

DESARROLLO DE UN BANCO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO
EXPERIMENTAL DE LA CONVECCIÓN NATURAL EN CILINDROS VERTICALES Y
HORIZONTALES

RONALD EDUARDO SOLANO RONDON

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA

2025

DESARROLLO DE UN BANCO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO
EXPERIMENTAL DE LA CONVECCIÓN NATURAL EN CILINDROS VERTICALES Y
HORIZONTALES

RONALD EDUARDO SOLANO RONDON

Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico

Director

JAVIER YESID RUEDA ORDOÑEZ

Doctor en ingeniería química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA

2025

DEDICATORIA

Una dedicatoria especial para el cielo donde varios ángeles guardianes me dieron la fortaleza y la bendición de culminar esta etapa, para mi mamá y mis nonas.

Para mi padre y mis hermanos que fueron mi apoyo en la tierra.

Para mi familia entera que confiaba y me apoyaba a mí.

AGRADECIMIENTOS

Un agradecimiento primeramente a Dios por darme la sabiduría para culminar esta etapa, segundo a mi padre y a mi madre que en el cielo me cuida, a mis hermanos que han sido mis motores, al profesor por darme todo el conocimiento para realizar de manera exitosa el proyecto y a mi familia entera que siempre han estado para mí.

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	12
2. OBJETIVOS	14
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	14
2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS	14
3. MARCO TEÓRICO.....	15
3.1. CONVECCIÓN	15
3.1.1. Constante de proporcionalidad de convección.....	19
3.1.2. Número de Nusselt.....	20
3.1.3. Número de Prandtl	22
3.1.4. Numero de Grashof.....	24
3.2. CONVECCIÓN FORZADA.....	26
3.3. CONVECCIÓN NATURAL	27
3.3.1. En tubos horizontales.....	28
3.3.2. En tubos verticales	31
4. ANTECEDENTES	33
4.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	33
4.1.1. Metodología de búsqueda.....	33
4.1.2. Problemas Identificados	34
4.2. ARTÍCULOS ENCONTRADOS	34
4.2.1. Según banco experimental.....	34
4.2.2. Según ecuaciones empíricas	38
4.3. DISEÑOS PREVIOS DE BANCOS	41
4.3.1. Natural Convection Characteristicsin Vertical Cylinder.....	41
4.3.2. Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders	41
5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN BANCO	43
5.1. ALTERNATIVAS Y MATRIZ QFD	43
5.1.1. Evaluación de alternativas.....	44
5.2. DISEÑO DEL BANCO DE LABORATORIO	45

5.2.1. Consideraciones generales del diseño	45
5.2.2. Sistema generación de calor	47
5.2.3. Sistema de giro	48
5.2.3.1. Componentes del sistema giratorio	48
5.2.4. Sistema de control de temperatura	50
5.2.4.1. Funcionamiento del sistema de control de temperatura	50
5.2.5. Diseño final.....	56
5.3. CONSTRUCCIÓN BANCO DE LABORATORIO.....	57
5.3.1. Construcción de los sistemas.....	57
5.3.1.1. Instalación de la base giratoria.....	57
5.3.1.2. Implementación del sistema de calentamiento	58
5.3.1.3. Montaje sistema de Control.....	59
5.3.2. Proceso de ensamblaje	61
5.4. PRUEBAS INICIALES	62
5.4.1. Proceso de control PID con datos preliminares.....	65
5.4.2. Validación experimental	67
6. CORRELACIÓN Y VALIDACIÓN COEFICIENTE DE CONVECCIÓN NATURAL	69
6.1. ENSAYOS CON CONTROL PID EN VARIAS ORIENTACIONES	70
6.2. USO DE NÚMEROS ADIMENSIONALES EN LOS ENSAYOS	80
6.2.1. Determinación del calor en las dos etapas del experimento	82
6.2.2. Correlación Nusselt para cilindros en sentido vertical	83
6.2.3 Correlación Nusselt para cilindros en sentido horizontal	85
6.4. COMPARACIÓN DE ORIENTACIONES CON CORRELACIONES DE NUSSELT	88
7. GUÍA DE LABORATORIO.....	92
7.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	93
7.2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL	94
7.3. METODOLOGÍA DE UTILIZACIÓN DEL BANCO	96
7.4. DESCRIPCIÓN DEL CÓDIGO	98
8. CONCLUSIONES.....	101
BIBLIOGRAFIA	103

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Números de Prandtl para fluidos comunes.....	24
Tabla 2. Relaciones de Nusselt según $Gr \cdot Pr$	39
Tabla 3. Variables y valores de matriz QFD.....	43
Tabla 4. Matriz de selección QFD	44
Tabla 5. Elección del material del cilindro	45
Tabla 6. Pruebas sentido horizontal distintos setpoint de temperatura	73
Tabla 7. Pruebas sentido vertical distintos setpoint de temperatura	74
Tabla 8, resultados obtenidos de h de convección y temperatura superficial sentido horizontal.....	80
Tabla 9, resultados obtenidos de h de convección y temperatura superficial sentido vertical.....	80
Tabla 10. Relación de Nusselt para cilindro vertical.....	84
Tabla 11. Valores de las constantes C y n de la ecuación	85
Tabla 12. Datos obtenidos en sentido horizontal.....	88
Tabla 13. Datos obtenidos en sentido vertical.....	88
Tabla 14. Datos de rata y error.....	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Ejemplo de convección	16
Figura 2. Gradiente de velocidad	18
Figura 3. Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L	22
Figura 4. Flujo por convección natural en cilindro horizontal caliente	30
Figura 5. Diagrama esquemático de la configuración experimental	41
Figura 6. Diagrama esquemático de la configuración experimental	42
Figura 7. Diagrama de conexiones de módulo Dimmer	51
Figura 8. Módulo MAX6675 con termocupla K	53
Figura 9. Diagrama de conexiones DS18B20	54
Figura 11. Diseño final del banco de laboratorio hecho en Solid.....	57
Figura 12. Base Giratoria	58
Figura 13. Cilindro de aluminio con resistencia Ni-Cr aislada	59
Figura 14. Conexiones del sistema de control.....	61
Figura 15. Ensamble general del proyecto de grado	62
Figura 16. Tiempo vs Temperatura 75% de potencia sentido horizontal.....	64
Figura 17. Tiempo vs Temperatura 95% de potencia sentido vertical.....	65
Figura 18. Gráfica de tiempo vs temperatura de termopares y setpoint.....	68
Figura 19. Tiempo vs % potencia del dimmer	68
Figura 20. Medición de voltaje del montaje a través de multímetro.....	76
Figura 21. Gráfica de experimento con 75°C setpoint vertical	77
Figura 22. Gráfica de experimento con 75°C setpoint horizontal	77
Figura 23. Correlación de Nusselt en cilindro vertical	83
Figura 24. Correlación de Nusselt en sentido horizontal	86

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1: CÓDIGO ARDUINO.....	
ANEXO 2: GUÍA DE LABORATORIO	
ANEXO 3: PLANOS DEL DISEÑO DEL BANCO DE LABORATORIO	

RESUMEN

TÍTULO: DESARROLLO DE UN BANCO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CONVECCIÓN NATURAL EN CILINDROS VERTICALES Y HORIZONTALES.

AUTOR: RONALD EDUARDO SOLANO RONDON

PALABRAS CLAVE: “CONVECCIÓN” “BANCO DE LABORATORIO” “CILINDROS VERTICALES Y HORIZONTALES”

DESCRIPCIÓN: Dentro del presente proyecto se desarrolló un banco experimental para el estudio de la transferencia de calor por convección natural en cilindros, comparando su comportamiento en orientación vertical y horizontal. El diseño incluyó un sistema de calentamiento con resistencia eléctrica, sensores de temperatura y un control PID implementado en Arduino, lo que permitió obtener datos confiables y cercanos a los valores teóricos. A partir de las pruebas realizadas se analizaron dos etapas fundamentales: el estado transitorio, correspondiente al proceso de calentamiento inicial, y el estado estacionario, cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico. En ambos casos se evaluó el tiempo de respuesta, la potencia generada y la temperatura superficial del cilindro, para finalmente determinar el coeficiente de convección h mediante correlaciones de Nusselt. Los resultados muestran que, aunque la diferencia es mínima, la orientación horizontal presenta un valor ligeramente mayor de transferencia de calor en comparación con la vertical, validando así la pertinencia del diseño experimental y proporcionando una herramienta útil para el análisis y la enseñanza de este fenómeno.

Trabajo de grado

Facultad de Mecánica. Escuela de Mecánica. Programa académico. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. Doctor en ingeniería química.

ABSTRACT

TITLE: DEVELOPMENT OF A LABORATORY FOR THE EXPERIMENTAL STUDY OF NATURAL CONVECTION IN VERTICAL AND HORIZONTAL CYLINDERS.

AUTHOR: RONALD EDUARDO SOLANO RONDON

KEY WORDS: “CONVECTION” “LABORATORY BENCH” “VERTICAL AND HORIZONTAL CYLINDERS”

DESCRIPTION: This project focuses on the comparative study of natural convection heat transfer in a cylinder, analyzing its behavior in both vertical and horizontal orientations. An experimental test bench was designed and built, incorporating an electrical heating system, temperature sensors, and a PID control implemented through Arduino, ensuring reliable data collection aligned with theoretical predictions. The experiments were divided into two key stages: the transient state, corresponding to the initial heating process, and the steady state, when the system reaches thermal equilibrium. In both cases, parameters such as response time, generated power, and the cylinder's surface temperature were evaluated to determine the convective heat transfer coefficient h using Nusselt correlations. Results indicate that, although the difference is minimal, the horizontal orientation exhibits slightly higher heat transfer compared to the vertical orientation. These findings validate the effectiveness of the experimental setup and provide a practical tool for the analysis and teaching of natural convection phenomena in engineering applications.

Degree work

Faculty Of Physical Mechanics. School Of Mechanics. Academic Program. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. Ph.D. in Chemical Engineering

1. INTRODUCCIÓN

La comprensión de los fenómenos físicos estudiados a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica desempeña un papel crucial en la formación de los futuros ingenieros. En este sentido, el desarrollo de montajes experimentales que ilustren las teorías vistas en clase contribuye significativamente a mejorar esta comprensión. En la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, existen diversos bancos de laboratorio en distintas áreas que abarca la carrera. Entre estas, transferencia de calor aplicada ocupa un lugar destacado, ya que los bancos de laboratorio diseñados para su estudio proporcionan a los estudiantes una experiencia práctica, permitiéndoles observar y analizar procesos térmicos del mundo real y reforzar los conocimientos teóricos con aplicaciones concretas.

En este contexto, transferencia de energía, especialmente en forma de calor, es un fenómeno fundamental en diversas aplicaciones industriales, académicas y de ingeniería. Dentro del campo de la ingeniería mecánica, comprender transferencia de calor es esencial para diseñar y optimizar sistemas térmicos como intercambiadores de calor, sistemas de refrigeración y equipos de calefacción.

Cabe destacar que transferencia de calor se produce a través de tres mecanismos principales: conducción, radiación y convección. En particular, convección puede ocurrir de forma natural o forzada, dependiendo de condiciones del sistema. A pesar de su importancia, predecir con precisión los coeficientes de transferencia de calor en procesos convectivos sigue siendo un reto. Esto es especialmente cierto en el caso de geometrías complejas, como los tubos verticales y horizontales, donde las interacciones del flujo de fluidos y las propiedades termofísicas juegan un papel crucial.

En este sentido, el cálculo preciso de los coeficientes de transferencia de calor por convección resulta vital para el diseño eficiente y seguro de los sistemas térmicos. No obstante, en la práctica, la determinación de estos coeficientes es compleja debido a la variabilidad de condiciones de flujo de los fluidos y a propiedades termofísicas como la viscosidad, la densidad y la conductividad térmica. Además, la geometría del sistema,

incluidos el diámetro y la orientación de los tubos, influye significativamente en el comportamiento de transferencia de calor. Por ello, se requieren métodos experimentales que permitan medir con precisión los coeficientes de transferencia de calor en condiciones controladas.

A partir de esta necesidad, la presente investigación se centra en la determinación experimental de los coeficientes de transferencia de calor por convección natural en tubos verticales y horizontales. A través del análisis experimental, se busca correlacionar las ecuaciones empíricas desarrolladas para el cálculo de dichos coeficientes en convección libre en tubos verticales y horizontales.

Por lo tanto, esta investigación pretende tender un puente entre el conocimiento teórico y su aplicación práctica mediante el diseño de un banco de pruebas experimental para el estudio de transferencia de calor convectiva en tubos verticales y horizontales. Con ello, no solo se contribuye a la investigación académica, sino que también se proporciona una valiosa herramienta educativa que refuerza la formación en ingeniería, permitiendo a estudiantes y profesionales adquirir conocimientos aplicables sobre los mecanismos de transferencia de calor y sus implicaciones en diversos sistemas de ingeniería.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un dispositivo que sirva como banco laboratorio para la evaluación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en cilindros verticales y horizontales.

2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

Diseñar y construir el banco de laboratorio para el estudio experimental de la convección natural en cilindros verticales y horizontales, mediante la medición y el control de las temperaturas.

Correlacionar los datos experimentales desarrollados en el banco laboratorio en la medición del coeficiente de convección natural, mediante el modelo matemático de transferencia de calor por convección natural aplicado en cilindros verticales y horizontales.

Implementar una guía de laboratorio que detalle el procedimiento experimental para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en cilindros verticales y horizontales, con la ayuda de enfoque sistemático para asegurar que sea clara, completa y útil para los usuarios.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. CONVECCIÓN

El fenómeno de transferencia de energía, especialmente en forma de calor, se da en tres mecanismos básicos: la conducción, la radiación y convección. En el presente proyecto se busca estudiar solamente el mecanismo de transferencia por convección. No obstante, para comprender completamente el contexto de este fenómeno, es importante mencionar las otras formas de transferencia de calor y cómo se relacionan entre sí.

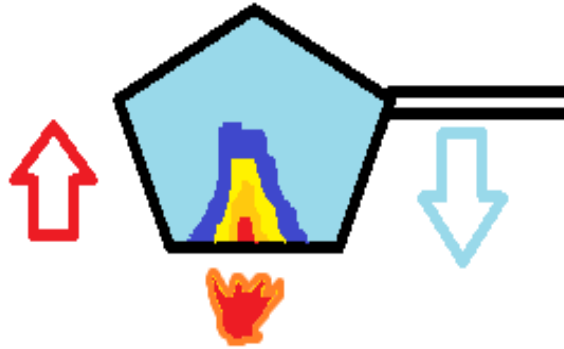
La transferencia de calor por conducción ocurre a través del contacto directo entre moléculas en un sólido, un líquido o un gas estacionario. En este mecanismo, calor se transfiere debido a la vibración y colisión de moléculas, sin que exista un movimiento masivo del material. La conducción es el principal medio de transferencia de calor en materiales sólidos y su eficiencia depende de la conductividad térmica del material. Por ejemplo, los metales tienen una alta conductividad térmica, lo que los hace ideales para aplicaciones como intercambiadores de calor y disipadores térmicos, mientras que los materiales aislantes, como la lana de vidrio y el poliestireno, minimizan la conducción térmica para reducir la pérdida de calor¹.

Por otro lado, transferencia de calor por radiación no requiere un medio material para propagarse, debido a que calor se transfiere en forma de ondas electromagnéticas. Este fenómeno es el único de los tres mecanismos que puede ocurrir en el vacío, como se observa en transferencia de energía desde el Sol hacia la Tierra. La cantidad de energía transferida por radiación depende de temperatura del cuerpo emisor y de sus

¹ CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico. 3 ed. Ciudad de México: McGraw Hill Interamericana, 2007. pp. 61-67. ISBN-13: 978-970-10-6173-2.

propiedades de emisión². Ejemplos de este tipo de transferencia incluyen la radiación térmica emitida por el Sol, las lámparas infrarrojas y los sistemas de calefacción radiante. Finalmente, la convección es el movimiento de moléculas dentro de fluidos (líquidos, gases) como se observa en la Figura 1.

Figura 1. Ejemplo de convección



En los sólidos no puede tener lugar, debido a que no pueden producirse corrientes masivas ni una difusión significativa. Este mecanismo de transferencia de calor es altamente dependiente de la viscosidad dinámica, conductividad térmica, densidad y calor específico del fluido, así como de las condiciones externas, como la temperatura, la presión y la velocidad aplicada al fluido por medio de agentes externos o comportamiento por cambio de temperatura. Por lo anteriormente mencionado, la solución a problemas relacionados con la transferencia de calor por convección sea compleja debido a los muchos factores de los cuales depende. Estrictamente hablando, la convección es el transporte de energía por movimiento del medio (en este sentido, un sólido en movimiento también puede transportar energía por convección). A pesar de que la convección esté relacionada con tantas variables, por medio de la siguiente ecuación llamada ley de enfriamiento de Newton, se observa que la velocidad de transferencia de calor por este

² INCROPERA, Frank y DEWITT, David. Fundamentos de transferencia de calor. 4 ed. México: Prentice Hall, 1999. pp. 634-637. ISBN 9701701704.

mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_f) \quad (1)$$

Donde:

h = coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A_s = área superficial de transferencia de calor [m^2]

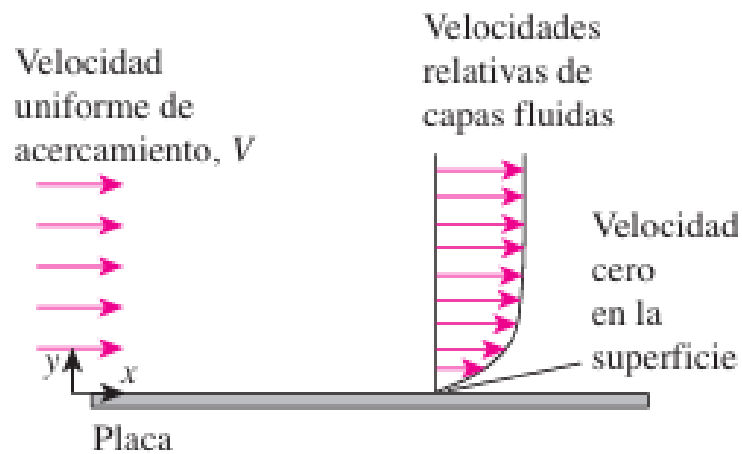
T_s = temperatura de la superficie [$^\circ C$]

T_f = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie [$^\circ C$]

Sin embargo, en ingeniería el término convección se suele emplear de una manera más amplia a fin de incluir transferencia de calor desde una superficie a un fluido en movimiento, llamada transferencia de calor por convección, a pesar que la conducción y la radiación desempeñan un papel preponderante cerca de la superficie, donde el fluido está en reposo³. A lo largo de estudios y de experimentos realizados en torno a la convección se ha observado que el fluido en movimiento llega a estar detenido justo en el contacto con la superficie y toma una velocidad cero con respecto a esta misma. Lo que quiere indicar que, un fluido en contacto directo con la superficie de un sólido “se adhiere” a esta debido a la viscosidad y no se desliza, conociéndose como condición de no desplazamiento. Lo anterior genera un gradiente de velocidad, donde esta misma en la parte inferior del fluido es cero y es máxima entre más alejado esté como se puede observar en la Figura 2.

³ MORGAN, Vincent. The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. En: Advances in Heat Transfer [sciencedirect]. 1975. vol. 11, pp. 199-201.

Figura 2. Gradiente de velocidad



Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

Dicho gradiente de velocidad hacía pensar que en ese punto el fluido tendría parte de transferencia por conducción, de la superficie sólida al fluido, pero solo a la capa límite, por lo que surgió la siguiente ecuación:

$$h = -k_{fluido} * \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2)$$

Donde:

$\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$ = gradiente de temperatura en la superficie

En transferencia de energía, el calor es la entidad de interés que se transporta y dispersa dentro del fluido en movimiento. Existen dos tipos principales de convección: convección natural, que ocurre debido a diferencias de densidad dentro del fluido causadas por gradientes de temperatura, y convección forzada, que se produce cuando una fuente externa, como un ventilador o una bomba, induce el movimiento del fluido. Ejemplos de convección natural incluyen el viento, las corrientes oceánicas y los movimientos dentro del manto terrestre, mientras que ejemplos de convección forzada se encuentran en sistemas de calefacción y refrigeración industrial, intercambiadores de calor y sistemas de ventilación.

Si bien en el presente estudio se enfoca en convección, es fundamental entender cómo interactúa con los otros mecanismos de transferencia de calor en aplicaciones de ingeniería. En muchas situaciones, los tres mecanismos pueden ocurrir simultáneamente, lo que hace que el análisis y diseño de sistemas térmicos requiera un enfoque integral para optimizar la eficiencia energética y el rendimiento térmico.

3.1.1. Constante de proporcionalidad de convección: La transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido en movimiento fue inicialmente descrita por Isaac Newton, quien propuso que la tasa de transferencia de calor es proporcional al área de la superficie de intercambio y a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Esta idea es la base de lo que hoy se conoce como la ley del enfriamiento de Newton⁴, que puede expresarse de forma diferencial como:

$$dQ = h_x(T_s - T_f)dA \quad (3)$$

Donde:

dQ = cantidad diferencial de calor transferido

h_x = coeficiente de transferencia de calor local

T_s = temperatura de la superficie

T_f = temperatura del fluido

dA = área diferencial sobre la superficie

Este coeficiente h_x representa la eficiencia con la cual el calor se transfiere entre la superficie y el fluido en un punto específico. Para una sección más general (no diferencial), se utiliza el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio, denotado como h_c y la expresión se reescribe como:

⁴ CENGEL. Op. cit., p. 25-26.

$$\dot{Q}_s = h_c * \Delta T * A \quad (4)$$

Donde:

$\dot{Q}_s$ = tasa de transferencia de calor total de la superficie al fluido [W]

A = área de la superficie de intercambio [m^2]

ΔT ó $T_s - T_f$ = diferencia de temperatura promedio entre la superficie y el fluido

El coeficiente h_c , también llamado constante de convección, se define entonces como la cantidad de calor transferido por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura⁵. Sus unidades en el Sistema Internacional son:

$$\left(\frac{W}{m^2} * ^\circ C \right)$$

Esta constante no es una propiedad del material, sino que depende de factores físicos y geométricos, tales como la velocidad y propiedades del fluido (viscosidad, conductividad, etc.), la orientación y forma de la superficie, y el régimen de flujo (laminar o turbulento). Por lo tanto, su correcta determinación es esencial en el análisis experimental de fenómenos de convección natural o forzada, como el que se realiza en el presente estudio.

3.1.2. Número de Nusselt: En el estudio de la transferencia de calor por convección, es una práctica muy usual aplicar un proceso de adimensionalización a las ecuaciones que describen el fenómeno. El procedimiento consiste en eliminar las unidades físicas mediante la normalización de variables, lo cual permite expresar los problemas en términos de números adimensionales.

La principal ventaja de dicha técnica es permitir la reducción del número de variables independientes involucradas, facilitando el análisis del problema, dando una ayuda en los resultados obtenidos en un sistema se pueda aplicar a otro, siempre y cuando se mantenga la similitud dinámica y térmica.

⁵ INCROPERA, Frank y DE WITT, David. Op. cit., pp. 284-295.

Uno de los números adimensionales más importantes en la convección es el número de Nusselt (Nu)⁶, el cual representa la relación entre la transferencia de calor real (incluyendo efectos convectivos) y la transferencia de calor que ocurriría únicamente por conducción en el mismo gradiente de temperatura. La ecuación que define al número Nusselt es la siguiente:

$$Nu = h * \frac{L_c}{k} \quad (5)$$

Donde:

K = conductividad térmica del fluido

L_c = longitud característica

h = constante de transferencia de calor por convección

El número de Nusselt debe su nombre al ingeniero alemán Wilhelm Nusselt, quien realizó importantes contribuciones al campo de la transferencia de calor. En su trabajo de tesis, Nusselt abordó las leyes fundamentales de la transferencia térmica, y fue uno de los primeros en proponer el uso de números adimensionales como una herramienta para simplificar y generalizar los fenómenos físicos.

Dentro de este enfoque, introdujo el concepto del número que hoy lleva su nombre, concebido como el coeficiente adimensional que representa la eficiencia de la transferencia de calor por convección respecto a la conducción pura. Su formulación permitió desarrollar correlaciones universales que relacionan propiedades del fluido, la geometría del sistema y las condiciones térmicas.

Para la comprensión del modelo físico del número adimensional Nusselt, hay que considerar una capa de espesor L y una diferencia de temperatura⁷. La transferencia de

⁶ CENGEL. Op. cit., pp. 356-358.

⁷ INCROPERA, Frank y DE WITT, David. Op. cit., pp. 314-316.

calor a través de la capa será por convección cuando tenga algún movimiento y cuando esté móvil por conducción, en cualquier caso, el flujo de calor será:

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (6)$$

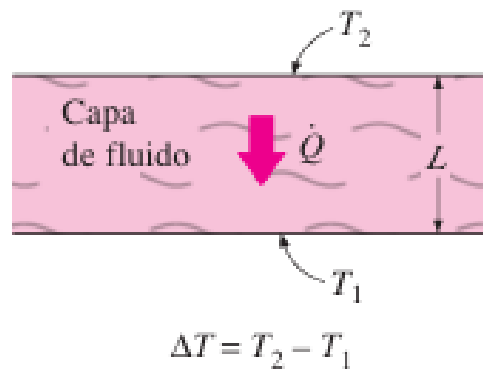
$$\dot{q}_{cond} = k * \frac{\Delta T}{L} \quad (7)$$

Al dividirlos da lo siguiente:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\left(\frac{\Delta T}{L}\right)} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (8)$$

Lo cual es el número de Nusselt. Entre mayor sea el número adimensional mayor es la eficacia en la convección. En la Figura 3, se observa la el flujo, la longitud y la diferencia de temperatura.

Figura 3. Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L



Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

3.1.3. Número de Prandtl: En el estudio de la transferencia de calor por convección, una forma efectiva de caracterizar el comportamiento del flujo térmico en un fluido es a través

del análisis de las capas límite⁸. Estas capas se forman cerca de las superficies sólidas y se dividen en dos tipos principales: la capa límite de velocidad, donde ocurren gradientes significativos de velocidad debido a la viscosidad del fluido, y la capa límite térmica, donde se manifiestan los gradientes de temperatura.

La mejor forma de describir la relación entre el espesor de la capa límite térmica y la de velocidad es mediante el uso del número de Prandtl (Pr), una cantidad adimensional definida como:

$$Pr = \frac{v : \text{Difusividad de la cantidad de movimiento}}{\alpha : \text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\mu C_p}{K} \quad (9)$$

Donde:

$v = \mu/\rho$ = viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$ = difusividad térmica [m^2/s]

C_p = calor específico a presión constante [$J/kg * K$]

μ = viscosidad dinámica [$Pa * s$]

k = conductividad térmica [$W/m * K$]

ρ = densidad del fluido [kg/m^3]

El nombre es en honor a Ludwig Prandtl, físico alemán reconocido por su trabajo en aeronáutica especialmente en el concepto de capa límite, donde él fue quien introdujo dicho concepto en la transferencia de calor. El rango de los números puede ir desde 0,01 para metales líquidos hasta 10000 para aceites pesados, donde es en orden de 10 para el agua.

El número de Prandtl relaciona directamente las propiedades de transporte de cantidad de movimiento (viscosidad) con las de energía térmica (difusividad térmica)⁹. En términos

⁸ CENGEL. Op. cit., pp. 364-365.

⁹ INCROPERA, Frank y DE WITT, David. Op. cit., pp. 318-319.

físicos, este número indica qué tan rápido se propaga el calor en comparación con el movimiento del fluido.

- Si $Pr < 1$: la difusividad térmica domina, como en gases ligeros o metales líquidos; el calor se difunde más rápidamente que el momentum.
- Si $Pr > 1$: la difusión de momentum es más rápida, como ocurre en aceites y fluidos altamente viscosos; la capa límite térmica es mucho más delgada que la capa límite de velocidad.
- Si $Pr \approx 1$: ambas capas tienen espesores similares, como en el caso del aire y el agua en condiciones normales.

Este número es fundamental en el desarrollo de correlaciones de transferencia de calor, debido a que aparece en la mayoría de las expresiones empíricas del número de Nusselt, permitiendo cuantificar cómo la viscosidad y la capacidad térmica del fluido afectan la convección.

Tabla 1. Números de Prandtl para fluidos comunes

Número de Prandtl	
Fluido	Pr
Metales líquidos	0,004-0,03
Gases	0,7-1
Agua	1,7-13,7
Fluidos orgánicos ligeros	5-50
Aceites	50-100000
Glicerina	2000-100000

Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

3.1.4. Numero de Grashof: En el estudio de la convección natural, una herramienta fundamental para comprender la dinámica del flujo es el número de Grashof (Gr). Este

número adimensional surge del proceso de adimensionalización de las ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor y el movimiento del fluido, lo cual permite simplificar los sistemas físicos y revelar las relaciones entre variables clave.

Al transformar las ecuaciones de conservación (masa, cantidad de movimiento y energía) a su forma adimensional, se introducen diversos grupos adimensionales que caracterizan el comportamiento del flujo. En el caso particular de la ecuación de cantidad de movimiento, el número de Grashof aparece como el parámetro que cuantifica la relación entre las fuerzas de flotabilidad (generadas por gradientes térmicos) y las fuerzas viscosas en un fluido.

Se define como:

$$Gr = \frac{(g\beta(T_s - T_f)L_c^3)}{v^2} \quad (10)$$

Donde:

g = aceleración de la gravedad [m/s^2]

β = coeficiente de dilatación térmica del fluido [$1/k$]

T_s y T_f = temperaturas de la superficie y del fluido lejano, respectivamente [k]

L_c = longitud característica del sistema [m]

v = viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

El número de Grashof es, en convección natural, análogo al número de Reynolds en convección forzada¹⁰. Mientras el Reynolds compara la inercia del fluido con su viscosidad, el Grashof compara la fuerza de empuje térmico con la resistencia viscosa. Así, puede interpretarse como un indicador del régimen del flujo:

- Si $Gr < 1$: las fuerzas viscosas dominan, y el movimiento inducido por flotabilidad es débil.

¹⁰ CENGEL. Op. cit., pp. 507-509.

- Si $Gr > 1$: las fuerzas de flotabilidad son predominantes, y se pueden desarrollar movimientos convectivos intensos.

Cuando se combina con el número de Prandtl (Pr), se forma el número de Rayleigh ($Ra = Gr * Pr$), el cual es utilizado para evaluar el inicio y la intensidad del flujo convectivo natural.

3.2. CONVECCIÓN FORZADA

transferencia de calor por convección forzada ocurre cuando el movimiento del fluido es inducido por una fuente externa, como un ventilador, una bomba o una hélice. Este tipo de convección se emplea comúnmente para aumentar la tasa de transferencia de energía térmica en sistemas donde convección natural no es suficiente para lograr una disipación eficiente del calor.

Uno de los principales efectos de convección forzada es la mejora en la distribución y mezcla de sustancias dentro del fluido, lo que resulta fundamental en múltiples aplicaciones industriales y científicas. Un ejemplo de este fenómeno se encuentra en los sistemas de agitación con hélices, donde el movimiento inducido del fluido facilita la homogeneización de soluciones. Asimismo, el calentamiento aerodinámico, generado por la fricción del aire sobre una superficie en movimiento, es un proceso en que convección forzada juega un papel clave como mecanismo de disipación del calor.

Existen numerosos ejemplos de convección forzada en la vida cotidiana y en la ingeniería. En los sistemas de refrigeración de motores y equipos electrónicos, los radiadores con circulación de fluidos y los ventiladores permiten mantener temperaturas operativas seguras. En el ámbito biológico, la circulación sanguínea actúa como un mecanismo natural de convección forzada, facilitando el enfriamiento y calentamiento de las diferentes partes del cuerpo al transportar calor a través del flujo sanguíneo.

Comparada con convección natural, convección forzada permite una transferencia de calor más rápida y eficiente. Un ejemplo ilustrativo es el funcionamiento de un horno de

convección, donde un ventilador interno hace circular aire caliente de manera uniforme alrededor de los alimentos. Esta circulación forzada acelera proceso de cocción en comparación con un horno convencional, donde calor se transfiere principalmente por conducción y convección natural.

3.3. CONVECCIÓN NATURAL

convección natural, a diferencia de convección forzada, es un mecanismo de transferencia de calor en el que el movimiento del fluido no es inducido por fuentes externas, sino que ocurre debido a diferencias de densidad generadas por gradientes de temperatura dentro del fluido.” Este fenómeno se da cuando el fluido que rodea una fuente de calor se calienta, disminuye su densidad y asciende. Al ascender, es reemplazado por fluido más frío, que a su vez se calienta, repitiendo proceso de manera continua y formando así una corriente de convección. De esta manera, la energía térmica se transporta desde la parte inferior del sistema hacia la parte superior”¹¹.

El principal factor que impulsa el movimiento del fluido en convección natural es la flotabilidad, que surge como resultado de la diferencia de densidades dentro del fluido. Para que este fenómeno ocurra, es esencial la presencia de una aceleración adecuada, como la inducida por la gravedad o una fuerza equivalente. En ausencia de gravedad, como en entornos de caída libre, convección natural se ve severamente limitada. Un ejemplo de esto se observa en la Estación Espacial Internacional, donde la falta de gravedad impide el movimiento convectivo natural, requiriendo otros mecanismos de transferencia de calor para evitar el sobrecalentamiento de los equipos electrónicos.

Debido a su relevancia tanto en la naturaleza como en diversas aplicaciones de ingeniería, convección natural ha sido ampliamente estudiada. En el ámbito natural, las células de convección formadas en la atmósfera, como las corrientes ascendentes de

¹¹ BOETCHER, Sandra. Natural Convection from Circular Cylinders. En: SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology [Springer]. 2014. 48 pp. ISBN 978-3-319-08131-1.

aire sobre la tierra o el agua calentadas por el sol, desempeñan un papel fundamental en la regulación climática y en la formación de patrones meteorológicos. En aplicaciones de ingeniería, convección natural se observa en procesos como la formación de microestructuras durante el enfriamiento de metales fundidos y en la disipación de calor en aletas de intercambio térmico y estanques solares.

Una de las aplicaciones industriales más comunes de convección natural es la refrigeración por aire sin el uso de ventiladores, lo que permite el enfriamiento de equipos electrónicos y sistemas de procesos sin necesidad de dispositivos mecánicos adicionales. Esto es especialmente útil en sistemas de pequeña y gran escala, donde la eficiencia energética y la reducción de costos de operación son factores clave.

3.3.1. En tubos horizontales: La transferencia de calor por convección natural en cilindros horizontales ha sido ampliamente investigada en la literatura científica, en muchos casos más que otras orientaciones geométricas como la vertical. Esta prevalencia se debe, en gran parte, a la simetría geométrica y al comportamiento bidimensional del flujo térmico en torno al cilindro, lo que facilita tanto los análisis teóricos como la implementación de estudios experimentales controlados¹².

Uno de los estudios más representativos en esta área fue realizado por Morgan (1975), quien llevó a cabo un análisis exhaustivo de la convección natural alrededor de cilindros circulares lisos. Su trabajo puso en evidencia una notable dispersión en los resultados experimentales publicados hasta entonces, atribuyendo estas diferencias a múltiples factores. Entre ellos destacan: pérdidas de calor por conducción axial hacia los elementos de soporte, variaciones en la ubicación de los sensores de temperatura, alteraciones en el campo de velocidades y temperaturas debidas a los movimientos convectivos del fluido, y el uso de cámaras de contención con dimensiones reducidas, que inducen efectos de confinamiento y distorsionan los patrones naturales del flujo.

¹² BOETCHER. Op. cit., pp. 30-41.

Estudios posteriores, como los realizados por Champagne, demostraron que, cuando la relación longitud-diámetro (L/D) supera el valor de 200, la temperatura a lo largo del cilindro tiende a permanecer uniforme en al menos el tercio central de su longitud. Sin embargo, muchas investigaciones experimentales tempranas utilizaron cilindros con relaciones L/D menores a 10^{13} , lo que derivó en datos menos confiables debido a los efectos de borde y al calentamiento no uniforme sobre la superficie del cilindro.

Desde el punto de vista físico, el flujo térmico alrededor de un cilindro horizontal responde de manera particular a la intensidad del gradiente térmico, cuantificado por el número de Rayleigh (Ra). Para valores bajos de Rayleigh, el comportamiento de la transferencia de calor se asemeja al de una fuente lineal de calor. Conforme con el valor de Ra_D se incrementa en el rango de $10^4 \leq Ra_D \leq 10^8$, se establece una capa límite laminar alrededor de la superficie del cilindro, caracterizada por una distribución asimétrica del espesor de la capa límite. En este régimen, el número local de Nusselt tiende a alcanzar su valor máximo en la parte inferior del cilindro y decrece hacia la parte superior, como se observa en la Figura 4. Para valores aún mayores de Rayleigh, se espera una transición hacia flujo turbulento, lo cual alteraría de manera significativa la dinámica de transferencia de calor y demanda modelos de mayor complejidad para su análisis.

¹³ CIESLINSKI, Janusz, SMOLEN, Salwomir y SAWICKA, Dorota. Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders. En: Energies [MDPI]. Gdansk: Gdansk University of Technology. 2021, vol. 14, pp. 2-22.

Figura 1. Flujo por convección natural en cilindro horizontal caliente



Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

Una correlación ampliamente utilizada para estimar el número de Nusselt promedio en cilindros horizontales isotérmicos bajo convección natural fue propuesta por Churchill y Chu (1975), válida en un amplio rango de números de Rayleigh:

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,378 Ra_D^{\frac{1}{7}}}{\left(1 + \left(\frac{0,599}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (11)$$

Donde:

Nu = número de Nusselt

Ra = número de Rayleigh basado en el diámetro del cilindro

Pr = número de Prandtl del fluido

Estos estudios y correlaciones subrayan la complejidad inherente de los procesos convectivos en cilindros horizontales, y evidencian la necesidad de condiciones experimentales cuidadosamente controladas para obtener datos precisos, reproducibles y útiles para el desarrollo de modelos predictivos en aplicaciones térmicas.

3.3.2. En tubos verticales: La transferencia de calor por convección natural ha sido ampliamente estudiada debido a su importancia en numerosos sistemas térmicos donde el movimiento del fluido es generado exclusivamente por fuerzas de flotabilidad. Estas fuerzas surgen de diferencias de densidad causadas por gradientes de temperatura, sin intervención de elementos mecánicos como ventiladores o bombas. Este mecanismo juega un papel fundamental en aplicaciones tales como el enfriamiento de componentes eléctricos, líneas de transmisión, intercambiadores de calor y otros sistemas industriales. Particular atención se ha dado a los cilindros verticales, ya que su geometría está presente en múltiples equipos y configuraciones térmicas. Durante las últimas décadas, diversos estudios experimentales han contribuido a una mejor comprensión del comportamiento térmico y fluidodinámico de este tipo de sistemas.¹⁴ Donde se establecieron ecuaciones clave para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en cilindros verticales. Más adelante, analizaron configuraciones de tipo tubo y carcasa, identificando el impacto de las condiciones de entrada del fluido y las dimensiones geométricas sobre el desarrollo de las capas límite térmica y de velocidad. Sus estudios mostraron que el número de Nusselt aumenta con la velocidad de entrada del fluido, particularmente en el régimen de transición, mientras que esta diferencia desaparece una vez que el flujo se vuelve completamente turbulento¹⁵.

En investigaciones relacionadas, examinó la convección natural en cilindros verticales con valores elevados del número de Prandtl, resaltando el efecto que tienen los fluidos

¹⁴ CENGEL. Op. cit., p. 512.

¹⁵ BARHAGHI, Darioush, DAVIDSON, Lars y Karlsoon, Rolf. Natural Convection Heat Transfer In Vertical Shell And Tube En: Chalmers [En línea]. Gothenburg: Chalmers University Of Technology. 2002. 29 pp.

altamente viscosos sobre el comportamiento convectivo alrededor del cilindro.¹⁶ De forma complementaria, estudiaron la influencia de la curvatura del cilindro en la formación de la capa límite, demostrando que una mayor curvatura provoca un espesor más pronunciado de dicha capa, reduciendo así la eficiencia de la transferencia de calor.¹⁷

En este contexto, la forma geométrica del cilindro vertical tiene un efecto significativo sobre la transferencia térmica. Según criterios teóricos establecidos, la superficie exterior de un cilindro vertical puede tratarse como una placa plana vertical cuando el diámetro del cilindro es lo suficientemente grande, de manera que los efectos de curvatura sean despreciables.

Esta condición se cumple si:

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \quad (12)$$

donde D es el diámetro del cilindro, L su longitud y Gr_L el número de Grashof basado en dicha longitud. Bajo este criterio, es válido aplicar las mismas correlaciones del número de Nusselt utilizadas para placas verticales. Sin embargo, en el caso de cilindros esbeltos, donde esta condición no se cumple, se deben emplear correlaciones específicas desarrolladas¹⁸, que consideran el efecto de la curvatura en la predicción del flujo y la transferencia de calor.

La ecuación en placas planas verticales es la siguiente:

¹⁶ CRANE, L. Natural Convection on Vertical Cylinder at Very High Prandtl Numbers. En: Journal of Engineering Mathematics [Springer]. Dublin: School of Mathematics, Trinity College. 1976. vol. 10, pp. 115-124.

¹⁷ POPIEL, Czeslaw. Free Convection Heat Transfer from Vertical Slender Cylinders: A Review. En: Heat Transfer Engineering [En línea]. 2008. pp. 521-636.

¹⁸ WANG, C. Natural convection on a vertical stretching cylinder. En: Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation [ScienceDirect]. Michigan: Michigan State University. 2011. vol. 17, pp. 1098-1113.

$$Nu = \left(0,85 + \frac{\left(0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}} \right)}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr^{9/16}} \right)^{\frac{8}{27}} \right)} \right)^2 \quad (13)$$

4. ANTECEDENTES

4.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En la fase inicial de este proyecto, se realizó una revisión bibliográfica exhaustiva con el objetivo de recopilar información relevante que permitiera encontrar diseños de un banco experimental para estudiar convección natural en cilindros verticales y horizontales. Este proceso fue fundamental para identificar las metodologías y sistemas de calentamiento adecuados, así como las relaciones empíricas de números adimensionales como el Nusselt o Grashof para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en cilindros verticales y horizontales.

4.1.1. Metodología de búsqueda: La búsqueda de información se realizó utilizando recursos disponibles en internet, incluyendo libros, artículos científicos y fichas experimentales. Se recopiló una gran cantidad de información que fue filtrada en función de su relevancia para el objetivo del proyecto. La selección de los artículos se basó en los siguientes criterios principales:

1. Descripción del sistema de calentamiento: Se identificaron aquellos artículos que detallaban métodos de generación de calor aplicables al diseño del banco experimental.
2. Relaciones empíricas del número de Nusselt y Grashof: Se seleccionaron fuentes que proporcionaban ecuaciones empíricas para calcular el coeficiente de transferencia de calor (h) en condiciones de convección natural, tanto para cilindros verticales como horizontales.

La información recopilada fue categorizada según su utilidad para:

- Diseñar sistema de calentamiento.
- Proveer herramientas para la validación experimental mediante relaciones empíricas.

4.1.2. Problemas Identificados: Un desafío importante durante la revisión fue que los artículos encontrados se centraban exclusivamente en una orientación del cilindro, ya sea vertical u horizontal. Esta limitación dificulta el diseño de un banco experimental que permita estudiar ambas configuraciones de manera eficiente. Por lo tanto, la selección del sistema de calentamiento debe ser suficientemente flexible para adaptarse a ambas orientaciones.

4.2. ARTÍCULOS ENCONTRADOS

4.2.1. Según banco experimental: Se analizaron artículos en relación al tipo de banco experimental.

Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder:

- Autores: Nilesh B. Totala, Mayur V. Shimpi, Nanasaheb L. Shete, Vijay S. Bhopate
- Resumen: Este artículo estudia el fenómeno de convección natural en un cilindro vertical, analizando el coeficiente de transferencia de calor promedio y local a lo largo del cilindro. Se utilizó un cilindro de latón con 450 mm de longitud y 32 mm de diámetro exterior, empleando aire como fluido de trabajo. Los resultados muestran variaciones de temperatura a lo largo del cilindro y se comparan los coeficientes de transferencia de calor obtenidos experimentalmente con valores teóricos.
- Contribución relevante: Proporciona una metodología para determinar los coeficientes de transferencia de calor local y promedio en cilindros verticales, utilizando aire como fluido de trabajo.

Relación de Nusselt:

$$Nu = 0.59Ra^{0.25} \quad (14)$$

Número de Rayleigh (Ra):

$$Ra = Gr * Pr \quad (15)$$

Número de Grashof:

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (16)$$

Donde:

β = coeficiente de expansión térmica [$1/T_m$]

g = gravedad [m/s^2]

ΔT = Diferencia de temperatura entre la superficie del cilindro y el ambiente

ν = viscosidad cinemática del aire a temperatura T_m

Free Convective Heat Transfer from a Constant Heat Flux Vertical Circular Tube with Different Entrance Restrictions Length

- Autores: Hussein A. Mohammed, Yasin K. Salman
- Resumen: Este estudio analiza transferencia de calor por convección natural en el interior de un cilindro vertical sometido a un flujo de calor constante en sus paredes. El trabajo investiga la influencia de restricciones de entrada con diferentes longitudes (60 cm a 180 cm) sobre la distribución de temperatura superficial y los coeficientes de transferencia de calor local y promedio. El equipo experimental incluye un tubo de aluminio de 900 mm de longitud y 30 mm de diámetro interior. Se desarrollaron

correlaciones adimensionales para predecir los números de Nusselt y Rayleigh en función de las restricciones de entrada.

- Contribución relevante: Aporta datos experimentales sobre cómo las restricciones de entrada afectan transferencia de calor en cilindros verticales, además de ofrecer correlaciones útiles para la validación del sistema propuesto.

Correlación entre Gr y Re. La relación semiempírica presentada por Kokugan y Kinoshita es:

$$Gr_0 = 6.3Re_0^2 + 3.2 \frac{L_H + L_0}{D * Re_0} \quad (17)$$

Donde:

Gr_0 = número de Grashof basado en condiciones de referencia

Re_0 = número de Reynolds basado en condiciones de referencia (flujo laminar)

L_H = longitud calentada

L_0 = longitud de entrada

D = diámetro del tubo

Esta ecuación permite relacionar flujo convectivo generado por las diferencias de densidad (representado por Gr_0) con flujo inducido por las fuerzas inerciales y viscosas (representado por Re_0) para tubos verticales calentados.

Relación de Nu_{mL} en función de grupos adimensionales:

Los resultados experimentales de Al-Arabi et al. fueron correlacionados con números adimensionales de la siguiente forma:

$$Nu_{mL} = \frac{1.11}{1+0.05(T_s-T_i)} * (Gr_{mL} * Pr)^{0.25} \quad (18)$$

Donde:

Nu_{mL} = número de Nusselt promedio a lo largo de la longitud del tubo

T_s = temperatura superficial

T_i = temperatura del aire en la entrada

Gr_{mL} = número de Grashof basado en la longitud del tubo calentado

Pr = Número de Prandtl

flujo de calor por convección (Q_{conv}) se calcula como:

$$Q_{conv} = Q_t - Q_{cond} - Q_{rad} \quad (19)$$

Donde:

Q_t = potencia total suministrada

Q_{cond} = pérdidas por conducción

Q_{rad} = las pérdidas por radiación (consideradas despreciables).

Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders

- Autores: Janusz T. Cieřliński, Slawomir Smolen, Dorota Sawicka
- Resumen: Este artículo presenta una investigación experimental de transferencia de calor por convección libre en cilindros horizontales dentro de un contenedor rectangular. Los experimentos se realizaron con etilenglicol, agua destilada y una mezcla 50%/50% de ambos. Se desarrollaron correlaciones empíricas que describen el comportamiento del número de Nusselt en función de los números de Rayleigh y Prandtl para un rango de condiciones.

- Contribución relevante: Proporciona ecuaciones de correlación útiles para predecir el comportamiento de transferencia de calor en cilindros horizontales, considerando diferentes fluidos y configuraciones geométricas.

Presenta varias correlaciones empíricas para el número de Nusselt en función del número de Rayleigh y Prandtl. La ecuación más relevante es:

$$Nu = 0.374Ra^{0.2613}Pr^{0.16} \quad (20)$$

Número de Rayleigh (Ra) ($5.2 \times 10^4 < Ra < 5.1 \times 10^5$).

$$Ra = Gr * Pr * Ra \quad (21)$$

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (22)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (23)$$

4.2.2. Según ecuaciones empíricas: Por otra parte, se analizaron artículos según las ecuaciones empíricas de números adimensionales.

Correlating equations for natural convection heat transfer between horizontal circular cylinders

- Autores: T. H. Kuehn, R. J. Goldstein
- Relevancia: Se enfoca en correlaciones para transferencia de calor en cilindros horizontales en diversas configuraciones. Ayuda a modelar flujo de calor y la interacción geométrica.

La correlación de Nusselt usada es la siguiente:

$$Nu = 0,518 * Ra_D^{\frac{1}{4}} \left(1 + \left(0,559 * Pr^{\left(\frac{1}{6}\right)} \right)^{\frac{12}{5}} \right)^{-\frac{1}{12}} \quad (24)$$

Es la forma simplificada mostrada el artículo para calcular el Nusselt en régimen laminar, donde la clave está en los números adimensionales Rayleigh y Prandtl son la principal correlación en la ecuación.

The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders

- Autores: Vincent T. Morgan
- Relevancia: Proporciona correlaciones para convección natural y forzada en cilindros horizontales e inclinados, con énfasis en la dependencia de los números de Nusselt y Rayleigh.

Considera errores comunes como conducción axial, distorsiones por tamaño de cámara, errores por radiación y ubicación de sensores. La correlación de Nusselt usada es la siguiente:

Tabla 2. Relaciones de Nusselt según Gr*Pr

Relaciones de Nusselt	
Rango de Gr*Pr	Correlación de Nu=B(Gr*Pr)
$10^{-10} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{-2}$	$Nu = 0.675 (Gr \cdot Pr)^{0.058}$
$10^{-2} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^2$	$Nu = 1.02 (Gr \cdot Pr)^{0.148}$
$10^2 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^4$	$Nu = 0.850 (Gr \cdot Pr)^{0.188}$
$10^4 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^7$	$Nu = 0.480 (Gr \cdot Pr)^{0.250}$

$10^7 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{12}$	$Nu = 0.123 (Gr \cdot Pr)^{0.333}$
--------------------------------------	------------------------------------

Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

Numerical investigation on natural convection inside a circular enclosure with heated cylinders

- Autores: Houssem Laidoudi
- Relevancia: Estudio numérico que analiza el efecto de los números de Prandtl y Rayleigh sobre transferencia de calor en cilindros dentro de un recinto circular. Útil para validar condiciones experimentales en configuraciones complejas.

La correlación de Nusselt usada es la siguiente:

$$Nu_L = 0.0006 * (\overline{Ra} * L)^{0.4039} \quad (25)$$

El número de Nusselt disminuye a lo largo del eje del cilindro.

El Ra^* es modificado el cual es definido de la siguiente manera:

$$Ra_x^* = \frac{g \beta q'_x x^4}{v^2 k} * Pr \quad (26)$$

Donde:

q'_x = flujo de calor por unidad de área

x = coordenada axial

v = viscosidad cinemática

k = conductividad térmica

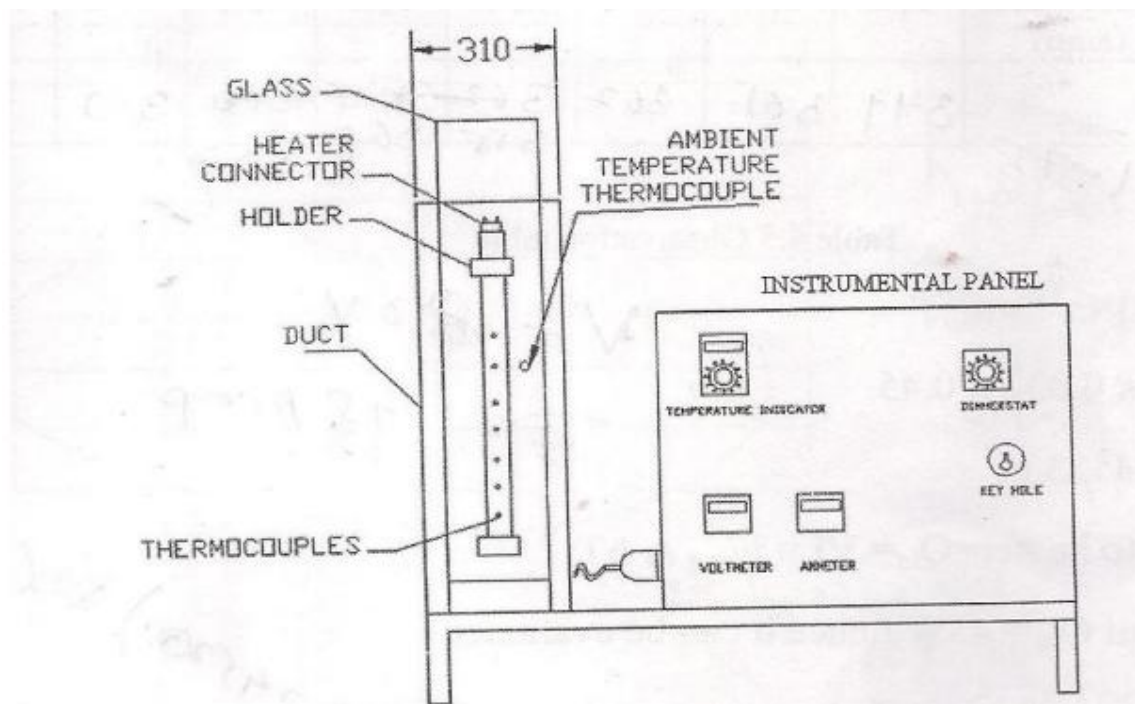
β = coeficiente de expansión térmica

Pr = número de Prandtl

4.3. DISEÑOS PREVIOS DE BANCOS

4.3.1. Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder: En la Figura 5 se observa el diagrama esquemático experimental del proyecto natural convection characteristics in vertical cylinder, el cual contiene un panel de instrumento donde se regula y se muestra el voltaje, amperaje y temperatura, variables importantes para la obtención de datos experimentales. La imagen también observa las termocuplas usadas para la toma de la temperatura, el cilindro vertical, el vidrio transparente y la conexión de calor para el cilindro vertical.

Figura 2. Diagrama esquemático de la configuración experimental

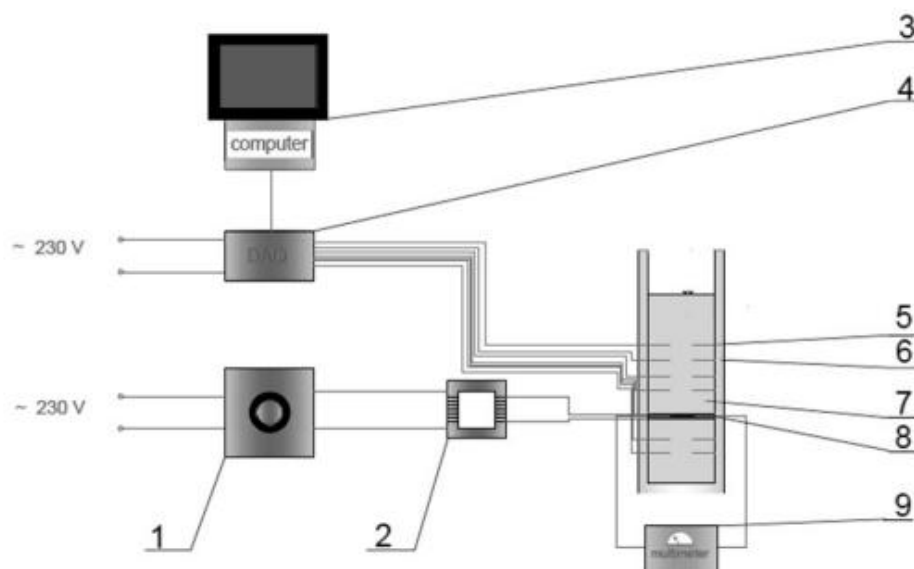


Fuente: TOLALA, Nilesh, et al. Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder

4.3.2. Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders: Esquema de la configuración experimental: (1) transformador variable, (2) transformador, (3) asistido por PC Figura 1. Esquema de la configuración experimental: (1) transformador variable, (2) transformador, (3) sistema de adquisición de datos asistido por PC, (4) módulo DAQ, (5)

termómetros de resistencia Pt100, (6) aislamiento, (7) recipiente de prueba, (8) sección de calentamiento (9) multímetro.

Figura 6. Diagrama esquemático de la configuración experimental



Fuente: CIESLINSKI, Janusz, SMOLEN, Salwomir y SAWICKA, Dorota. Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders

5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN BANCO

5.1. ALTERNATIVAS Y MATRIZ QFD

Se evaluaron dos diseños en base a lo presentado en los antecedentes analizados en el capítulo anterior al igual que los diseños previos.

Tabla 2. Variables y valores de matriz QFD

Variables de matriz QFD			
#	Requerimientos del Usuario	Peso (%)	Basado en el Artículo
1	Permitir el estudio de cilindros verticales y horizontales	20%	<i>Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder</i> (Totala et al.) y <i>Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders</i> (Cieśliński et al.)
2	Tener un sistema de calentamiento uniforme y estable	25%	<i>Free Convective Heat Transfer from a Constant Heat Flux Vertical Circular Tube</i> (Mohammed & Salman)
3	Materiales accesibles y de fácil adquisición	15%	<i>Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder</i> (Totala et al.)
4	Facilidad de ensamblaje y mantenimiento	15%	<i>Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders</i> (Cieśliński et al.)
5	Sistema de adquisición de datos confiable	15%	<i>Free Convective Heat Transfer from a Constant Heat Flux Vertical Circular Tube</i> (Mohammed & Salman)
6	Bajo costo de implementación	10%	<i>Experimentos previos en estudios de transferencia de calor por convección natural</i>

5.1.1. Evaluación de alternativas: Se analizan dos diseños diferentes y se asignan valores del 1 al 5 según su capacidad para cumplir cada requerimiento (1 = Muy bajo, 5 = Excelente).

Tabla 3. Matriz de selección QFD

Matriz de selección QFD			
Requerimiento	Peso (%)	Diseño 1 (Basado en Artículo 1: Totala et al.)	Diseño 2 (Basado en Artículo 3: Cieśliński et al.)
Permitir cilindros verticales/horizontales	20%	3 (0.6)	5 (1.0)
Calentamiento uniforme y estable	25%	4 (1.0)	3 (0.75)
Materiales accesibles	15%	5 (0.75)	4 (0.6)
Facilidad de ensamblaje	15%	4 (0.6)	5 (0.75)
Sistema de adquisición de datos	15%	3 (0.45)	4 (0.6)
Bajo costo	10%	5 (0.5)	4 (0.4)
Puntaje Total	100%	3.9	4.1

Criterios de Evaluación:

1. Conductividad Térmica ($W/m \cdot K$) → Se prefiere mayor conductividad.
2. Costo en Colombia → Se prefiere menor costo.
3. Facilidad de Manipulación → Se prefiere materiales más fáciles de cortar, perforar y ensamblar.
4. Disponibilidad en Colombia → Se prefiere materiales fáciles de conseguir.

Tabla 4. Elección del material del cilindro

Elección material cilindro					
Material	Conductividad Térmica (W/m*K) (Peso: 40%)	Costo en Colombia (Peso: 30%)	Facilidad de Manipulación (Peso: 20%)	Disponibilidad en Colombia (Peso: 10%)	Total
Aluminio	205 (5)	3	4	4	4.1
Cobre	385 (5)	1	3	3	3.3
Acero Inoxidable 304	16.2 (2)	2	2	5	2.3

5.2. DISEÑO DEL BANCO DE LABORATORIO

5.2.1. Consideraciones generales del diseño: Una vez seleccionado el diseño más adecuado mediante el análisis comparativo de alternativas utilizando una matriz QFD, es necesario realizar ajustes y consideraciones adicionales que aseguren que el banco experimental cumpla con los objetivos generales y específicos planteados al inicio del proyecto. Estos ajustes no solo buscan adaptar el sistema a los requerimientos técnicos, sino también garantizar que los resultados experimentales obtenidos sean consistentes, reproducibles y comparables con los valores teóricos estimados mediante correlaciones consolidadas del número de Nusselt para cilindros en orientación vertical y horizontal. El diseño del banco se fundamenta en una serie de hipótesis simplificadoras, ampliamente aceptadas en estudios de convección natural:

- El sistema opera bajo dos, uno transitorio donde solo se calcula la energía hasta llegar al régimen estacionario, es decir, las temperaturas no varían con el tiempo.
- No hay generación ni acumulación de energía interna en el sistema.

- El análisis se considera unidimensional, permitiendo estudiar la transferencia de calor en una única dirección dominante (radial desde la superficie del cilindro hacia el aire circundante).

El núcleo del sistema consiste en generar una tasa de calor uniforme a través de una resistencia eléctrica enrollada alrededor del cilindro de prueba. Esta resistencia es alimentada y controlada por un sistema PID (Proporcional-Integral-Derivativo), que permite mantener una temperatura estable durante el ensayo, evitando fluctuaciones térmicas que puedan comprometer la validez de los datos experimentales.

La energía térmica generada se transfiere desde la superficie del cilindro hacia el ambiente por convección natural. Para obtener resultados precisos, el diseño del banco asegura que:

- La posición de los sensores de temperatura (termopares o RTDs) esté ubicada estratégicamente en los extremos y en el centro del cilindro.
- Las dimensiones físicas del cilindro (diámetro y longitud) permanezcan fijas durante cada prueba, permitiendo determinar con claridad el área de transferencia de calor y, con ello, calcular el coeficiente de convección h a partir de las expresiones analíticas de Nusselt.

Para cumplir con la condición de configuración dual (vertical y horizontal), el banco incorpora una base giratoria que permite reorientar el cilindro experimental en cualquiera de las dos disposiciones con facilidad. Esta base está diseñada para mantener la estabilidad del montaje, evitar pérdidas térmicas significativas y permitir que el cambio de orientación no afecte las condiciones de contorno térmico.

De este modo, el diseño garantiza que las pruebas realizadas en ambas configuraciones se desarrollen bajo condiciones comparables, lo que es crucial para validar las correlaciones empíricas del número de Nusselt para ambas orientaciones y estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h) de forma confiable.

5.2.2. Sistema generación de calor: Tal como se describió en la sección anterior, el sistema de generación de calor del banco experimental se basa en el uso de una resistencia eléctrica térmica, la cual tiene como función principal transformar energía eléctrica en energía térmica de forma controlada, estable y uniforme a lo largo de la superficie del cilindro de ensayo.

Este elemento calefactor está conformado por un alambre de níquel-cromo (Nicrom) dispuesto en forma de espiral o hélice, enrollado cuidadosamente alrededor del cilindro. El Nicrom es una aleación comúnmente utilizada en aplicaciones térmicas debido a sus propiedades físico-químicas favorables, entre las que destacan: Alta resistividad eléctrica, lo que permite generar una cantidad significativa de calor al paso de corriente. Excelente resistencia a la oxidación y a la corrosión, lo que garantiza una vida útil prolongada incluso en condiciones de operación prolongadas a temperaturas elevadas. Estabilidad térmica, que permite mantener el rendimiento constante durante los ciclos de calentamiento.

Cuando se aplica un voltaje adecuado al circuito, el alambre de Nicrom actúa como un elemento resistivo, aumentando su temperatura por efecto Joule. Al alcanzar temperaturas elevadas, típicamente superiores a los 600 °C, el alambre emite un brillo rojizo característico que indica un funcionamiento térmico efectivo. Este calor generado se transfiere inicialmente por conducción desde el hilo al cilindro metálico de ensayo, y desde allí al aire circundante por convección natural.

El diseño en espiral del alambre calefactor tiene como propósito distribuir de manera uniforme la generación de calor sobre toda la superficie del cilindro. Esta configuración evita zonas de sobrecalentamiento o acumulación de calor, lo cual es fundamental para que el gradiente de temperatura en el fluido de prueba sea representativo de un régimen estacionario, y para garantizar que los datos recogidos se mantengan dentro de un margen de error aceptable en relación con las correlaciones teóricas.

La potencia térmica entregada por esta resistencia puede ser modulada mediante un sistema de control de potencia (como un dimmer o fuente regulada) y se ajusta automáticamente con un controlador PID, que regula la entrada eléctrica en función de

las lecturas de temperatura obtenidas mediante sensores, manteniendo así una tasa de transferencia de calor constante durante todo el ensayo.

5.2.3. Sistema de giro: Con el fin de cumplir con los requerimientos funcionales del banco experimental propuesto, particularmente la posibilidad de analizar la transferencia de calor por convección natural en cilindros tanto verticales como horizontales, se diseñó un mecanismo estructural específico que permitiera reorientar el cilindro de prueba sin necesidad de desmontar o alterar los elementos críticos del sistema térmico. Esta solución se materializa en un soporte giratorio, cuya función principal es permitir la rotación del cilindro alrededor de su eje longitudinal, manteniendo intacta la configuración del sistema de calefacción y de sensores.

Este soporte giratorio constituye la base mecánica de la configuración dual, y fue concebido para cumplir con los siguientes criterios: facilidad de manipulación, estabilidad estructural durante el ensayo y mínima interferencia térmica o mecánica con el sistema de medición y generación de calor.

5.2.3.1. Componentes del sistema giratorio: Este sistema se compone de un soporte central para rotación, un eje transversal, rodamiento y manivela de accionamiento manual.

Soporte Central de Rotación: El cilindro de ensayo está sostenido por un soporte central, diseñado para cumplir la función de eje de rotación. Este soporte consiste en una varilla metálica de 2 cm de diámetro, colocada horizontalmente y fijada al sistema mediante un tornillo de sujeción que penetra el cilindro justo en su punto medio, garantizando un acoplamiento firme y centrado. Esta configuración permite que el cilindro pueda rotar sobre su eje longitudinal, facilitando el cambio de orientación entre posición vertical y horizontal sin necesidad de desmontar el sistema.

Gracias a que el cilindro está fabricado en aluminio, con una densidad de aproximadamente 2700 kg/m^3 y dimensiones de $1\frac{1}{2}$ pulgadas de diámetro ($\approx 38 \text{ mm}$) por 15 cm de largo, el peso total del conjunto es lo suficientemente bajo como para que la

rotación se realice de forma manual, precisa y sin esfuerzo excesivo. Esta estructura central reduce el número de componentes móviles, simplifica el ensamblaje y mejora la estabilidad durante la toma de datos experimentales.

Eje transversal de rotación: Ambos soportes extremos están unidos mediante una varilla cilíndrica de acero de 2 cm de diámetro, que atraviesa un rodamiento central montado sobre una base estructural. Esta configuración permite que el conjunto (cilindro, resistencia y sensores) pueda girar suavemente y sin vibraciones, adoptando la orientación deseada.

Rodamiento central: El uso de un rodamiento (cojinete) asegura un movimiento giratorio preciso y suave, aislando mecánicamente el cilindro de cargas externas y reduciendo fricción.

Manivela de accionamiento manual: En uno de los extremos del eje se incorpora una manivela, mediante la cual el operador puede rotar el cilindro a la posición vertical u horizontal. Esta manivela incluye un sistema de fijación por pasadores, que permite bloquear la orientación deseada con seguridad.

Para evitar interferencias externas que puedan afectar la calidad de los datos experimentales, especialmente las corrientes de aire horizontales o transversales que podrían alterar el patrón natural de convección, se instalan alrededor del cilindro de ensayo un recubrimiento cilíndrico exterior. Este recubrimiento está fabricado con un material de baja conductividad térmica, cuya función es actuar como barrera física ante corrientes de aire no deseadas, sin interferir directamente en el fenómeno de estudio.

Adicionalmente, en la cara interna de dicho cilindro protector se coloca una capa de material aislante térmico, con el objetivo de minimizar tanto las pérdidas como las ganancias de calor desde o hacia el entorno. Esto garantiza que la energía suministrada por la resistencia eléctrica se transfiera de forma controlada al cilindro de aluminio y,

posteriormente, al aire circundante exclusivamente por convección natural, conforme al objetivo del experimento.

Esta estrategia de aislamiento térmico es esencial para lograr condiciones de contorno bien definidas, mantener un régimen estacionario estable y obtener resultados confiables que puedan compararse con las correlaciones teóricas de la literatura.

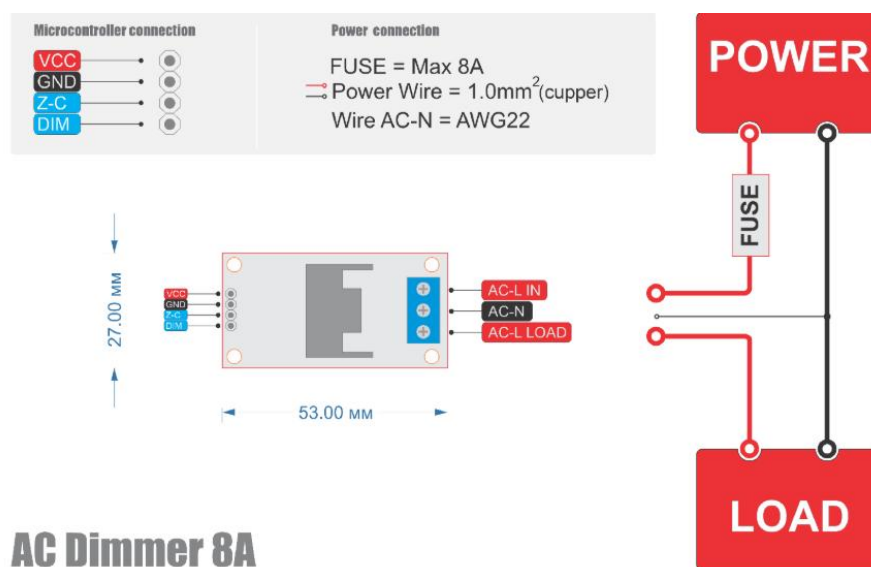
5.2.4. Sistema de control de temperatura: El adecuado control de la temperatura es un aspecto crítico en el diseño del banco experimental de transferencia de calor por convección natural, debido a que permite garantizar que las condiciones térmicas impuestas se mantengan constantes y reproducibles, lo cual es fundamental para que los datos obtenidos puedan ser comparados con las predicciones teóricas derivadas de las correlaciones del número de Nusselt. Para lograr este objetivo, se ha implementado un sistema de control automático de temperatura basado en un controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo), programado y gestionado mediante una plataforma Arduino.

Dado que este proyecto forma parte de un trabajo de pregrado en ingeniería mecánica, el diseño del sistema de control también incorpora conceptos aprendidos en asignaturas como Ingeniería de Control, permitiendo aplicar de manera práctica los principios del modelado dinámico y diseño de controladores. En este contexto, se optó por un sistema desarrollado íntegramente en Arduino, por su facilidad de programación, bajo costo y flexibilidad para integrar múltiples sensores y actuadores.

5.2.4.1. Funcionamiento del sistema de control de temperatura: El sistema de control tiene como finalidad regular la temperatura de la resistencia eléctrica térmica para mantenerla en un valor deseado definido por el usuario. Para lograr esto, se utiliza un módulo dimmer el cual cumple el rol de intermediario entre el control lógico en baja tensión (Arduino) y la carga en alta tensión (resistencia térmica). Esta configuración permite implementar el sistema PID de manera segura y efectiva, asegurando que el calentamiento del cilindro sea uniforme y que la temperatura se mantenga dentro de los valores deseados para las pruebas de convección natural. A través de este control del

voltaje de entrada, se logra un ajuste fino de la potencia térmica disipada por la resistencia y, por ende, de la temperatura alcanzada en el cilindro de ensayo, dicho módulo tiene el siguiente diagrama de conexiones el cual se observa en la Figura 7.

Figura 3. Diagrama de conexiones de módulo Dimmer



Fuente: RBDIMMER

Como es posible apreciar en el diagrama de conexiones del módulo dimmer AC empleado en el banco experimental se distinguen claramente dos tipos de conexiones, cada una con funciones específicas dentro del sistema:

Conexiones de señal (lado izquierdo del módulo):

Estas conexiones son las que reciben la información de control enviada desde el Arduino, permitiendo regular la potencia entregada a la resistencia térmica. Se componen de:

- GND: conexión a tierra o referencia común del sistema, necesaria para garantizar estabilidad eléctrica y un retorno seguro de la señal.
- VCC: pin de alimentación del circuito de control del módulo, el cual opera típicamente con 5 V suministrados por el Arduino.

- Z-C (Zero-Crossing): pin de detección de cruce por cero. Su función es identificar los instantes en que la onda sinusoidal de la corriente alterna (CA) cruza por el valor de 0 V. Esta información resulta fundamental para sincronizar el disparo del triac, ya que reduce interferencias electromagnéticas (EMI) y asegura un control más estable y eficiente de la potencia.
- DIM: pin de control principal. A través de este pin, el Arduino envía pulsos que definen el ángulo de disparo del triac, determinando en qué momento de cada ciclo de la onda de CA el triac comenzará a conducir. De esta manera se regula el voltaje eficaz aplicado a la resistencia, controlando la cantidad de calor generado.

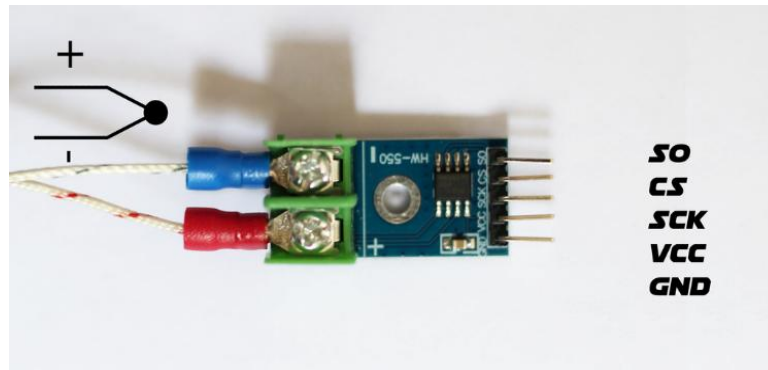
Conexiones de potencia (lado derecho del módulo):

En este lado se ubican las entradas y salidas correspondientes a la corriente alterna de 110 V. Estas conexiones se enlazan directamente con la resistencia eléctrica térmica, que constituye la carga del sistema. A partir del control ejercido por el pin DIM, la tensión aplicada a la resistencia se ajusta de manera precisa, lo que a su vez regula su calentamiento y, por ende, la temperatura del cilindro de prueba.

El módulo dimmer como anteriormente se explicó funciona como actuador del sistema, mientras que la medición de la variable controlada (temperatura) se realiza mediante dos tipos de sensores:

La medición de temperatura en el banco experimental se realiza mediante una termocupla tipo K conectada a un módulo MAX6675, dispositivo ampliamente utilizado por su precisión en rangos de temperatura elevados y por su rápida respuesta frente a cambios térmicos, la importancia de la ubicación de estos sensores es vital debido a que los datos arrojados son los que se usarán para la parte teórica del proyecto.

Figura 4. Módulo MAX6675 con termocupla K



Fuente: TECHNICALHANDS. MAX6675 (TERMOCUPLA) TIPO K

Este módulo, como se aprecia en la Figura 8 correspondiente, cuenta con cinco pines de conexión al Arduino, cada uno con una función específica:

- SO (Serial Out): es la salida de datos en formato digital. A través de este pin, el módulo envía al Arduino la información correspondiente a la temperatura medida por la termocupla, ya convertida a señales digitales gracias al convertidor interno del MAX6675.
- CS (Chip Select): también conocido como "pin de selección de chip". Su función es habilitar la comunicación entre el Arduino y el módulo. Cuando este pin se activa (estado bajo), el MAX6675 inicia la transmisión de los datos de temperatura.
- SCK (Serial Clock): es la señal de reloj proporcionada por el Arduino. Permite sincronizar la comunicación serial SPI entre el microcontrolador y el módulo, asegurando que los bits de información sean enviados y recibidos en el momento correcto.
- GND (Ground): corresponde al polo a tierra o referencia común del circuito, indispensable para el funcionamiento eléctrico seguro y estable del sistema.
- VCC: es el pin de alimentación del módulo, el cual recibe normalmente 5 V desde el Arduino para energizar sus componentes electrónicos.

El sensor de temperatura DS18B20, es un sensor digital fabricado por Maxi Integrated, funciona internamente de la siguiente forma: Dentro del sensor hay un chip de termómetro

semiconductor que convierte la temperatura en señal eléctrica, esta señal se transforma en un dato digital gracias a un conversor analógica-digital interno de 12 bits, por medio de librerías como OneWire, habla con Arduino usando un protocolo digital de un solo cable, en el cable viajan datos y comandos de ida y vuelta, que se representan en datos mostrados en el Excel.

Figura 5. Diagrama de conexiones DS18B20



Fuente: HeTpro. Arduino con sensor DS18B20

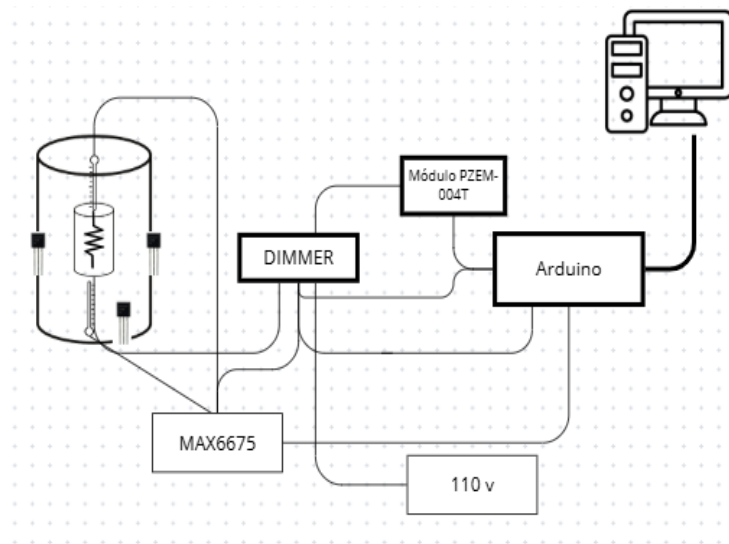
Las conexiones eléctricas del DS18B20 son simples y se ilustran en la Figura 9. El sensor cuenta con tres terminales principales:

- VCC (alimentación): recibe un voltaje de entrada, normalmente 5 V desde el Arduino.
- GND (tierra): se conecta al polo negativo o referencia común del circuito.

- VOUT (salida): entrega una señal analógica proporcional a la temperatura, la cual es leída por una de las entradas analógicas del Arduino. Posteriormente, mediante el código implementado, esta señal se convierte a valores de temperatura expresados en grados Celsius.

Estos sensores están ubicados estratégicamente en tres puntos clave del sistema: los extremos y alrededor del cilindro externo ubicado para evitar los vientos transversales, lo cual permite obtener un perfil térmico detallado de la distribución de temperatura durante el ensayo.

Figura 10. Diagrama de control



Fuente: Elaboración propia.

Implementación del Algoritmo PID:

El controlador PID es implementado mediante código en el entorno de desarrollo de Arduino. Este algoritmo compara continuamente la temperatura medida con la temperatura de referencia deseada, y en función del error térmico, calcula la señal de control que debe aplicarse al módulo dimmer. Los tres componentes del PID cumplen las siguientes funciones:

Proporcional (P): responde al error presente

Integral (I): corrige errores acumulados en el tiempo

Derivativo (D): anticipa cambios bruscos en el sistema

Estos términos se ajustan por medio de un proceso de calibración o tuning, ya sea manual o por métodos empíricos (como Ziegler-Nichols), para lograr una respuesta estable, rápida y sin oscilaciones excesivas.

Adquisición de datos eléctricos:

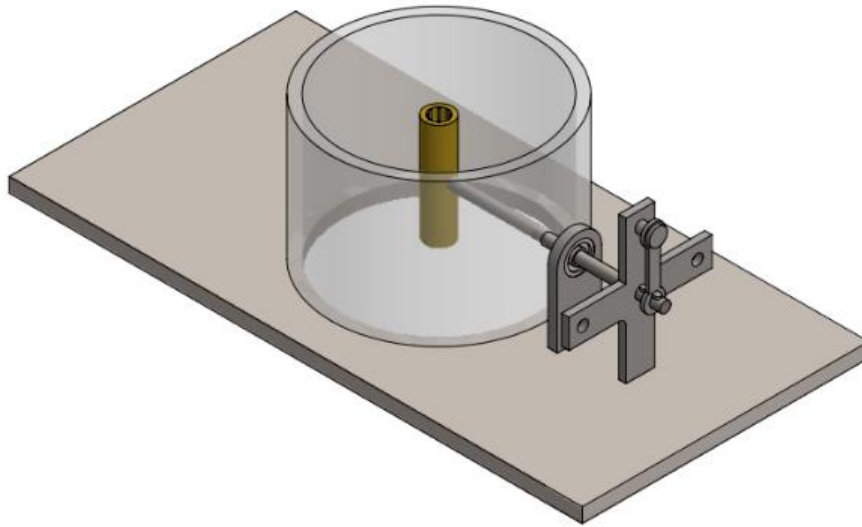
Además de las variables térmicas, el sistema incluye medición de voltaje y corriente eléctrica suministrada a la resistencia térmica. Esta información se utilizará para calcular la potencia eléctrica disipada, que es directamente proporcional a la energía térmica generada. A partir de estos datos, se podrá determinar con mayor precisión la tasa de transferencia de calor al fluido y, por lo tanto, el coeficiente de convección experimental h .

Fuente de alimentación y seguridad:

La energía eléctrica se suministra a través de una fuente AC regulada de 110 V, compatible con el módulo dimmer. El sistema está diseñado con componentes de protección eléctrica y aislamiento para garantizar la seguridad del operador y la integridad del equipo.

5.2.5. Diseño final: A continuación, se presenta el diseño final del banco de laboratorio:

Figura 11. Diseño final del banco de laboratorio hecho en Solid



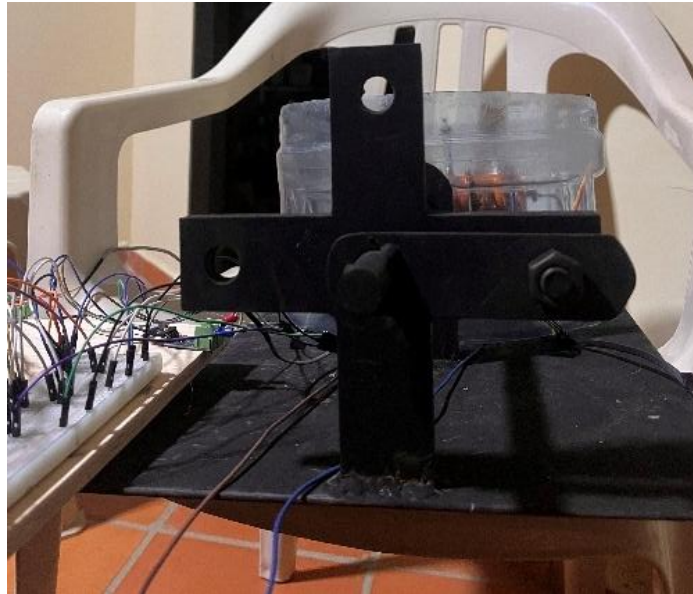
5.3. CONSTRUCCIÓN BANCO DE LABORATORIO

5.3.1. Construcción de los sistemas: Una vez seleccionado y definido el diseño final del banco experimental de transferencia de calor por convección natural en cilindro vertical y horizontal, se procedió a la fabricación, adquisición y ensamblaje de los distintos sistemas que lo componen, los cuales son: sistema de calentamiento, sistema de control de temperatura y sistema de base con soporte giratorio. El proceso fue organizado en etapas, abordando cada subsistema de manera independiente para garantizar un buen trabajo en su construcción y facilitar su posterior integración.

5.3.1.1. Instalación de la base giratoria: Para permitir la configuración dual del cilindro (vertical y horizontal), se fabricó una base giratoria capaz de rotar el conjunto cilindro-resistencia sin alterar el sistema de medición. Esta base está conformada por un soporte metálico central, ubicado en el centro del cilindro, el cual se asegura por medio de un

tornillo que penetra el cilindro y el soporte central dando una sujeción firme y estable durante las pruebas.

Figura 12. Base Giratoria

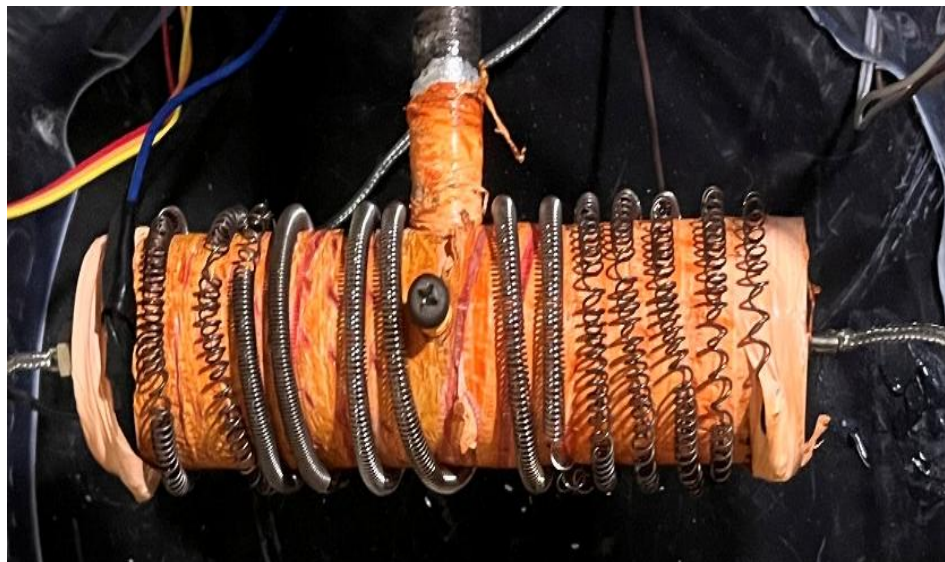


Dicho soporte es una varilla, que a un extremo es sujeta por el cilindro, en la mitad se ubica una pieza metálica la cual es atravesada por la varilla, la unión es por medio de un rodamiento el cual vuelve independiente el giro a la base, dicha base también es metálica, dándole una buena resistencia al banco de laboratorio. Al otro extremo para darle dirección hay una manija que se puede acoplar a una cruceta el cual le da el sentido vertical y horizontal al cilindro, dando cumplimiento al sistema dual requerido.

5.3.1.2. Implementación del sistema de calentamiento: El sistema de generación de calor está compuesto por una resistencia eléctrica tipo espiral, fabricada con hilo de Nicrom, un material con alta resistencia eléctrica y baja oxidación, ideal para aplicaciones térmicas, material escogido en la selección del sistema de calentamiento. Esta resistencia fue diseñada para envolver el cilindro de prueba de forma helicoidal, asegurando una distribución uniforme del calor a lo largo de toda su superficie. Su conexión se realiza a

través de cableado resistente al calor, que garantiza seguridad y estabilidad en la conducción de energía, para evitar que la resistencia y el cilindro se toque y evitar corto, se optó por una cinta teflón que protege el no contacto de resistencia con cilindro, pero a su vez deja que la energía en forma de calor se conduzca al cilindro.

Figura 13. Cilindro de aluminio con resistencia Ni-Cr aislada

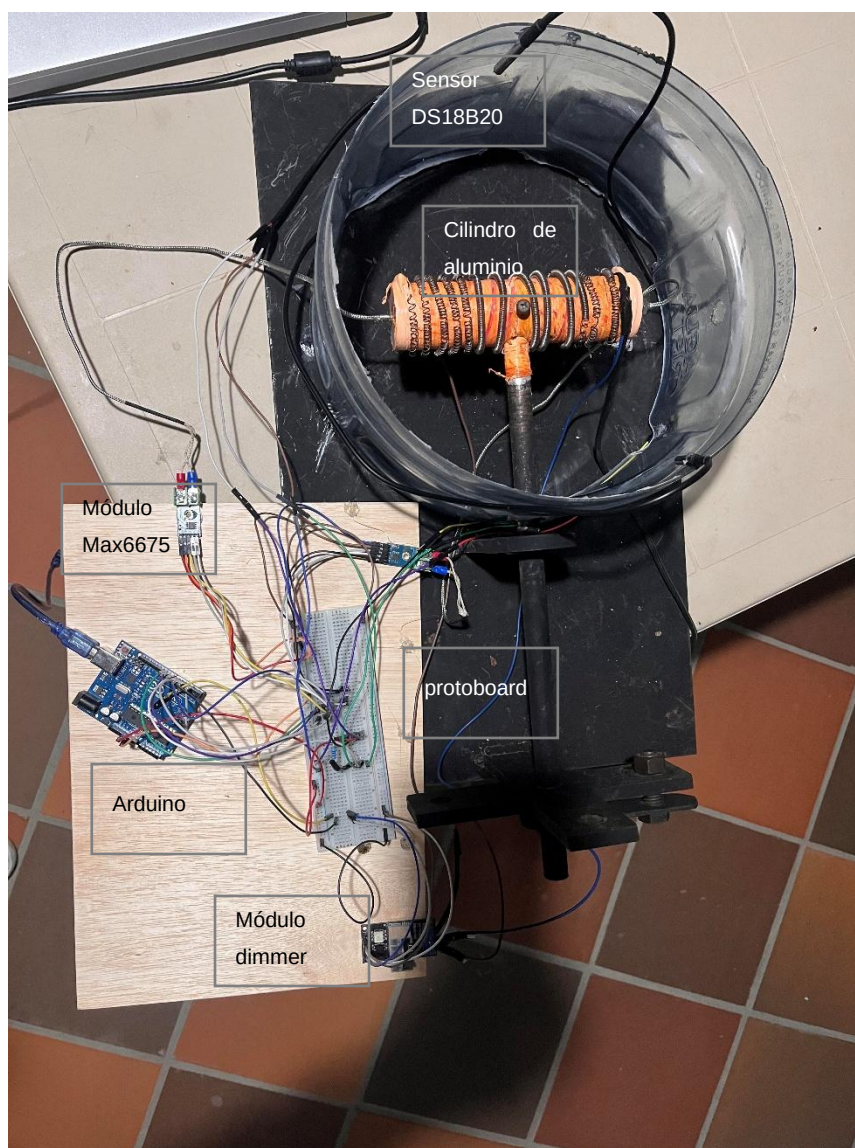


El cilindro de prueba, elemento central del estudio experimental, fue fabricado en aluminio, material seleccionado por su alta conductividad térmica, baja densidad y facilidad de mecanizado. El cilindro tiene un diámetro de 1 ½ pulgadas (aproximadamente 38,1 mm) y una longitud de 15 cm, dimensiones adecuadas para simular condiciones teóricas validadas en la literatura. Este componente es el encargado de transferir la energía térmica al fluido circundante (aire), permitiendo la evaluación del coeficiente de convección natural.

5.3.1.3. Montaje sistema de Control: El control del sistema de calentamiento y la adquisición de datos se lograron mediante una plataforma Arduino UNO, programada con un algoritmo PID que regula la temperatura de la resistencia. Para ello, se integraron los siguientes componentes:

- Módulo Dimmer AC: controla la entrega de voltaje a la resistencia, modulando la potencia térmica generada.
- Sensor de temperatura DS18B20: utilizado para monitorear temperaturas de hasta 100 °C en zonas complementarias.
- Termocupla tipo K con módulo MAX6675: sensor de precisión utilizado para registrar temperaturas en puntos estratégicos del cilindro como el interior de los extremos, ofreciendo datos confiables para el análisis térmico.
- Protoboard y jumpers: permitieron la conexión de los distintos módulos electrónicos de forma ordenada y flexible, facilitando pruebas y ajustes durante el proceso.

Figura 14. Conexiones del sistema de control

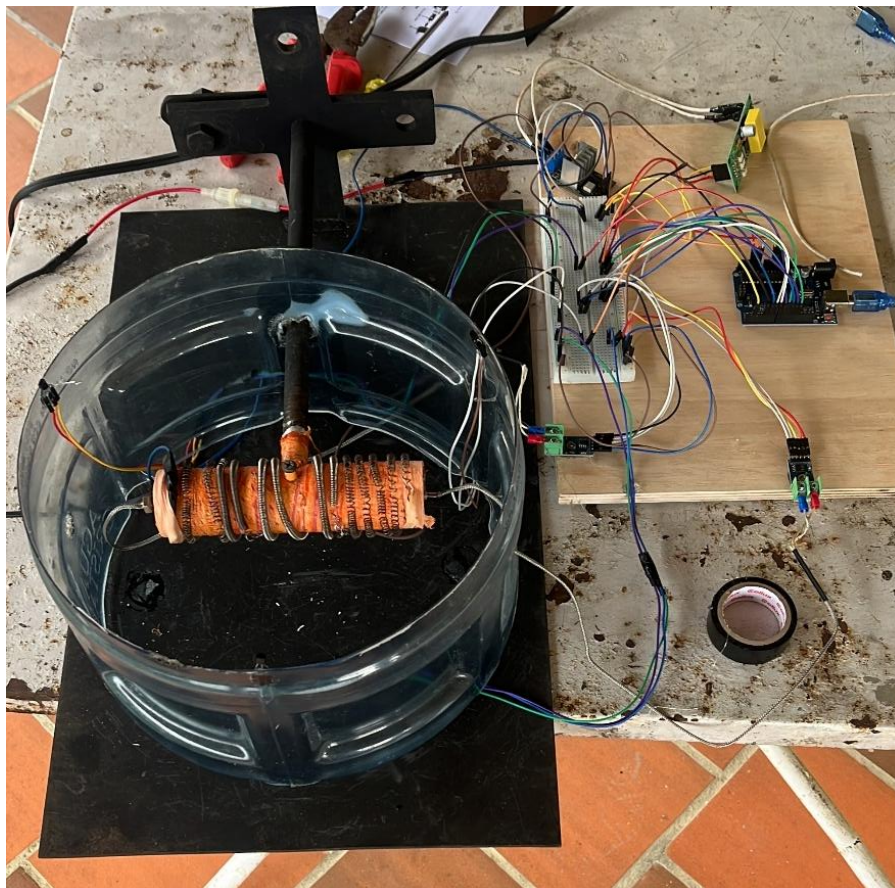


Todos los elementos electrónicos fueron instalados sobre una base aislada del sistema térmico, con el objetivo de proteger los circuitos y garantizar lecturas estables y seguras.

5.3.2. Proceso de ensamblaje: Los distintos subsistemas fueron construidos y verificados de forma individual, lo que permitió realizar ajustes finos y validar su funcionamiento por separado. Posteriormente, se procedió al ensamblaje integral del banco, uniendo la base

giratoria, el sistema de calentamiento y el sistema de control electrónico. El acoplamiento entre componentes fue preciso y no presentó inconvenientes, lo cual demuestra la solidez del diseño conceptual inicial.

Figura 6. Ensamble general del proyecto de grado



Esta estrategia de construcción modular facilitó no solo la integración estructural del banco, sino también su mantenimiento, operación y posible futura modificación, en caso de que se requieran nuevas condiciones de prueba o ampliación del sistema.

5.4. PRUEBAS INICIALES

Una vez fue realizado el ensamblaje total del banco experimental con todos los sistemas mencionados anteriormente, se procedió a realizar una serie de pruebas preliminares indicadas en las actividades del objetivo específico número uno, con la finalidad de verificar el correcto funcionamiento de cada uno de los sistemas integrados y evaluar el comportamiento térmico del conjunto antes de implementar el sistema de control PID automático.

Estas pruebas iniciales se ejecutaron de forma manual, utilizando un código básico en Arduino que permitía el control progresivo del módulo dimmer AC, encargado de regular la potencia suministrada a la resistencia térmica. Durante el procedimiento, se colocó valores fijos de potencia que rondaba entre 60% a 90%, monitoreando en tiempo real los valores de temperatura alcanzados en el cilindro.

Para la medición de temperaturas, se utilizaron sensores DS18B20 y termocuplas tipo K con módulos MAX6675, colocados estratégicamente en tres puntos clave del cilindro: ambos extremos y el centro. Los datos capturados por estos sensores fueron exportados a una hoja de cálculo de Excel mediante el software PLX-DAQ, lo que permitió visualizar y analizar la evolución térmica del sistema con base en gráficas de temperatura vs. potencia aplicada.

Los resultados de estas pruebas no solo fueron útiles para delimitar el rango operativo térmico del banco experimental, sino también para recopilar los datos necesarios para el cálculo y futura implementación del controlador PID (proporcional, integral y derivativo).

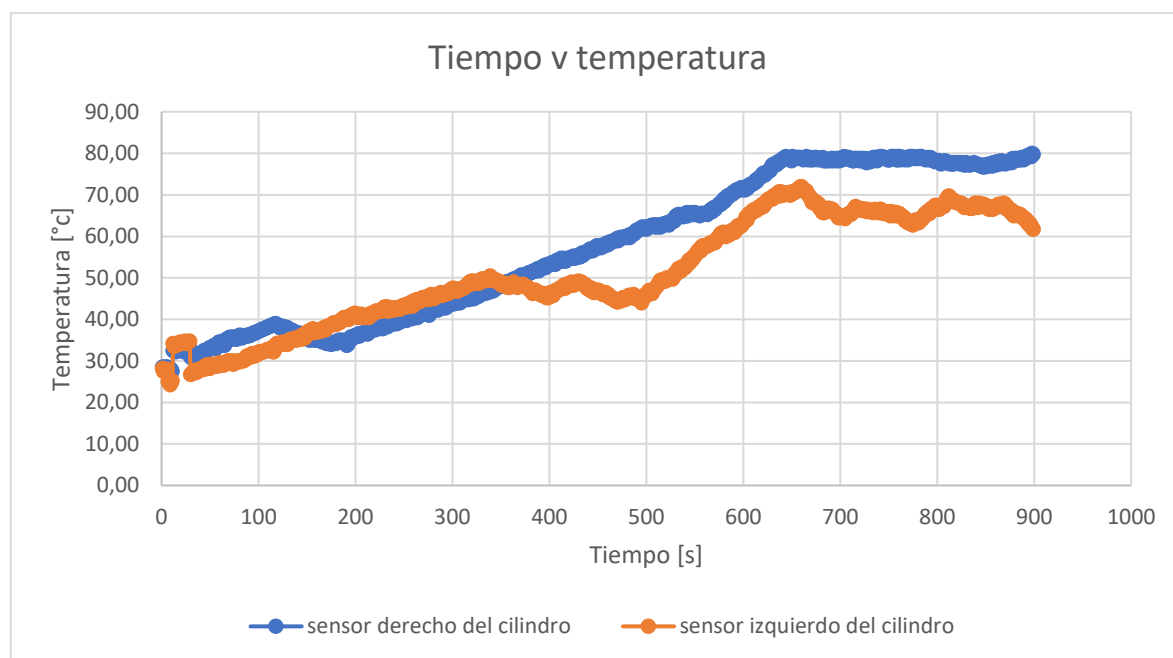
Adicionalmente, las pruebas permitieron verificar la integridad mecánica del ensamblaje, asegurando que no se presentaran desplazamientos, holguras o interferencias que afectaran la estabilidad del sistema, y que la transferencia de calor entre la resistencia térmica y el cilindro se realizara de forma adecuada.

Una de las pruebas representativas se llevó a cabo con el cilindro en posición horizontal y aplicando un 75 % de potencia mediante el módulo dimmer. Los resultados, representados en la Figura 16, evidencian la evolución temporal de la temperatura en los extremos del cilindro. Se observó una estabilidad térmica entre 77 °C y 80 °C en el sensor

derecho, mientras que el sensor izquierdo mostró una estabilidad entre 65 °C y 70 °C. Esta diferencia en los valores registrados sugiere una distribución desigual del calor, probablemente causada por una mayor concentración del hilo resistivo en la zona derecha.

Como conclusión preliminar, se identificó la necesidad de redistribuir de manera homogénea el hilo de la resistencia térmica a lo largo del cilindro, con el fin de mejorar la uniformidad del calentamiento y garantizar la confiabilidad de los datos experimentales en futuras etapas del proyecto.

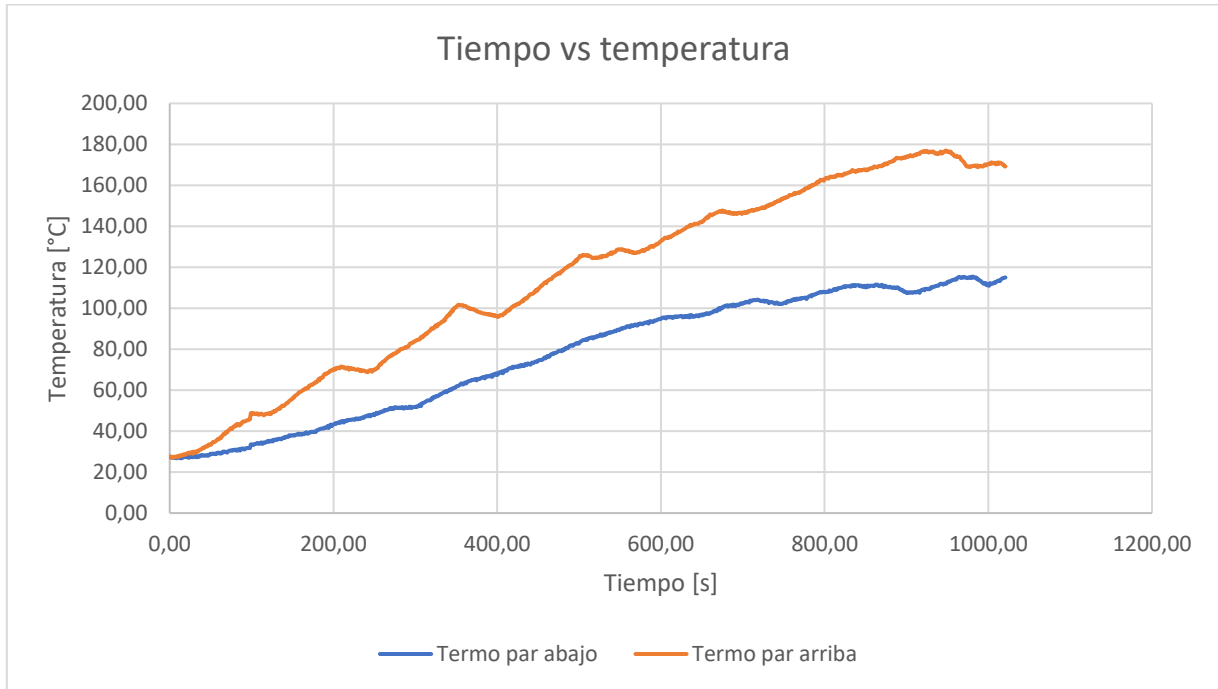
Figura 7. Tiempo vs Temperatura 75% de potencia sentido horizontal



La otra prueba representativa que se realizó fue de forma vertical, aplicando un 95% de potencia dada por el dimmer, se evitaba el 100% porque el módulo no funcionaba de la mejor forma dando problemas en los resultados finales de cada prueba realizada. Las temperaturas registradas por los sensores se pueden observar en la Figura 17, donde la tendencia del termo par de arriba da como temperatura final aprox a 175° y el termo par

de abajo como temperatura final aprox 115° , dando un sentido lógico debido a que el aire caliente tiende a subir.

Figura 8. Tiempo vs Temperatura 95% de potencia sentido vertical



5.4.1. Proceso de control PID con datos preliminares: Para llevar a cabo la una buena y correcta implementación del sistema de control PID del banco experimental de convección natural, fue necesario realizar un análisis previo de los datos obtenidos durante las pruebas iniciales con potencias fijas dadas por el módulo dimmer y enviadas por el código realizado. El objetivo de este análisis fue identificar los parámetros característicos del sistema térmico, como la ganancia, el tiempo muerto y la constante de tiempo, que permitieran configurar adecuadamente el controlador PID a través del código programado en Arduino.

El procedimiento se inició con la exportación de los datos de temperatura recopilados mediante las termocuplas tipo K hacia una tabla de Excel, desde donde se graficaron para observar el comportamiento dinámico del sistema térmico en respuesta de las potencias fijas dadas. Como se puede observar en las Figuras 8 y 9, la curva de respuesta

térmica ante un escalón de potencia se asemeja al comportamiento de un sistema de primer orden con retardo puro, lo cual se modela con la siguiente función de transferencia:

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1} * e^{-Ls} \quad (27)$$

Donde:

K = ganancia del sistema (vista arriba)

τ = constante de tiempo (segundos)

L = tiempo muerto o retardado puro (segundos)

Cálculo de la ganancia del sistema K :

La ganancia se estimó a partir de la variación de temperatura entre dos pruebas realizadas con diferentes potencias. Para ello, se utilizaron los valores promedio de temperatura alcanzados por los sensores en cada prueba:

Para una potencia del 75 % en orientación horizontal: 75°C

Para una potencia del 95% en orientación vertical: 145°C

$$K = \frac{145 - 75}{95 - 75} = \frac{70}{20} = 3,5^{\circ}\text{C}/\%$$

Determinación del tiempo muerto L y la constante de tiempo τ :

El tiempo muerto L se identificó visualmente desde la gráfica como el tiempo en que inicia el aumento de temperatura tras aplicar el cambio de potencia. En este caso, se estimó como:

$$L = 10$$

La constante de tiempo τ corresponde al instante en el que la temperatura alcanza el 63.2 % del cambio total respecto al valor inicial. Considerando que la temperatura inicial fue de

$$\tau = 645 - 10 = 635 \text{ [s]}$$

Después se halló el valor en temperatura de ese tiempo:

$$T_{63,2\%} = T_{inicial} + 0,632 * (T_{final} - T_{inicial})$$
$$T = 27,75 + 0,632(145 - 27,5) = 102,1^{\circ}C$$

Sintonización del controlador PID:

Con los valores obtenidos de K , τ y LL , se procedió a la sintonización del controlador PID. A través de métodos empíricos y validación experimental, se definieron los siguientes parámetros óptimos:

$Kp = 6$ (ganancia proporcional)

$Ki = 0.3$ (ganancia integral)

$Kd = 2.0$ (ganancia derivativa)

Estos valores fueron implementados en el código de Arduino, y permitieron obtener una respuesta adecuada del sistema ante un escalón de temperatura deseada, o setpoint.

5.4.2. Validación experimental: La Figura 10 muestra la evolución de las temperaturas medidas por los sensores, así como la potencia aplicada y el setpoint establecido ($75^{\circ}C$). Se evidencia cómo el sistema responde rápidamente con el 95 % de potencia inicial para acelerar el calentamiento, y posteriormente reduce la potencia de forma progresiva para estabilizarse alrededor del valor deseado.

La respuesta del sistema se mantuvo controlada y sin sobrepasar significativamente el setpoint, lo cual demuestra que la implementación del PID fue exitosa. Para mejorar la estabilidad de ambas lecturas, se optó por tomar el promedio de las temperaturas medidas por ambos sensores como variable de referencia para el control, logrando así una regulación más uniforme y precisa en toda la longitud del cilindro.

Figura 9. Gráfica de tiempo vs temperatura de termopares y setpoint

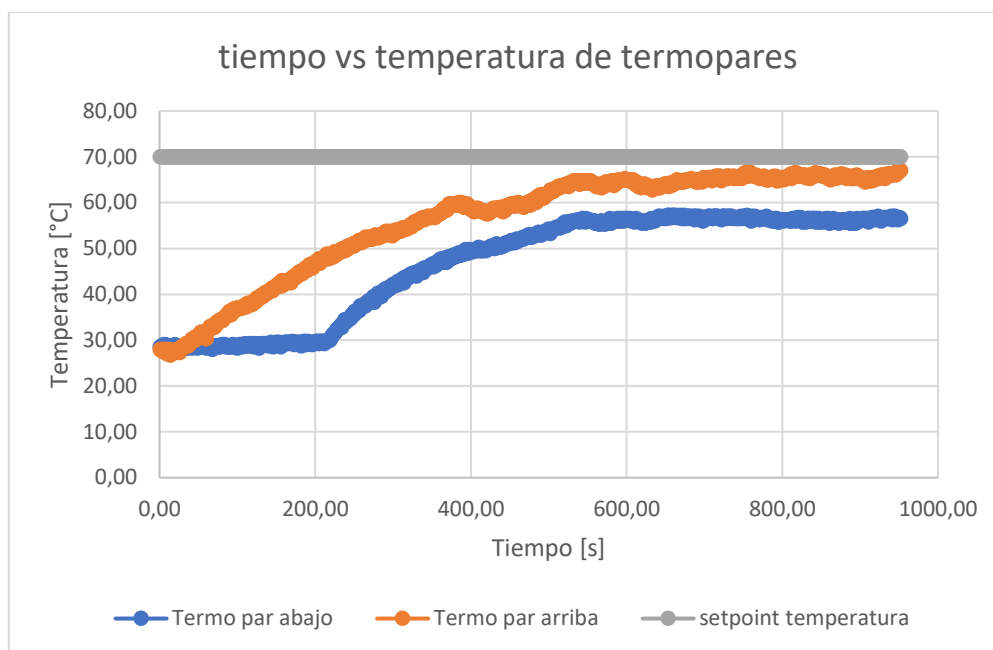
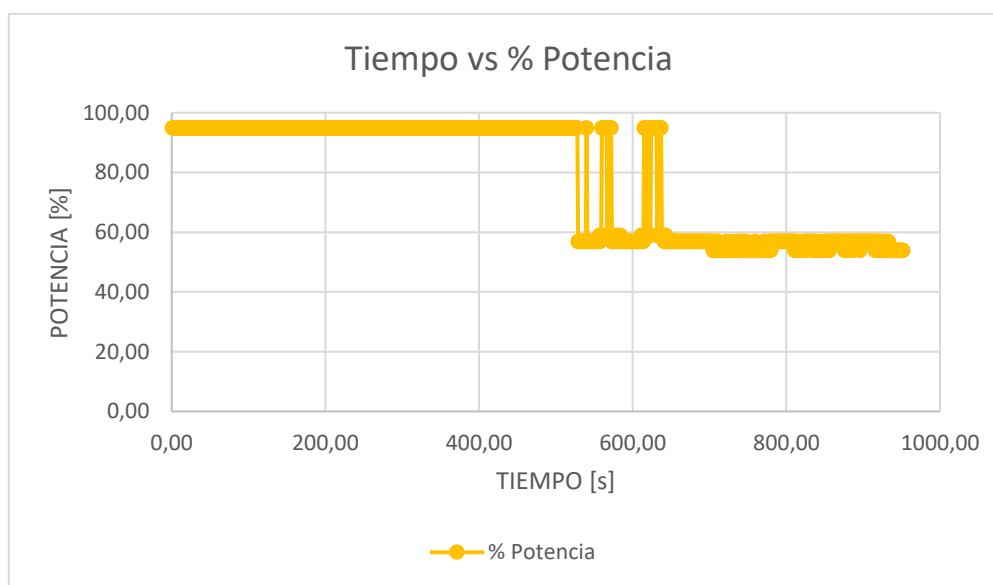


Figura 19. Tiempo vs % potencia del dimmer



6. CORRELACIÓN Y VALIDACIÓN COEFICIENTE DE CONVECCIÓN NATURAL

Como en todo proyecto de carácter experimental, seguir un proceso ordenado y metódico resulta fundamental para obtener resultados confiables y coherentes, gracias al plan de proyecto aprobado se ha realizado de esa manera. En este caso, el desarrollo del banco de pruebas para el estudio de la convección natural en cilindros verticales y horizontales se fundamentó en una exhaustiva revisión bibliográfica, que incluyó artículos científicos, proyectos previos, textos especializados y libros que abordaban el fenómeno de convección natural de manera puntual. Esta etapa permitió no solo comprender el comportamiento térmico en sistemas de este tipo, sino también establecer criterios de diseño sólidos que sirvieron de base para la construcción del banco experimental dual.

El diseño propuesto, previamente justificado mediante matrices de evaluación y respaldado por literatura técnica, facilitó la selección y adquisición de los componentes necesarios para la fabricación de los subsistemas presentes en el proyecto, como el soporte giratorio, control PID de temperatura y de calentamiento. La etapa de construcción incluyó la elaboración de los subsistemas presentados anteriormente como: una estructura giratoria que permite cambiar la orientación del cilindro, así como la implementación del sistema de calentamiento por resistencias térmicas y del sistema de adquisición y control de datos.

Posteriormente, se desarrolló un código en la plataforma Arduino para gestionar el funcionamiento del sistema. A partir de pruebas iniciales, fue posible ajustar el control de temperatura mediante un controlador PID, el cual, gracias a sus componentes proporcional, integral y derivativo, permitió una regulación precisa de la potencia suministrada a las resistencias mediante el módulo dimmer AC, logrando mantener las temperaturas deseadas con mínima oscilación y buen tiempo de respuesta. Este proceso fue clave para garantizar condiciones térmicas estables durante las mediciones, lo cual es esencial para obtener resultados válidos.

Todo este trabajo previo desde el diseño, construcción, implementación del sistema de control y validación del funcionamiento fue indispensable para alcanzar el punto actual

del proyecto: la recolección de datos experimentales. En esta etapa se analizará el comportamiento térmico de los cilindros sometidos a convección natural, tanto en orientación vertical como horizontal, con el objetivo de determinar el coeficiente de convección h de forma empírica por medio de las correlaciones de Nusselt mencionadas en las subsecciones siguientes.

El presente capítulo se centra, por tanto, en la correlación de los datos experimentales obtenidos con los modelos matemáticos de transferencia de calor por convección natural. Esta comparación no solo permite validar el diseño y la metodología utilizada, sino también evaluar el grado de aproximación de los resultados experimentales frente a las relaciones empíricas de Nusselt propuestas en la literatura. Además, se incluirán gráficos que facilitarán la interpretación visual de los resultados y que permitirán una mejor comprensión del fenómeno de convección natural en ambos tipos de cilindros.

6.1. ENSAYOS CON CONTROL PID EN VARIAS ORIENTACIONES

Durante el desarrollo experimental, se realizó una toma de datos sistemática mediante sensores de temperatura tipo termopar k (MAX6675), ubicados estratégicamente en los extremos internos del cilindro. Estas mediciones permitieron identificar con claridad las dos etapas características del proceso de calentamiento por convección natural: la fase transitoria y la fase cuasiestática.

La etapa transitoria corresponde al periodo en el que la resistencia comienza a transferir energía térmica al cilindro, provocando un aumento progresivo de la temperatura. En esta fase, el sistema se encuentra fuera de equilibrio térmico y se observa una variación temporal notable en los datos registrados con respecto al tiempo.

La etapa cuasiestática (también llamada régimen estacionario en este caso práctico), se da cuando el sistema alcanza una temperatura estable cercana al setpoint establecido por el controlador PID. En esta etapa, la temperatura se mantiene con pequeñas

oscilaciones, lo que indica un balance entre el calor suministrado por la resistencia y el calor disipado por convección hacia el medio ambiente.

Dado que estas dos fases exhiben comportamientos térmicos distintos, es necesario separar y analizar los datos obtenidos por etapas, a fin de caracterizar adecuadamente el fenómeno físico subyacente.

Para determinar experimentalmente la cantidad de calor absorbido por el cilindro durante la fase transitoria, se utiliza la siguiente expresión derivada del primer principio de la termodinámica:

$$\dot{Q} = m * C_p * \frac{dT}{dt} \quad (28)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = tasa de calor [W]

m = masa de la resistencia en [kg]

C_p = capacidad calorífica específica del material de la resistencia [J/kg * °C]

$\frac{dT}{dt}$ = derivada de la temperatura con respecto al tiempo

Esta derivada puede estimarse a partir de los datos experimentales tomando el cambio de temperatura sobre un intervalo de tiempo suficientemente pequeño. De este modo, se obtiene una aproximación de la rata de aumento de energía térmica que el cilindro está acumulando durante su calentamiento.

Una vez alcanzado el estado transitorio, es posible asumir que el calor suministrado por la resistencia se disipa completamente hacia el entorno por medio de convección natural. De igual forma, en el momento que el sistema es cuasiestático, sigue permanente la convección natural. A partir de este balance, se puede aplicar la siguiente ecuación para calcular la constante de convección:

$$\dot{Q} = h * A * (T_s - T_{\infty}) \quad (29)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = calor suministrado

T_s = temperatura superficial

T_{∞} = temperatura ambiente

h = constante de convección

A = área transversal de la resistencia

Para hallar el valor del área de transferencia de la resistencia es importante hallar primero el valor de la longitud de la misma, para eso se utiliza la siguiente fórmula que por medio del diámetro y de la resistencia en ohm nos ayuda a calcular ese valor:

$$L = R * \frac{A}{\rho} \quad (30)$$

Donde:

L = longitud

R = resistencia del alambre

A = área calculada con el diámetro al cuadro por pi dividido en 4

ρ = resistividad [*ohm * m*]

En esta etapa del análisis resulta fundamental determinar la temperatura superficial del cilindro, ya que los termopares empleados en el banco experimental registran únicamente la temperatura en el centro del mismo. Esta limitación implica la necesidad de recurrir a un modelo de transferencia de calor por conducción que permita estimar la distribución térmica radial desde el centro hacia la superficie externa del cilindro.

Para lograrlo, se parte de un balance de energía sobre el sistema, considerando que la potencia eléctrica suministrada a la resistencia se transforma en calor, el cual se disipa a través de tres mecanismos principales:

- Convección natural hacia el aire circundante, que constituye el fenómeno de interés en este estudio.
- Radiación térmica emitida por la superficie externa del cilindro, que aunque en este caso es relativamente pequeña, no puede despreciarse por completo.
- Conducción interna hacia el centro del cilindro, cuya estimación es indispensable para determinar la temperatura superficial a partir de las lecturas centrales de los sensores.

Este balance puede expresarse mediante la siguiente relación:

$$Q_c = Q_{gen} - Q_{cov} - Q_{rad}$$

Datos constantes para la tabulación de las constantes de convección y calor generado:

Diámetro del cilindro: 1 ½" o 0,381 [m]

Longitud del cilindro: 0,15 [m]

Cp del material del cilindro aluminio 6061: 896 [J/kg * °C]

Masa del cilindro: 0,461 [kg]

Tabla 5. Pruebas sentido horizontal distintos setpoint de temperatura

Posición horizontal cilindro						
Temp alta sensor 1 (°C)	Temp alta sensor 2 (°C)	Temp setpoint (°C)	Tiempo para setpoint (s)	Potencia dimmer prom (%)	Calor generado (Watts)	Voltaje en estado estático (v)
73,25	71,5	75	346	58,51	22,9618136	20,6
73,25	71,25	75	354	53,32	22,3836864	21,4
73,75	71,15	75	363	55,87	21,9211157	20,5
73,75	71,75	75	370	58,5	21,6423649	20,73
73,25	71,75	75	375	59,04	21,242	20,683
72,75	70,5	75	388	54,32	20,1520941	20,63

Tabla 7. Pruebas sentido vertical distintos setpoint de temperatura

Posición vertical cilindro						
Temp alta sensor 1 (°C)	Temp alta sensor 2 (°C)	Temp setpoint (°C)	Tiempo para setpoint (s)	Potencia dimmer prom (%)	Calor generado (Watts)	Voltaje en estado estático (v)
75,25	72,75	75,00	408,00	67,23	20,14044	33,60
75,25	73,25	75,00	370,00	64,96	22,32223	34,60
75,25	72,75	75,00	363,00	66,71	22,63719	33,50
75,00	72,50	75,00	365,00	60,51	22,39829	33,45
75,00	72,00	75,00	376,00	60,25	21,63152	33,40
75,00	73,40	75,00	389,00	58,41	21,21039	33,25

En la Tablas 6 y 7 se presentan los resultados de un total de doce ensayos experimentales realizados: seis con el cilindro en posición vertical y seis en posición horizontal. Cada prueba se ejecutó con el mismo valor de setpoint para posiciones horizontales y verticales, y potencias reguladas mediante el módulo dimmer, registrando las temperaturas cercanas o del mismo valor del setpoint en dos sensores ubicados en posiciones opuestas sobre el interior del cilindro, así como el tiempo requerido para alcanzar la temperatura objetivo, la potencia promedio aplicada, el calor generado y el valor de voltaje alcanzado en el momento de la estabilización, medido con la ayuda de un multímetro.

En la posición vertical, se observa que el sensor 1 (ubicado en la parte superior del cilindro) registra sistemáticamente temperaturas más altas que el sensor 2 (ubicado en la parte inferior). Este comportamiento responde al patrón natural de la convección natural, en el cual el aire caliente asciende acumulándose en la zona superior, desplazando mediante fuerzas al aire más frío hacia la parte inferior. Como consecuencia, el gradiente térmico es más pronunciado en esta configuración, y el tiempo para alcanzar el setpoint tiende a ser mayor que en la posición horizontal, especialmente cuando se utilizan potencias moderadas.

En la posición horizontal, las diferencias de temperatura entre los dos sensores no están determinadas tanto por el fenómeno convectivo sino por la distribución de la resistencia

eléctrica a lo largo del cilindro. El enrollado más denso del hilo resistivo en el lado del sensor 1 produce temperaturas ligeramente más altas en esa zona. Sin embargo, al estar ambos sensores a la misma altura respecto al eje del cilindro, la temperatura media entre ellos es la más representativa para el análisis y para verificar la llegada al setpoint.

Un aspecto relevante es que, para un mismo setpoint, la posición horizontal tiende a alcanzar la temperatura objetivo en menor tiempo promedio de los experimentos desarrollados que la vertical, lo que sugiere una distribución de calor más uniforme a lo largo del cilindro en esta orientación. Además, se aprecia que cuando el setpoint es mayor, el sistema requiere en algunos casos menos potencia relativa para alcanzarlo, posiblemente debido a que las pérdidas térmicas proporcionales disminuyen y la resistencia trabaja en un régimen más eficiente.

En la columna de calor generado, expresada en unidades de watts, es importante precisar que dicho valor corresponde al cilindro de aluminio 6061, considerando los datos específicos descritos previamente a las tablas 6 y 7. Esta elección se justifica por varias razones. En las etapas transitoria y estacionaria del experimento, el análisis se centra en el comportamiento térmico del cilindro, debido a que las mediciones de temperatura se realizan en su interior, específicamente en los extremos. El objetivo era determinar el calor generado en el tiempo necesario para alcanzar el setpoint o estabilizarse en valores cercanos a este. Por ello, se emplea la masa y el calor específico del cilindro para el cálculo de la energía térmica. Si bien podría pensarse en incluir también el aporte del hilo resistivo, este resulta despreciable frente al del cilindro, dado que no añade una contribución significativa al balance energético.

Además, el hilo de la resistencia, al ser el elemento que transforma directamente la energía eléctrica en calor, alcanza rápidamente la temperatura de referencia, mientras que es el cilindro el que establece la dinámica dominante del proceso de calentamiento. Una vez hecha esta aclaración, se observa en los resultados de la tabla una ligera diferencia —del orden de un watt— entre las dos orientaciones analizadas, siendo el calor generado mayor en la disposición horizontal, lo cual se explica por el menor tiempo de calentamiento registrado en dicha posición.

Figura 20. Medición de voltaje del montaje a través de multímetro



La última columna, correspondiente al voltaje en estado estacionario, se obtuvo a partir de mediciones directas realizadas con un multímetro, como se muestra en la figura de número 20. En dichas mediciones se registraron valores promedios entre 20,6 y 21,4 voltios para la orientación horizontal, y entre 33,4 y 34,6 voltios para la orientación vertical. Estos resultados confirman la coherencia de los porcentajes de potencia reportados por el módulo dimmer, sirviendo como una verificación experimental adicional. De esta manera, el voltaje medido se convierte en un parámetro fundamental para el posterior desarrollo de la parte teórica, especialmente en la aplicación de las relaciones numéricas basadas en números adimensionales, con las cuales se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección natural.

Este conjunto de resultados es clave para:

Analizar el comportamiento térmico según la orientación del cilindro.

Determinar la influencia del montaje de la resistencia en la uniformidad del calentamiento.

Figura 21. Gráfica de experimento con 75°C setpoint vertical

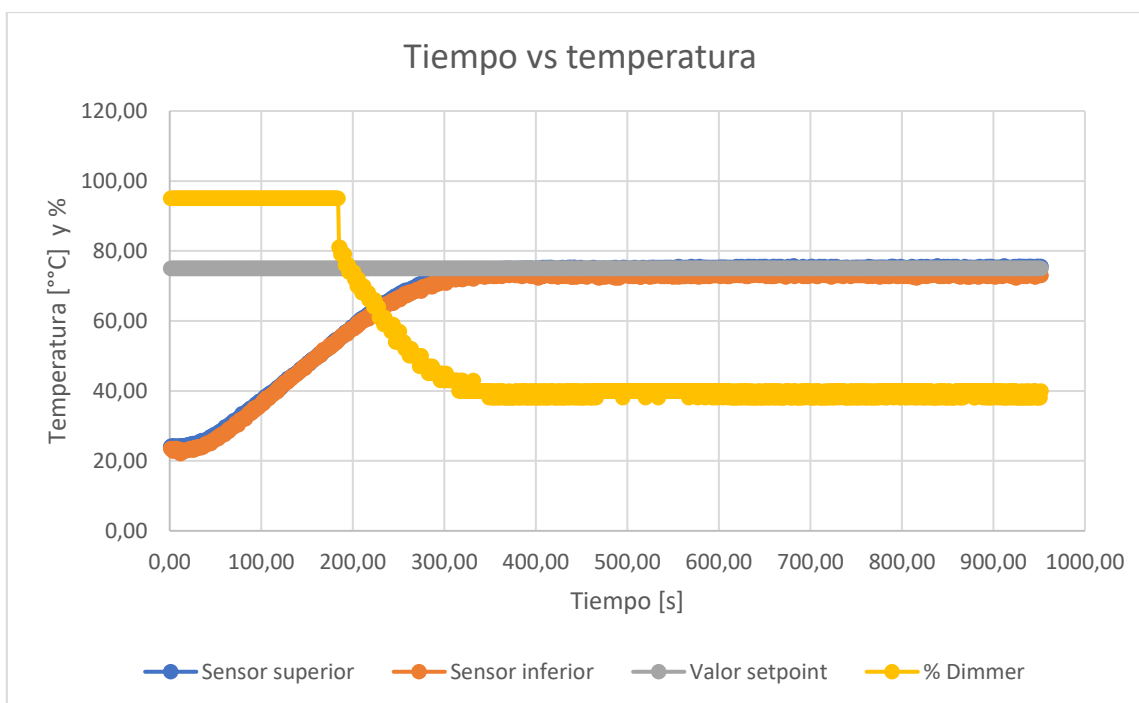
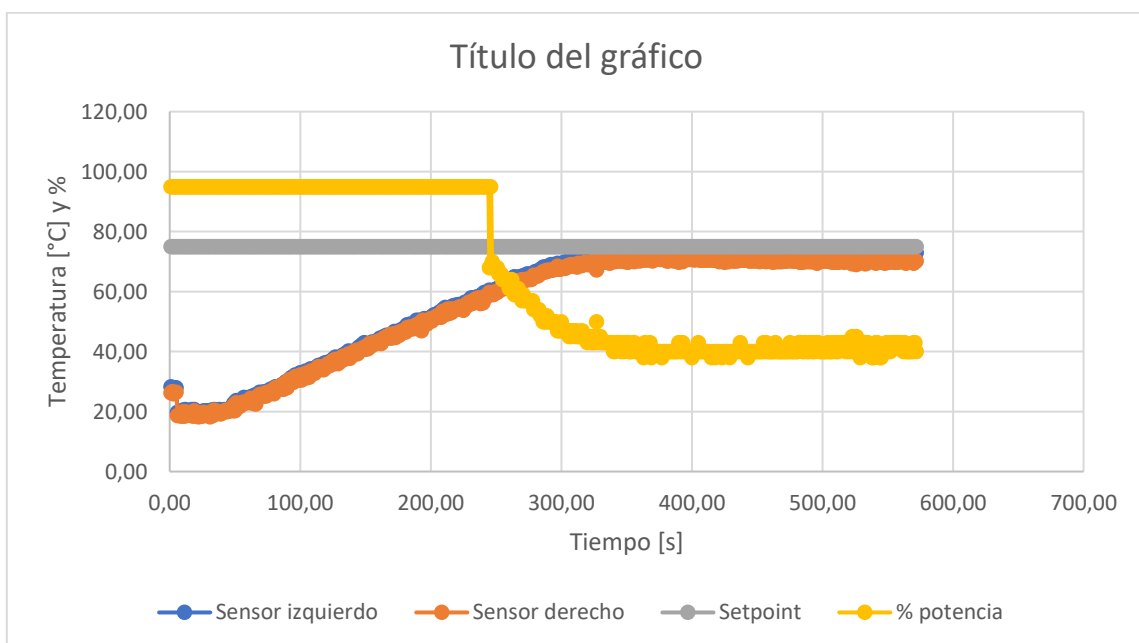


Figura 22. Gráfica de experimento con 75°C setpoint horizontal



En las Figuras 21 y 22 se presentan los resultados de dos experimentos realizados en las dos orientaciones del cilindro: vertical y horizontal, cada una con tomas de datos bajo un setpoint de 75 °C. El objetivo de esta comparación es evaluar el comportamiento térmico y la respuesta del sistema bajo condiciones similares, identificando las diferencias en la distribución de temperatura y en la dinámica de calentamiento.

Análisis comparativo:

- Orientación vertical: El sensor 1, ubicado en la parte superior interna del cilindro, registra temperaturas más elevadas debido a la acumulación de aire caliente generada por el fenómeno de convección natural. El sensor 2, situado en la parte inferior interna, mide temperaturas más bajas, debido a que está expuesto al aire más frío que desciende por efecto de la circulación natural del fluido. El tiempo para alcanzar el setpoint es ligeramente mayor que en la posición horizontal, lo que refleja la influencia del gradiente térmico vertical y la menor homogeneidad de la transferencia de calor en esta orientación.
- Orientación horizontal: Las diferencias entre sensores no están determinadas por la estratificación térmica, sino por la distribución física de la resistencia térmica. El sensor más próximo a la zona con mayor concentración de hilo resistivo registra temperaturas superiores. El otro sensor, más alejado, presenta valores menores, aunque la diferencia entre ambos es menos pronunciada que en la orientación vertical. El tiempo de respuesta es más corto que en la posición vertical, alcanzando el setpoint con mayor rapidez debido a una mejor uniformidad en la transferencia de calor a lo largo del cilindro.
- Comportamiento de la potencia aplicada (módulo dimmer): En orientación horizontal, el sistema requiere un valor inicial de potencia más alto para elevar la temperatura rápidamente, reduciéndolo progresivamente conforme se aproxima al setpoint. En orientación vertical, la potencia tiende a mantenerse más estable, con ajustes menos bruscos, dado que la distribución del calor está gobernada por el patrón natural de ascenso del aire caliente y descenso del aire frío.

En las Tablas 8 y 9 se presentan los valores experimentales de la constante de convección h y de la temperatura superficial del cilindro. Para obtener dichos resultados se parte de la suposición de que el calor entregado por la resistencia se transmite principalmente por conducción al cilindro, mientras que las pérdidas de energía hacia el ambiente corresponden a la suma del calor transferido por convección natural y por radiación térmica.

Bajo este criterio, el primer paso consiste en determinar la temperatura superficial del cilindro (T_s), ya que los sensores tipo K con módulos MAX6675 proporcionan únicamente la temperatura interna promedio (T_i). Para relacionar ambas temperaturas se emplea la siguiente expresión derivada de la conducción radial en un cilindro:

$$T_s = T_i + P * \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{in}}\right)}{2kL}$$

Donde:

T_i : Es igual al promedio de las temperaturas dadas por los sensores max6675.

P : Es la potencia generada en el estado estacionario por el voltaje medido por el multímetro y el valor de la resistencia.

D_o : Es el diámetro exterior del cilindro.

D_i : Es el diámetro interior donde se encuentran los sensores max6675.

Una vez estimada la temperatura superficial, se procede a calcular los aportes de convección y radiación mediante el balance de energía:

$$P_{gen} = Q_{conv} + Q_{rad} = A_s h (T_s - T_{\infty}) + \epsilon \alpha (T_s^4 - T_{\infty}^4)$$

Donde despejando la convección h , finalmente se obtiene la siguiente expresión:

$$h = \frac{P_{gen} - \epsilon \alpha (T_s^4 - T_{\infty}^4)}{A_s (T_s - T_{\infty})}$$

Con esta metodología se determinaron experimentalmente tanto la temperatura superficial como la constante de convección en las dos configuraciones de estudio (cilindro en orientación vertical y horizontal), cuyos resultados se presentan en las Tablas 8 y 9.

Tabla 8, resultados obtenidos de h de convección y temperatura superficial sentido horizontal

Cilindro horizontal					
T_prom	T_S	T_aire	P_gen	Q_cond	h
72,375	73,47	45,25	7,749	7,7488043	12,64
72,25	73,28	47	7,348	7,3478261	12,83
72,45	73,57	46,75	7,924	7,923913	13,72
72,75	73,85	44	7,807	7,8069565	11,95
72,5	73,61	44,5	7,865	7,8653261	12,43
71,625	72,73	44,1	7,865	7,8653261	12,76

Tabla 9, resultados obtenidos de h de convección y temperatura superficial sentido vertical

Cilindro vertical					
T_prom	T_S	T_aire	P_gen	Q_cond	h
74,00	75,091	46,25	7,75	7,75	12,133
74,25	75,285	46	7,35	7,35	11,143
74,00	75,116	45,75	7,92	7,92	12,224
73,75	74,849	45,25	7,81	7,81	11,934
73,50	74,607	45,5	7,87	7,87	12,299
74,20	75,307	46,25	7,87	7,87	12,228

De los resultados presentados en las tablas 8 y 9, se observa que la constante de convección natural h se encuentra dentro de los rangos aceptados para un fluido como el aire en las condiciones estimadas, lo que valida experimentalmente el comportamiento esperado del fenómeno. Asimismo, se aprecia una ligera diferencia entre ambas configuraciones: en la orientación horizontal se obtuvieron valores de h ligeramente superiores a los registrados en la orientación vertical. Este comportamiento se puede asociar más por mayor diferencia entre la temperatura superficial y la temperatura del aire.

Adicionalmente, se evidencia que la potencia generada resulta mayor en el montaje vertical, diferencia que está directamente relacionada con los valores de voltaje medidos y reportados previamente en las Tablas 6 y 7 de esta sección. Dicho comportamiento

refuerza la importancia de considerar la orientación del cilindro, no solo en la transferencia de calor por convección, sino también en la energía necesaria para alcanzar y mantener el estado estacionario, por la posible mejor distribución del calor en el sentido horizontal.

6.2. USO DE NÚMEROS ADIMENSIONALES EN LOS ENSAYOS

En el estudio de la transferencia de calor por convección natural, uno de los principales retos ha sido la formulación precisa de modelos que describan con exactitud el fenómeno, debido a la cantidad de variables intervinientes y a la complejidad de los flujos térmicos. Para superar estas limitaciones, la ingeniería térmica ha adoptado el uso de números adimensionales, los cuales permiten simplificar las ecuaciones gobernantes y facilitar la comparación entre situaciones físicas distintas pero equivalentes desde el punto de vista dinámico y térmico.

Durante la revisión teórica del presente proyecto, se ha destacado la importancia de estos números como el de Nusselt, Grashof, Prandtl y Rayleigh y su función clave en la caracterización de la convección natural, particularmente en geometrías cilíndricas con orientaciones verticales y horizontales. Su inclusión en los modelos empíricos y analíticos no solo permite agrupar las principales propiedades termofísicas del fluido y las condiciones de contorno, sino que también posibilita la formulación de correlaciones prácticas para estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Por esta razón, en la presente sección se procederá a aplicar dichas relaciones adimensionales a los resultados experimentales obtenidos con el banco de laboratorio, con el fin de establecer una correlación operativa entre teoría y práctica. Aunque la comparación detallada entre los datos teóricos y experimentales se abordará en la siguiente sección, aquí se pretende evidenciar cómo estos números permiten modelar adecuadamente el fenómeno observado en las pruebas realizadas, reforzando así la validez del enfoque experimental implementado.

Este análisis es fundamental para garantizar que los valores obtenidos de la constante de convección experimental se encuentren dentro de rangos aceptables en relación con las predicciones teóricas, y para validar el diseño y funcionamiento del banco de ensayo.

Además, esta aproximación contribuye a consolidar el marco metodológico del estudio, fortaleciendo el proceso de interpretación de resultados y la aplicación de modelos térmicos en futuras investigaciones similares.

6.2.1. Determinación del calor en las dos etapas del experimento: Al igual que en el procedimiento experimental, la metodología de análisis teórico sigue un paso a paso claramente definido. Esta parte complementa los datos obtenidos en el laboratorio con el uso de correlaciones empíricas del número de Nusselt, las cuales desempeñan un papel fundamental en la caracterización de la convección natural.

El análisis tiene dos objetivos principales:

- Determinación de la temperatura superficial del cilindro, la cual no puede medirse directamente, ya que los sensores (termopares tipo K y DS18B20) registran la temperatura en el centro del cilindro. Para obtener la temperatura de la superficie, se aplica un balance de energía considerando la conducción hacia el interior, la convección hacia el aire circundante y las pérdidas por radiación.
- Estimación del coeficiente de convección natural (h), que se obtiene a partir del calor transferido por convección y la diferencia de temperaturas entre la superficie del cilindro y el ambiente. Este valor constituye la base para correlacionar los resultados experimentales con las expresiones teóricas.

Cabe resaltar que todo este proceso se desarrolla en estado estable o estacionario, debido a que es en esta condición donde las correlaciones de Nusselt resultan válidas y aplicables.

Las etapas del análisis térmico, aunque mencionadas en la parte experimental, acá se explican su función en la parte teórica.

- Etapa transitoria de calentamiento: corresponde al período en el que el sistema aún no alcanza el equilibrio térmico. Aunque en esta fase también ocurre convección natural, no existen correlaciones adimensionales ampliamente aceptadas para describir con precisión este régimen, debido a la complejidad del fenómeno. Por tal

motivo, en esta etapa el análisis se limita a cuantificar la potencia entregada por la resistencia eléctrica y la respuesta térmica inicial del cilindro.

- Etapa estacionaria o estable: se da cuando el cilindro alcanza el setpoint de temperatura y mantiene un comportamiento constante en el tiempo. En este estado, es posible aplicar las correlaciones empíricas de Nusselt, ya que el flujo térmico y la distribución de temperatura cumplen las condiciones necesarias de validez. Aquí se realiza el balance de energía considerando convección, radiación y conducción, lo que permite determinar experimentalmente el coeficiente de convección natural.

6.2.2. Correlación Nusselt para cilindros en sentido vertical: En cilindros verticales, es posible tratar la superficie externa como si fuera de una placa vertical plana, siempre que el diámetro del cilindro sea lo suficientemente grande para que los efectos de curvatura sean despreciables. Esta condición se cumple si:

$$D > \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \quad (31)$$

Bajo esta aproximación, se utilizan correlaciones empíricas desarrolladas para placas planas, como se muestra en la Figura 20.

Figura 23. Correlación de Nusselt en cilindro vertical

$$Nu = 0.59Ra_L^{1/4} \quad (9-19)$$

$$Nu = 0.1Ra_L^{1/3} \quad (9-20)$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (9-21)$$

(compleja pero más exacta)

Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

Si llegado al caso no se satisface se propone usar el modelo de Cebeci, el cual se describe en Boetcher y utilizar el parámetro de curvatura definido como:

$$\varepsilon = \frac{4L}{D} * \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{-\frac{1}{4}} \quad (32)$$

Una vez determinado el valor del parámetro de curvatura, se debe determinar el número Nusselt de placa plana $Nu_{L,fp}$ y usando los valores de la tabla se obtiene el valor del número de Nusselt para cilindro vertical.

Tabla 10. Relación de Nusselt para cilindro vertical

ξ	$Nu_L/Nu_{L,fp}$					
	$Pr = 0.01$	$Pr = 0.10$	$Pr = 0.72$	$Pr = 1.0$	$Pr = 10$	$Pr = 100$
0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
0.159	1.322	1.118	1.054	1.048	1.024	1.012
0.283	1.497	1.188	1.090	1.081	1.041	1.021
0.503	1.805	1.310	1.153	1.138	1.071	1.038
0.752	2.151	1.456	1.224	1.202	1.105	1.056
1.064	2.581	1.613	1.312	1.281	1.147	1.079
1.337	2.953	1.758	1.387	1.350	1.184	1.099
1.480	3.147	1.832	1.426	1.385	1.203	1.110
1.891	3.698	2.043	1.536	1.485	1.257	1.139
2.093	3.965	2.145	1.590	1.533	1.283	1.154
2.378	4.340	2.286	1.664	1.601	1.319	1.174
2.632	4.671	2.410	1.729	1.660	1.351	1.192
2.828	4.924	2.504	1.779	1.705	1.376	1.205
3.364	5.607	2.755	1.911	1.825	1.441	1.242
3.722	6.056	2.918	1.997	1.903	1.484	1.267
4.000	6.400	3.042	2.063	1.963	1.517	1.285
4.229	6.681	3.142	2.116	2.011	1.544	1.300
4.681	7.228	3.334	2.180	2.104	1.596	1.330
5.030	7.644	3.478	2.295	2.175	1.636	1.352

Fuente: Cebeci, T. Natural convection about heated horizontal cylinders at moderate Grashof numbers

6.2.3 Correlación Nusselt para cilindros en sentido horizontal: En el caso de un cilindro horizontal, la capa límite térmica se desarrolla a lo largo de la superficie, iniciando en la parte inferior y engrosándose hasta formar una columna ascendente de aire caliente en la zona superior. Este fenómeno genera una distribución de temperatura no uniforme alrededor del cilindro, por lo que se han desarrollado varias correlaciones para estimar el número de Nusselt.

- Correlación de Incropera (basada en Morgan):

$$Nu_D = C Ra_D^n \quad (33)$$

Donde las constantes C y n dependen del número de Rayleigh de acuerdo a la Tabla 9.

Tabla 11. Valores de las constantes C y n de la ecuación

Constantes C y n		
Ra_D	C	N
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2} - 10^2$	1,02	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

- Correlación de Churchill y Chu (1975), citada por Çengel:

Esta ecuación permite calcular el número promedio de Nusselt sobre toda la superficie del cilindro, incorporando una formulación más general que abarca amplios rangos de números de Rayleigh y Prandtl.

Figura 24. Correlación de Nusselt en sentido horizontal

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{4/27}} \right\}^2$$

Fuente: CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico

Las tablas 12 y 13 presentan tanto valores medidos directamente —como voltaje, temperatura interna del cilindro y temperatura del aire— como valores calculados a partir de ecuaciones fundamentales de transferencia de calor. Entre estos últimos se encuentran la potencia generada, los calores por conducción, radiación y convección, así como parámetros adimensionales como el número de Nusselt, la temperatura superficial estimada y el coeficiente de convección natural. Todo este proceso se llevó a cabo siguiendo el procedimiento descrito a continuación.

Con la geometría del cilindro previamente definida, se conoce que su diámetro es de 0,0381 m y su altura de 0,15 m. Adicionalmente, la resistencia está aislada del cilindro por medio de una película de teflón de 0,0003 m de espesor, cuyo doble se suma al diámetro efectivo del cilindro. Para el cálculo del área superficial se emplea la expresión:

$$A = \pi * D_s * H$$

donde nos da un área de 0,01352 m², también sabemos que la emisividad es de 0,95 y la constante constante de Stefan-Boltzmann 5,670x10⁻⁸, para hallar la potencia se usó la siguiente fórmula:

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Donde:

P: Potencia generada por electricidad (w)

V: Voltaje medido por multímetro (v)

R: Resistencia (Ω)

Dando la potencia mostrada en las tablas.

La relación de balance energético es la siguiente:

$$P = Q_{conv} + Q_{rad} = hA(T_s - T_{\infty}) + \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\infty}^4)$$

donde T_s es la temperatura superficial del cilindro y T_{∞} la del aire ambiente. Cabe señalar que, debido al recubrimiento de teflón, se asume la misma temperatura superficial efectiva para ambos materiales.

Las propiedades del aire se evalúan con la temperatura media

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

A partir de la cual se determina las siguientes propiedades: la densidad del aire ideal a la presión de $P = 1$ atm, la viscosidad dinámica $\mu(T_f)$, la conductividad térmica del aire $k(T_f)$, la difusividad cinemática $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, la difusividad térmica $\alpha = \frac{k}{\rho * c_p}$; donde el c_p es $\approx 1007 \text{ J/kgK}$ y el número Prandtl $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$.

El número de Rayleigh se halló de la siguiente forma:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})D_s^3}{\nu^2} Pr; \text{ donde } \beta = \frac{1}{T_f}$$

Finalmente, el número de Nusselt se determinó según la orientación del cilindro. Para el caso horizontal se aplicaron correlaciones empíricas como las propuestas por Morgan o Churchill–Chu, mientras que en posición vertical se utilizaron correlaciones equivalentes a la de placa plana o, en su defecto, la corrección de Cebeci para considerar la curvatura.

El cálculo de la temperatura superficial y del coeficiente de convección h requirió un procedimiento iterativo, ya que ambos parámetros dependen entre sí. Como valor inicial, se estimó T_s a partir de:

$$T_s = T_i + P * \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{in}}\right)}{2kL}$$

Donde:

T_i : Es igual al promedio de las temperaturas dadas por los sensores max6675.

P: Es la potencia generada en el estado estacionario por el voltaje medido por el multímetro y el valor de la resistencia.

D_o: Es el diámetro exterior del cilindro.

D_i: Es el diámetro interior donde se encuentran los sensores max6675.

Con esta aproximación se determinaron los valores de Ra_D , Nu y h , que luego se verificaron en la ecuación de balance energético. Si el calor calculado por convección y radiación no coincidía con el calor generado, se ajustaba el valor inicial de T_s y se repetía el procedimiento hasta lograr convergencia.

Tabla 12. Datos obtenidos en sentido horizontal

Cilindro sentido horizontal										
Voltaje_prom (v)	T_int cilindro (°C)	T_aire (°C)	P_generada (W)	Q_conducción (W)	Q_radiación (W)	Q_convección (W)	Número Nusselt	T_superficial (°C)	h_convección (W/m²K)	Ra
26,7	72,38	45,25	7,749	7,749	4,491	3,258	9,3683	73,47	9,50164592	198457,2564
26	72,25	47	7,348	7,348	4,3	3,048	9,3563	76,124	9,48946851	197509,7598
27	72,45	46,75	7,924	7,924	4,618	3,306	9,4904	77,823	9,62550896	208276,1382
26,8	72,75	44	7,807	7,807	4,498	3,309	9,6035	75,028	9,740163	217663,1456
26,9	72,5	44,5	7,865	7,865	4,541	3,324	9,5899	75,659	9,72644447	216524,7075
26,9	71,63	44,1	7,865	7,865	4,533	3,332	9,6103	75,31	9,74708894	218239,4835

Tabla 13. Datos obtenidos en sentido vertical

Cilindro sentido vertical										
Voltaje_prom (v)	T_int cilindro (°C)	T_aire (°C)	P_generada (W)	Q_conducción (W)	Q_radiación (W)	Q_convección (W)	Número Nusselt	T_superficial (°C)	h_convección (W/m²K)	Ra
26,70	74,00	46,25	7,749	7,749	5,382	2,367	43,433	75,09	8,25236353	30187128
26,00	74,25	46	7,348	7,348	5,705	1,643	43,373	75,28	8,24090542	30043006
27,00	74,00	45,75	7,924	7,924	5,732	2,192	44,047	75,12	8,3689448	31680668
26,80	73,75	45,25	7,807	7,807	5,634	2,173	44,615	74,85	8,47691388	33108516
26,90	73,50	45,5	7,865	7,865	5,431	2,434	44,547	74,61	8,46399244	32935350
26,90	74,20	46,25	7,865	7,865	5,463	2,402	44,65	75,31	8,48343768	33196182

En las Tablas 12 y 13 se presentan los resultados de las pruebas en ambas configuraciones: vertical y horizontal. La diferencia más notable radica en el cálculo del número de Rayleigh (Ra), el cual depende de la longitud característica empleada. En el caso vertical, esta corresponde a la altura del cilindro, mientras que en la disposición horizontal corresponde al diámetro. Dado que la altura es mayor que el diámetro, los valores de Ra son considerablemente superiores en la configuración vertical, lo cual indica un mayor efecto de flotabilidad en este sentido. Sin embargo, al analizar el número de Nusselt, se observa un comportamiento inverso: en la orientación horizontal los

valores de Nu son ligeramente más bajos que en la vertical, pero al despejar el coeficiente de convección h , se obtienen valores mayores en el sentido horizontal. Este resultado es coherente con la física del fenómeno, debido a que en la configuración horizontal la capa límite térmica se desarrolla alrededor de todo el perímetro del cilindro, generando un gradiente térmico más intenso en la parte inferior y dando un mayor desplazamiento de aire frío en la parte superior. Dicho proceso favorece la transferencia de calor promedio, aumentando el valor de h .

En contraste, en el cilindro vertical, aunque el número de Rayleigh es mayor, la transferencia de calor se ve condicionada por el desarrollo más progresivo de la capa límite a lo largo de la altura, lo que distribuye de manera más uniforme el flujo de calor pero reduce la magnitud del coeficiente convectivo. En otras palabras, en la orientación horizontal la geometría favorece una convección más localizada e intensa, mientras que en la vertical predomina una convección más extendida y gradual.

Lo dicho anteriormente, se puede apreciar en tablas anteriores donde se alcanzaba de manera más rápida la temperatura setpoint en el sentido horizontal que en el sentido vertical, y puede ser una respuesta al uso de mayor voltaje para estabilizar dicha temperatura en el sentido vertical en comparación al sentido horizontal.

6.4. ANALISIS COMPARATIVO DE ORIENTACIONES CON CORRELACIONES DE NUSSELT

En esta sección se realiza un análisis más detallado de los datos experimentales y teóricos obtenidos, centrándose en la comparación directa de las constantes de convección alcanzadas en ambas orientaciones del cilindro. Para ello, se utiliza la razón de calentamiento entre el sentido vertical y horizontal, definida como:

$$\frac{q_v}{q_h} = \frac{h_v \rho D L (T_s - T_\infty)}{h_h \rho D L (T_s - T_\infty)} = \frac{h_v}{h_h}$$

Esta relación permite comparar de manera adimensional los valores experimentales y teóricos de las constantes de convección, bajo condiciones similares de operación. La ventaja de este enfoque es que elimina dependencias geométricas y termofísicas

repetidas en ambos casos, destacando únicamente la diferencia atribuida a la orientación del cilindro.

La Tabla 14 presenta los valores de la razón h_v/h_h tanto de forma teórica como experimental, junto con el error relativo porcentual entre ambos. Se observa que experimentalmente la constante de convección tiende a ser mayor en el sentido horizontal, lo cual concuerda con el análisis físico del fenómeno: en orientación horizontal la capa límite térmica se desarrolla de manera más rápida e intensa alrededor del perímetro, favoreciendo la transferencia de calor, mientras que en el caso vertical el desarrollo es más progresivo a lo largo de la altura del cilindro.

Tabla 14. Datos de rata y error

Prueba	Rata h_v/h teórico	Rata h_v/h expe	error %
1	0,86852	0,95956	0,104827
2	0,86843	0,86817	-0,0003
3	0,86945	0,89124	0,025057
4	0,87031	0,99828	0,14704
5	0,8702	0,98952	0,137115
6	0,87036	0,95799	0,100689

En cuanto a los resultados numéricos, los errores son en su mayoría pequeños. La segunda prueba muestra un error negativo prácticamente despreciable (-0,03 %), lo que sugiere una excelente coincidencia entre el modelo teórico y los datos experimentales. El mayor error registrado corresponde a la cuarta prueba (14,7 %), lo cual puede atribuirse a variaciones en la distribución de calor de la resistencia, diferencias en la estabilidad térmica alcanzada o a ligeras perturbaciones en las corrientes de aire durante el ensayo. Aun así, los errores se mantienen dentro de márgenes razonables, demostrando la validez del banco de pruebas.

En síntesis, los resultados muestran que, aunque los valores experimentales tienden a diferir levemente de los teóricos, la tendencia general se conserva: la transferencia de calor por convección es más eficiente en la orientación horizontal que en la vertical. Esto no solo confirma las predicciones teóricas basadas en correlaciones de Nusselt, sino que

también valida la utilidad del banco experimental desarrollado para analizar este tipo de fenómenos térmicos.

7. GUÍA DE LABORATORIO

La implementación de una guía de laboratorio para la transferencia de calor por convección natural en cilindro vertical y horizontal constituye la tercera fase de este proyecto y tiene como finalidad sintetizar de manera clara y práctica todo lo desarrollado en el trabajo de grado sobre la transferencia de calor por convección natural en cilindros, tanto en orientación vertical como horizontal. Esta guía está diseñada para servir como material de apoyo a estudiantes de ingeniería mecánica y áreas afines, facilitando la comprensión y el análisis experimental de este fenómeno fundamental en la transferencia de calor.

La guía no solo resume los objetivos específicos y el objetivo general del proyecto, sino que también organiza una metodología práctica y estructurada para el correcto uso del banco experimental. En ella se explican los dos montajes posibles del cilindro (horizontal y vertical), detallando los pasos a seguir en cada caso y las condiciones de operación necesarias para asegurar la validez de los resultados obtenidos.

Además, se dedica un apartado a la descripción y análisis del código desarrollado en Arduino, el cual gobierna el sistema de control PID. Se busca que el estudiante no solo comprenda cómo se adquieren los datos de temperatura y cómo se regula el sistema, sino que también pueda modificar y ajustar el código de acuerdo con los requerimientos de la práctica o de nuevas aplicaciones experimentales. Para ello, la guía incluye explicaciones sobre las bibliotecas empleadas y la lógica de programación, favoreciendo un aprendizaje más profundo y aplicado.

En la sección metodológica se presentan de manera detallada las ecuaciones necesarias para calcular los parámetros solicitados, como el coeficiente de convección natural h , la temperatura superficial del cilindro en estado estable y la generación de calor en la etapa transitoria. Estos cálculos permitirán a los estudiantes relacionar los datos experimentales con los modelos teóricos y fortalecer así su comprensión del fenómeno.

El desarrollo de esta guía está fundamentado en el proceso completo del proyecto: desde la revisión teórica inicial, pasando por el diseño y construcción del banco, hasta la implementación de pruebas experimentales y el análisis de resultados. Asimismo, el proyecto está concebido como una plataforma abierta a mejoras futuras, tanto en precisión de los datos como en la posibilidad de incorporar nuevos modos de transferencia, como la convección forzada, y probar diferentes materiales o fuentes de calentamiento.

De esta forma, la guía de laboratorio no solo cumple un rol pedagógico al brindar al estudiante una experiencia práctica e interactiva, sino que también sienta las bases para continuar investigando y optimizando sistemas experimentales en el área de transferencia de calor.

7.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Como se ha mencionado a lo largo del desarrollo de este proyecto, la convección constituye uno de los mecanismos fundamentales de transferencia de calor en fluidos, sean estos líquidos o gases. Este proceso combina dos fenómenos principales: por un lado, el movimiento aleatorio de las partículas debido a la agitación térmica (conducción a nivel microscópico dentro del fluido), y por otro, el movimiento global o macroscópico del fluido, inducido por diferencias de densidad que se originan a partir de gradientes de temperatura. Ambos mecanismos superpuestos permiten que la energía térmica se transporte de una región a otra dentro del fluido, generando el fenómeno de transferencia de calor por convección.

La base de este proceso se encuentra en la existencia de un gradiente de temperatura entre una superficie sólida y el fluido que la rodea. Cuando una superficie alcanza una temperatura superior a la del fluido adyacente, el calor fluye hacia este último, produciéndose así un movimiento del fluido y el establecimiento de un campo de temperatura no uniforme. Este intercambio da lugar a una región fundamental

denominada capa límite, en la cual se presentan cambios graduales tanto en la velocidad del fluido (capa límite hidrodinámica) como en su temperatura (capa límite térmica)¹⁹. En esta zona, la velocidad del fluido en contacto con la superficie es prácticamente nula debido a la condición de no deslizamiento, mientras que la temperatura varía desde la de la superficie (T_s) hasta la del fluido lejano (T_∞).

La convección puede clasificarse en función de la causa que origina el movimiento del fluido.

- En la convección forzada, el flujo es generado por medios externos, como ventiladores, bombas o corrientes de aire inducidas, tal como ocurre en el enfriamiento de componentes electrónicos mediante ventilación forzada.
- En la convección natural o libre, en cambio, el flujo se debe exclusivamente a las fuerzas de flotabilidad originadas por las diferencias de densidad producidas por variaciones de temperatura en el fluido. Un ejemplo cotidiano es el ascenso del aire caliente alrededor de un radiador o de componentes eléctricos en aire inmóvil.

En este proyecto, el interés se centra en la convección natural en cilindros verticales y horizontales, un fenómeno complejo, pero de gran relevancia práctica en ingeniería térmica. Su análisis implica no solo la observación del comportamiento del fluido y del campo térmico que se desarrolla, sino también la aplicación de modelos matemáticos y correlaciones adimensionales que permiten predecir y evaluar de manera precisa el coeficiente de transferencia de calor.

7.2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL

En el marco del Objetivo 3, se presenta la descripción general del banco experimental diseñado y construido para el estudio de la transferencia de calor por convección natural

¹⁹ INCROPERA, Frank y DE WITT, David. Op. cit., p. 319-327.

en cilindros verticales y horizontales. Este banco fue concebido bajo una configuración dual, que permite analizar el fenómeno en ambas orientaciones, garantizando versatilidad y funcionalidad para las prácticas de laboratorio.

- Bastidor

El bastidor constituye la estructura principal del banco y está diseñado para soportar el sistema de montaje en sus dos configuraciones:

Montaje vertical: El cilindro puede colocarse en posición vertical gracias al sistema de base giratoria, el cual se acciona mediante una manivela. Una vez alcanzada la orientación deseada, la posición se asegura mediante un tornillo con tuerca, lo que proporciona estabilidad y rigidez al montaje.

Montaje horizontal: De manera análoga, el mismo mecanismo de la base giratoria permite girar el cilindro hasta la posición horizontal, fijándolo de igual forma con un tornillo y una tuerca, evitando desplazamientos durante el ensayo.

Esta doble configuración facilita el estudio comparativo de la convección natural en cilindros dispuestos en ambas orientaciones.

- Sistema de calentamiento

El sistema de calentamiento está constituido por una resistencia eléctrica de aleación níquel-cromo (NiCr), con una resistencia nominal de $98\ \Omega$, la cual se encuentra dividida en tres secciones conectadas en serie. Entre sus propiedades más relevantes se encuentran el largo, diámetro, densidad del material, capacidad calorífica (C_p) y resistencia térmica, que permiten caracterizar su desempeño como generador de calor.

El calentamiento del cilindro se produce cuando circula corriente alterna (110–120 V) a través de la resistencia. La potencia suministrada es regulada mediante un módulo Dimmer, que permite ajustar el nivel de calor entregado al sistema en función de las necesidades del experimento.

- Sistema de control

El sistema de control constituye el núcleo de la operación del banco experimental y está conformado por los siguientes elementos:

Módulo Dimmer AC: encargado de regular la potencia entregada a la resistencia según las indicaciones del controlador.

Sensores de temperatura (termopares tipo K con módulo MAX6675): ubicados en los extremos del cilindro, permiten monitorear la distribución térmica interna.

Sensor DS18B20: empleado para medir la temperatura ambiente dentro del cilindro protector, aportando datos complementarios para el cálculo de la convección.

Arduino UNO: funciona como el cerebro del sistema, ejecutando el código desarrollado, procesando señales de los sensores y enviando órdenes de control al módulo Dimmer.

Cableado general: conformado por conexiones de bajo voltaje mediante jumpers y por el cableado de 110 V para la alimentación de la resistencia y el módulo Dimmer.

Este conjunto de elementos asegura un control preciso de las variables del sistema, permitiendo que los estudiantes puedan observar en la práctica los fenómenos teóricos de la convección natural, al tiempo que se familiarizan con técnicas de instrumentación y control aplicadas en ingeniería.

7.3. METODOLOGÍA DE UTILIZACIÓN DEL BANCO

El banco experimental diseñado y construido en este proyecto cuenta con una configuración dual, la cual permite estudiar la transferencia de calor por convección natural en cilindros tanto en orientación vertical como horizontal. Esta dualidad se logra gracias al sistema de base giratoria, que facilita el cambio de posición de forma sencilla y segura.

Con el fin de evitar redundancias en el texto, la metodología se describe en dos partes: la primera parte explica el procedimiento específico de montaje en cada orientación y, posteriormente en la segunda parte se explica los pasos comunes a la realización del experimento, independientemente de la posición seleccionada.

✓ Primera parte:

- Montaje en orientación vertical: Para ubicar el cilindro en posición vertical, se acciona la manivela de la base giratoria hasta alcanzar la orientación deseada. Una vez en posición, se asegura mediante un tornillo y tuerca, lo que proporciona la rigidez necesaria al montaje. Antes de continuar, se verifica que el cableado no interfiera con el giro ni quede enredado y que el cilindro externo de plástico esté correctamente ajustado para impedir el paso de corrientes de aire transversales que puedan alterar los resultados. Asimismo, se revisa que la resistencia esté bien posicionada, sin contacto con otras partes y con ella misma que pudieran provocar cortocircuitos o pérdidas de energía. Esta inspección se realiza visualmente y mediante una breve comprobación al tacto, siempre con el sistema desconectado de la red eléctrica para evitar riesgos de electrocución.
- Montaje en orientación horizontal: Para esta configuración, el procedimiento es análogo: la manivela de la base giratoria se ajusta hasta que el cilindro de aluminio quede en posición horizontal, asegurándose igualmente con tornillo y tuerca. Se toman las mismas precauciones respecto al cableado, la resistencia y el cilindro externo de plástico, garantizando condiciones seguras y estables para la prueba.

✓ Procedimiento experimental

Una vez definido el montaje en cualquiera de las dos orientaciones, se procede con la ejecución del experimento siguiendo los pasos que se detallan a continuación:

- Primer paso: revisión del código en Arduino: Se realiza una verificación preliminar del código cargado en la tarjeta Arduino, confirmando que corresponde a la configuración seleccionada (vertical u horizontal). Se establece el setpoint de temperatura solicitado por la guía de laboratorio o por el docente y se carga el programa en la tarjeta.
- Segundo paso: conexión del sistema de adquisición de datos: Se abre el software PLX-DAQ en Excel, el cual recibirá en tiempo real los datos generados por el

Arduino a través de los sensores. Se verifica que la conexión sea correcta y que las mediciones comiencen a registrarse.

- Tercer paso: alimentación eléctrica del banco: Se conecta el sistema a la red eléctrica (máximo 120 V), extremando las medidas de seguridad. Se corrobora que la energía llegue adecuadamente a la resistencia, verificando los valores de voltaje y potencia en el módulo PZEM-004T.
- Cuarto paso: ejecución del ensayo: Se deja funcionar el sistema durante un período de entre 15 y 20 minutos, dependiendo del setpoint establecido. El tiempo de estabilización térmica no suele superar los 7 minutos.
- Quinto paso: registro y análisis de datos: Una vez que el sistema alcanza el estado estacionario, se generan las gráficas correspondientes con los datos registrados. A partir de estas mediciones se realiza el análisis térmico:
 - Cálculo del calor generado hasta la estabilización.
 - Estimación de la temperatura superficial del cilindro de aluminio 6061, partiendo de la temperatura medida en su centro.
 - Determinación del coeficiente de convección natural (h) mediante la aplicación de las correlaciones de Nusselt correspondientes a cada orientación.
- Sexto paso: elaboración de conclusiones: Con base en los resultados obtenidos, se redactan las conclusiones específicas del ensayo, considerando la orientación del cilindro y, de ser necesario, realizando comparaciones entre los dos sentidos de montaje.

7.4. DESCRIPCIÓN DEL CÓDIGO

El código implementado para la realización del proyecto en el Arduino constituye el núcleo operativo del banco experimental, debido a que permite regular el sistema de calentamiento según lo requerido en el laboratorio, procesar las lecturas de los sensores y módulos y enviar los datos a la hoja de cálculo mediante PLX-DAQ. La estructura general está diseñada en torno a un controlador PID, que asegura la estabilidad térmica del cilindro y la precisión de los datos recolectados.

✓ Librerías utilizadas

RBDdimmer: Esta librería gestiona el módulo dimmer AC, encargado de modular el porcentaje de potencia eléctrica entregada a la resistencia térmica. Mediante la técnica de cruce por cero la cual permite aumentar o disminuir la energía de forma progresiva y estable, según lo requerido.

✓ Definición de pines

Se asignan pines específicos para cada módulo y sensor:

- MAX6675: utiliza los pines digitales 6, 7, 8, 9 y 10 para la comunicación con las termocuplas tipo K.
- DS18B20: se conectan a el pin 3.
- Dimmer: opera mediante los pines 5 y 2, uno para la señal de control y otro para la detección de cruce por cero.

✓ Control PID

El bloque de control se establece a partir de la definición del setpoint de temperatura (en °C), al cual se desea llevar el sistema. Para ello, se ajustan las constantes Kp (proporcional), Ki (integral) y Kd (derivativa), previamente calibradas en la etapa experimental inicial. El PID compara continuamente la temperatura real con el setpoint y ajusta la potencia suministrada por el dimmer en tiempo real, logrando así la estabilización del sistema en el setpoint dado.

✓ Funciones principales del código

- Lectura de sensores : Esta función maneja el protocolo de un solo cable para el envío de datos analógico-digital que dé los sensores.
- Lectura de sensores MAX6675: Esta función se encarga de obtener los valores de las termocuplas tipo K mediante el módulo, registrando la temperatura en los extremos del cilindro de aluminio. En este caso, la programación no depende de la librería oficial, sino de rutinas personalizadas de lectura, lo que ofrece mayor control.

- Función del dimmer: Esta función recibe como entrada la señal del PID y ajusta el ángulo de disparo de la onda AC. Según la orientación (vertical u horizontal), se selecciona el sensor MAX6675 de referencia que regula la temperatura.
- Implementación del PID: La función trabaja mediante un algoritmo que procesa el error (diferencia entre setpoint y temperatura real), y mediante la suma de las acciones proporcional, integral y derivativa ajusta dinámicamente la potencia.
- Exportación de datos: al final de cada ciclo, los datos obtenidos de todos los sensores y módulos (temperaturas, voltajes, potencias y porcentaje de dimmer) son enviados mediante comunicación serial a PLX-DAQ, donde se registran en tiempo real en una hoja de Excel. Esto permite la construcción inmediata de gráficas y el análisis del comportamiento del sistema.

8. CONCLUSIONES

La construcción del banco experimental para el estudio de la transferencia de calor por convección natural en cilindros verticales y horizontales se fundamentó en los conceptos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica. Desde la comprensión del fenómeno de la convección natural y la aplicación de números adimensionales como Nusselt, Prandtl, Grashof y Rayleigh, hasta la integración de los mecanismos de conducción y radiación, el proyecto buscó ofrecer un sistema completo y funcional. La generación de calor se implementó mediante resistencias eléctricas, lo que permitió contar con una fuente de energía controlada y reproducible, condición necesaria para alcanzar los objetivos del trabajo.

El diseño dual, logrado a través de la base giratoria, cumplió con el objetivo de permitir la evaluación del fenómeno en dos orientaciones distintas. La selección de componentes como las termocuplas tipo K con módulos MAX6675, el sensor DS18B20, el módulo dimmer y la resistencia de nicrom, se fundamentó tanto en criterios teóricos como prácticos de costo, disponibilidad y aplicabilidad al entorno académico. Este conjunto permitió integrar conocimientos de diseño mecánico, electrónica y control, reflejando una aplicación directa de materias vistas en la carrera. De esta manera, el primer objetivo se alcanzó exitosamente, validando el diseño y la construcción del banco como herramienta didáctica y de investigación.

En cuanto al segundo objetivo, su cumplimiento dependió directamente de la eficacia del diseño y construcción del banco. Gracias al montaje y a la disposición estratégica de los sensores, se lograron obtener datos confiables para implementar el control PID y relacionar experimentalmente los resultados con las correlaciones teóricas. El balance energético, considerando la generación de calor, la conducción, la convección y la radiación, permitió estimar dos parámetros fundamentales: la temperatura superficial del cilindro y la constante de convección. La comparación de resultados en ambas orientaciones evidenció diferencias significativas en la distribución térmica y tiempos de

estabilización, consolidando así la validez del análisis teórico-experimental desarrollado en este proyecto.

Se concluye que la transferencia de calor por convección natural en cilindros presenta un comportamiento dependiente de su orientación, siendo ligeramente más eficiente en posición horizontal que en vertical, debido a la distribución más uniforme de la capa límite térmica y al desarrollo más rápido del flujo convectivo. Los resultados experimentales, obtenidos a partir de seis pruebas con el mismo setpoint, mostraron que la constante de convección en el sentido horizontal supera entre un pequeño porcentaje al sentido vertical, con errores relativos frente a los valores teóricos dentro de márgenes aceptables para un banco experimental, entre un -0,003% a 14%. Este comportamiento valida la metodología aplicada, confirma la pertinencia de las correlaciones de Nusselt empleadas y demuestra que el banco desarrollado es una herramienta confiable tanto para la enseñanza como para la investigación de fenómenos de transferencia de calor.

El cumplimiento del objetivo número 3 permitió consolidar el proyecto mediante la elaboración de una guía de laboratorio clara y estructurada, en la cual se integraron los fundamentos teóricos, los montajes en las dos orientaciones del cilindro, la metodología experimental, las ecuaciones empleadas y los parámetros a calcular. Esta guía, diseñada con base en formatos académicos utilizados en la carrera, se presenta como una herramienta didáctica que facilita la comprensión del fenómeno de la convección natural al relacionar teoría y práctica. Su carácter flexible permite que, bajo la supervisión de un docente, sea adaptada y enriquecida según las necesidades de cada curso. De esta manera, el banco experimental no solo cumple con los fines de investigación planteados, sino que se convierte también en un recurso pedagógico que fortalece la enseñanza de la transferencia de calor en estudiantes de ingeniería mecánica y áreas afines.

BIBLIOGRAFIA

BARHAGHI, Darioush, DAVIDSON, Lars y Karlsoon, Rolf. Natural Convection Heat Transfer In Vertical Shell And Tube En: Chalmers [En línea]. Gothenburg: Chalmers University Of Technology. 2002. 29 pp. Disponible en:

https://www.tfd.chalmers.se/~lada/postscript_files/darioush_2D_K_Om_Report.pdf

BOETCHER, Sandra. Natural Convection from Circular Cylinders. En: SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology [Springer]. 2014. 48 pp. ISBN 978-3-319-08131-1.

CENGEL, Yunus. Transferencia de calor: un enfoque práctico. 3 ed. Ciudad de México: McGraw Hill Interamericana, 2007. pp. 61-512. ISBN-13: 978-970-10-6173-2. Disponible en: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-08132-8>

CIESLINSKI, Janusz, SMOLEN, Salwomir y SAWICKA, Dorota. Free Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders. En: Energies [MDPI]. Gdansk: Gdansk University of Technology. 2021, vol. 14, pp. 2-22. Disponible en:

https://www.researchgate.net/publication/348698106_Free_Convection_Heat_Transfer_from_Horizontal_Cylinders

CRANE, L. Natural Convection on Vertical Cylinder at Very High Prandtl Numbers. En: Journal of Engineering Mathematics [Springer]. Dublin: School of Mathematics, Trinity College. 1976. vol. 10, pp. 115-124. Disponible en:

https://www.researchgate.net/publication/281446282_Natural_Convection_Characteristics_in_Vertical_Cylinder

INCROPERA, Frank y DEWITT, David. Fundamentos de transferencia de calor. 4 ed. México: Prentice Hall, 1999. pp. 264-637. ISBN 9701701704

MORGAN, Vincent. The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. En: Advances in Heat Transfer [sciencedirect]. 1975. vol. 11, pp. 199-201. Disponible en:

<https://www.semanticscholar.org/paper/The-Overall-Convective-Heat-Transfer-from-Smooth-Morgan/bf2454f460110d0e73ca26217287df88d8c51155>

POPIEL, Czeslaw. Free Convection Heat Transfer from Vertical Slender Cylinders: A Review. En: Heat Transfer Engineering [En línea]. 2008. pp. 521-636. Disponible en: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/01457630801891557?tab=permissions&scroll=top&role=tab>

TOLALA, Nilesh, et al. Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder. En: International Journal Of Engineering And Science [En línea]. 2013. pp. 27-31. Disponible en:

https://www.researchgate.net/publication/281446282_Natural_Convection_Characteristics_in_Vertical_Cylinder

WANG, C. Natural convection on a vertical stretching cylinder. En: Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation [ScienceDirect]. Michigan: Michigan State University. 2011. vol. 17, pp. 1098-1113. Disponible en:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1007570411004011>