fluid Flow Around a Circular Cylinder in Bouyancy Assisting Cross Flow. Proceedings of IMECE 2002. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition (November 17 – 22, 2002, New Orleans, Louisiana). Copyright © 2002 by ASME. Páginas: 9
12. ANDRADE SÁNCHEZ, J. FRANCISCO. Transferencia de Calor en Cilindros con Aletas Circulares. Tesis de Grado Previa a la Obtención del Título de Ingeniero Mecánico. ESPOL, Guayaquil, Ecuador 1979. Páginas: 121.
13. MARTÍNEZ PADILLA, ELIE L.; DA SILVEIRA NETO, ARISTEU. Large – Eddie Simulation of Transitional Natural Convection over a Horizontal Heated Cylinder, Using a Dynamic Sub – grid Scale Model. Proceedings of the 2nd International Conference on Computational Heat and Mass Transfer. COPPE/UFRJ – Federal University of Rio de Janeiro, Brazil, October 22 – 26, 2001.
14. KAKAÇ, SADIK; YENER, YAMAN. Heat Conduction. Third Edition. Taylor and Francis 1993.
15. POULIKAKOS, D. Conduction Heat Transfer. Prentice Hall 1994.
16. <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MS0001>
17. www.mhtl.uwaterloo.ca
18. http://www.electronics-cooling.com/html/2000_sep_a4.html
19. <http://195.15.67.226/ext/heattransfer/website/keywords/s.html>