

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA, A TRAVÉS DEL MÉTODO GRÁFICO DE WILSON

LUIS FERNANDO MEJÍA HERNÁNDEZ

PEDRO SAÚL GÓMEZ MERCADO



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
PRUEBAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE
TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN
FORZADA, A TRAVÉS DEL MÉTODO GRÁFICO DE
WILSON**

LUIS FERNANDO MEJÍA HERNÁNDEZ

PEDRO SAÚL GÓMEZ MERCADO

Trabajo de grado para optar el título de

Ingeniero Mecánico

Director

DAVID FUENTES

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

A Dios, por darme la fortaleza para no desfallecer y seguir adelante con mi carrera, además, por iluminar mi camino y ser ese amigo fiel en todos los momentos buenos y malos por los que tuve que pasar.

A mis padres Fernando y Teresa, por el amor que me han entregado y por todo el sacrificio que hicieron para convertír a su hijo en profesional.

A mi hermana Mayiza, por su apoyo incondicional y por brindarme ayuda en los momentos difíciles; te quiero manita.

A mi novia Yenny, porque además de ser hermosa es una gran mujer, que me lleno de confianza y me dio el aliento necesario para alcanzar la meta.

A mi cuñada y comadre Emírys, siempre estarás en mi mente y en mi corazón; sé que allá en el cielo, estarás contenta por lo que he logrado.

A mi primo Aristóbulo, por todos los consejos claves que me dio en el momento necesario.

A mi tía Isabel, por todas esas llamadas llenas de ánimo a lo largo de mi carrera.

A todos mis familiares, por creer en mí y estar conmigo todo este tiempo.

A todos mis amigos, por los momentos de alegría y diversión que viví al lado de ellos.

Luis Fernando Mejía Hernández.

Dedico este trabajo de grado a DIOS sobre todas las cosas, por darme la oportunidad de vivir, sufrir y disfrutar mi estadía en la Universidad Industrial de Santander.

A mis padres Juan Francisco y Levis Omaíra, por su paciencia, apoyo incondicional, su amor, su comprensión y los valores que me inculcaron para hacer hoy de mí un profesional íntegro.

A mis hermanos John Miller y Shirlena Isabel, porque hacen parte de mí

A todos y cada uno de mis familiares, en especial a mi tía Nalda Cristina

A todos mis amigos, personas que hacen que la vida tenga un verdadero sentido

A mis compañeros de clase con quienes compartí momentos y anécdotas inolvidables

A todos los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por hacer de esta escuela una de las más prestigiosas del país.

Pedro Saúl Gómez Mercado.

AGRADECIMIENTOS

Al alma mater, Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por darnos una formación personal y profesional de alta calidad.

A David Fuentes, Ingeniero Mecánico, Director de proyecto, por su dedicación, colaboración, y por el aporte de sus conocimientos en la elaboración de este trabajo de grado.

A Johan Castillo, Ingeniero Electrónico, por su amistad y colaboración incondicional en el desarrollo de este proyecto de grado; además, por el aporte de sus conceptos claros, en el sistema eléctrico que posee el banco de pruebas.

A Anderson Quiroga, Ingeniero Mecánico, por su disponibilidad y por la ayuda prestada, en la construcción del banco de pruebas.

A Omar Gélvez, Ingeniero Mecánico, por las ideas que nos brindo en la solución de los problemas, que se presentaron en las prácticas del banco de pruebas.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	18
1 CONVECCIÓN	20
1.1 TIPOS DE CONVECCIÓN.....	21
1.1.1 Convección natural	21
1.1.2 Convección forzada	22
1.2 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN.....	23
1.3 CAPA LÍMITE TÉRMICA	24
1.4 FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO.....	25
1.4.1 Flujo laminar y turbulento en tubos.....	27
1.5 NÚMEROS ADIMENSIONALES	28
1.5.1 Número de Reynolds.....	28
1.5.2 Número de Nusselt.....	29
1.5.3 Número de Prandtl	29
1.5.4 Número de Grashof	30
1.6 ANÁLISIS TÉRMICO GENERAL.....	31
1.6.1 Temperatura superficial constante	32
1.6.2 Diferencia de temperatura media logarítmica.....	32
1.7 CORRELACIONES DE CONVECCIÓN FORZADA.....	33
1.7.1 Correlación de Dittus-Boelter.....	33
1.7.2 Correlación de Gnielinski	34
1.8 EL MÉTODO GRÁFICO DE WILSON.....	34
2 DESCRIPCIÓN Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS.....	39
2.1 SISTEMA DE REGULACIÓN DE FLUJO	40
2.1.1 Válvula de globo	40
2.2 SISTEMA DE TRANSPORTE	41

2.2.1	Bomba	41
2.2.2	Tanque de almacenamiento.....	43
2.3	RECIPIENTE DE ENSAYOS.....	44
2.3.1	Tubo de pruebas.....	45
2.3.2	Resistencia eléctrica	45
2.3.3	Sensor de nivel.....	46
2.3.4	Válvula de alivio	47
2.4	SISTEMA ELÉCTRICO.....	48
2.4.1	Contactador	48
2.4.2	Pilotos.....	49
2.4.3	Breakers	49
2.4.4	Caja para breakers.....	50
2.5	ELEMENTOS DE MEDICIÓN.....	51
2.5.1	Indicador de temperatura	51
2.5.2	Pt100.....	52
2.5.3	Manómetro.....	53
2.5.4	Rotámetro	53
2.6	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	54
2.6.1	Radiador	55
2.6.2	Ventilador.....	55
2.7	LA ESTRUCTURA.....	56
3	PRUEBAS Y DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO	58
3.1	PRUEBAS REALIZADAS.....	58
3.2	RESULTADOS	59
3.2.1	Análisis de la situación.....	62
3.3	COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS	64
3.4	SOLUCIÓN AL PROBLEMA DEL BANCO DE PRUEBAS.....	69
3.5	DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO	70

CONCLUSIONES 73
BIBLIOGRAFÍA 74
ANEXOS 75

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1. Valores medios del coeficiente de convección.....	23
Tabla 1-2. Valores del número de Prandtl de los fluidos más comunes.	30
Tabla 2-1. Características de la bomba.	42
Tabla 2-2. Conductividad térmica de algunos materiales.	45
Tabla 2-3. Características del sensor de nivel.....	46
Tabla 2-4. Especificaciones del indicador de temperatura.	51
Tabla 3-1. Datos obtenidos en las pruebas # 1.	59
Tabla 3-2. Resultados obtenidos de los datos experimentales.....	60
Tabla 3-3. Datos obtenidos después de los arreglos realizados.	63
Tabla 3-4. Resultados # 2.....	63
Tabla 3-5. Datos de las pruebas obtenidas en el artículo.....	65
Tabla 3-6. Resultados del artículo.	65
Tabla 3-7. Datos y parámetros calculados.	67
Tabla 3-8. Presupuesto control de temperatura.	70

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Enfriamiento de una placa por convección natural.	22
Figura 1-2. Enfriamiento de una placa por convección forzada.....	22
Figura 1-3. Desarrollo de la capa límite térmica sobre un placa plana.	25
Figura 1-4. Diferencia de velocidades en un flujo.	25
Figura 1-5. Régimen laminar, de transición y turbulento.	26
Figura 1-6. Movimiento de las partículas en los flujos laminar y turbulento. 27	
Figura 1-7. Balance de energía para un fluido que recibe calor.	31
Figura 1-8. Aumento de la temperatura del fluido cuando T_s es constante. .32	
Figura 1-9. Resistencias térmicas en casco y tubo de condensadores.....	35
Figura 2-1. Componentes del banco de pruebas.....	40
Figura 2-2. Elementos principales de la válvula de globo.....	41
Figura 2-3. Partes que integran la bomba y su motor.	43
Figura 2-4. Esquema del tanque de almacenamiento.	44
Figura 2-5. Esquema de la resistencia eléctrica.....	46
Figura 2-6. Sensor de nivel.....	47
Figura 2-7. Partes de la válvula de alivio.....	47
Figura 2-8. Esquema del contactor.....	48
Figura 2-9. Esquema del piloto eléctrico.....	49
Figura 2-10. Esquema del breaker.....	50
Figura 2-11. Esquema de la caja con el riel din.	50
Figura 2-12. Esquema del indicador de temperatura.....	51
Figura 2-13. Partes del bulbo de la RTD.	52
Figura 2-14. Esquema del manómetro.	53
Figura 2-15. Esquema del rotámetro.	54
Figura 2-16. Radiador chevrolet swift.	55
Figura 2-17. Esquema del ventilador.....	56
Figura 2-18. Esquema de la estructura.	57
Figura 3-1. Banco de pruebas.	58
Figura 3-2. Método gráfico de Wilson a partir de las pruebas # 1.....	61
Figura 3-3. Método gráfico de Wilson a partir de las pruebas # 2.	64
Figura 3-4. Gráfica correspondiente al artículo.	66

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Tablas de propiedades del agua.....	76
ANEXO B. Circuitos del banco de pruebas.....	80
ANEXO C. Limpieza y mantenimiento del banco.	84
ANEXO D. Manual de operación.	90

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA, A TRAVÉS DEL MÉTODO GRÁFICO DE WILSON*

AUTORES:

LUIS FERNANDO MEJÍA HERNÁNDEZ
PEDRO SAÚL GÓMEZ MERCADO**

PALABRAS CLAVES:

Convección forzada, coeficiente de convección, método de Wilson, banco de pruebas.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo final del presente trabajo de grado, es diseñar y construir un dispositivo experimental para el laboratorio de transferencia de calor, donde los estudiantes de ingeniería mecánica puedan reforzar sus conocimientos de convección forzada, y a través de la elaboración de una práctica calculen el coeficiente de convección.

El coeficiente de transferencia de calor por convección será obtenido por medio del método gráfico de Wilson, el cual, representa una técnica sencilla y de fácil explicación para calcular dicho coeficiente. El banco de pruebas que se desea instalar en el laboratorio de transferencia de calor, consta de una bomba que hará circular agua a través de un tubo de cobre que se encuentra sometido a vapor en un recipiente de acrílico; el vapor es generado por una resistencia eléctrica. El calor que absorbe el fluido al pasar por el tubo es disipado por un radiador y su respectivo ventilador, y por el tanque de almacenamiento de la bomba. La práctica consiste en hacer variar el caudal que envía la bomba, por medio de un rotámetro, y tomar las lecturas de las temperaturas a la entrada y a la salida del tubo, y la temperatura del vapor a través de unas Pt100 que registran su valor en un indicador de temperaturas.

En el desarrollo de la práctica experimental se presentaron algunos inconvenientes para la obtención de un valor confiable del coeficiente de transferencia de calor. Por tal razón se presentó una alternativa que diera solución a este problema.

* Trabajo de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: Ing. David Fuentes.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TESTS BENCH FOR DETERMINING THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT BY FORCED CONVECTION, THROUGH THE WILSON PLOT METHOD*

AUTHORS:

LUIS FERNANDO MEJÍA HERNÁNDEZ
PEDRO SAÚL GÓMEZ MERCADO**

KEYWORDS:

Forced convection, convection coefficient, Wilson method, test bench.

DESCRIPTION:

The aim of this paper work is to design and to build an experimental device for heat transfer laboratory, when students can enhance and reinforce their forced convection knowledge and through practice development they can calculate convection coefficient.

The heat transfer coefficient by convection will be obtained through Wilson's graphic method, which is a simple technique that provides an easy explanation in order to calculate the coefficient. The test bank that we wish to install in the heat transfer laboratory has a bomb that will make circulate water through a copper tube subject to steam in an acrylic container; the steam being generated by an electric resistor. The heat that the fluid absorbs when going through the tube is dissipated by a radiator and its correspondent ventilator, and by the bomb's storage tank. The practice consist in changing the volume of flow that the bomb sends through a rotameter and to keep track to the entrance and exit temperatures of the tube, besides that also take into account the steam temperature through Pt100 that registries its value on a temperature gauge.

When developing the experimental practicing we found some inconvenients for obtaining a heat transfer coefficient reliable value, so that is why we wanted to present an alternative to solve the problem.

* Degree work.

** Physical-Mechanical Engineerings Faculty, School of Mechanical Engineering, Advisor: Eng. David Fuentes.

INTRODUCCIÓN

La importancia de los laboratorios en la enseñanza de ciencias como la física y la ingeniería, entre otras, es esencial en carreras de pregrado. El trabajo realizado en el laboratorio permite al estudiante entender con claridad los conceptos adquiridos en las clases o leídos de un libro. A través de medidas y experimentos el estudiante puede desarrollar su creatividad en la búsqueda de soluciones a los problemas planteados en la ingeniería.

La escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, actualmente posee laboratorios para distintas áreas de estudio con el fin de formar un profesional íntegro. Uno de éstos, es el laboratorio de transferencia de calor aplicada, mediante el cual el estudiante realiza diferentes prácticas con el objetivo de afianzar los conocimientos adquiridos en el curso de transferencia de calor.

El mecanismo de transferencia de calor que será objeto de nuestro estudio, es la convección. En la convección, normalmente es necesario determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección, lo cual no es una tarea sencilla, debido a geometrías complejas y lugares de difícil acceso para medir temperaturas como en el caso de los intercambiadores de calor, donde resulta complicada la medición de la temperatura de la superficie, y ésta es necesaria para hacer el cálculo del calor transferido, con base en la ley del enfriamiento de Newton. Por lo tanto, debido a que la solución del problema de la convección se realiza generalmente para geometrías sencillas y bajo varias suposiciones, resulta el método gráfico de Wilson, el cual, representa una técnica adecuada para obtener los coeficientes de convección en varios tipos de intercambiadores de calor, y para obtener correlaciones de transferencia de calor en general; este método, es una herramienta excepcional en las aplicaciones prácticas y en las actividades de investigación de laboratorio. Además, la aplicación de este método es bastante sencilla, como para recibir lecciones en las prácticas de laboratorio para los estudiantes de nivel universitario y de maestría de física e ingeniería.

En el desarrollo de este trabajo de grado, titulado “diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada, a través del método gráfico de Wilson”, se construyó un dispositivo experimental para que los estudiantes por medio de una práctica sencilla, puedan calcular los coeficientes de convección que se presentan en un intercambiador de calor, el cual está sometido a vapor y por su interior circula un líquido refrigerante que en este caso es agua.

En la organización del presente documento, se encuentra un primer capítulo dedicado a la parte teórica del mecanismo de la convección y el método gráfico de Wilson, donde se explica el funcionamiento del método y todas las ecuaciones necesarias para calcular el coeficiente de convección. En el segundo capítulo, se describen las partes que conforman el banco de pruebas y la selección de cada una de ellas. En el tercer capítulo, se muestran los datos obtenidos a partir de las pruebas experimentales realizadas, y el diseño de la práctica de laboratorio. Por último, se presentan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo de grado.

1 CONVECCIÓN

La convección, la radiación y la conducción, son los tres mecanismos básicos de transferencia de calor.

La conducción, es el flujo de calor a través de medios sólidos, líquidos o gaseosos en reposo, ésta se da desde las partículas que poseen mayor energía hacia las partículas adyacentes menos energéticas, como resultado de las interacciones entre ellas. En los gases y líquidos, la conducción ocurre por las colisiones y la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos la conducción ocurre por la combinación de las vibraciones de las moléculas y el transporte de energía por parte de los electrones libres.

La radiación, es el mecanismo de transferencia de calor a través del cual, la energía es emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas llamadas fotones, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o las moléculas. La radiación es el único mecanismo que puede transferirse en el vacío, por lo tanto, no necesita de un medio para propagarse.

La convección, se presenta por la interacción de energía entre una superficie sólida y un fluido adyacente que se encuentra en movimiento, entre más rápido se mueva el fluido, mayor será la transferencia de calor por convección. La convección es el desplazamiento de masas de algún líquido o gas, cuando una masa de un fluido se calienta al estar en contacto con una superficie de mayor temperatura, sus moléculas se separan y se dispersan, causando que la masa del fluido llegue a ser menos densa; cuando esto sucede se desplaza hacia arriba u horizontalmente hacia una región fría; mediante este mecanismo, los volúmenes más calientes transfieren calor a los volúmenes menos calientes [1].

Los procesos de transferencia de calor que implican cambio de fase de un fluido, son considerados como convección, debido a que el movimiento del fluido se induce durante el proceso, como se observa cuando las burbujas de

vapor se elevan durante el proceso de ebullición. De forma similar se puede ver en un proceso de condensación, cuando caen las pequeñas gotas.

En la convección, la rapidez de la transferencia de calor es proporcional al área de la superficie a través de la cual se transfiere el calor, a la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie, y a un factor o coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$Q_{conv} = A_s h (T_s - T_\alpha) \quad (1)$$

Esta ecuación se conoce como la ley de enfriamiento de Newton, donde A_s es el área de la superficie; h es el coeficiente de transferencia de calor por convección; T_s es la temperatura de la superficie y T_α es la temperatura del fluido¹ [2].

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende de ciertas propiedades, como la viscosidad dinámica, la conductividad térmica, la densidad, el calor específico y la velocidad del fluido. De igual forma, depende también de la aspereza, de la configuración geométrica de la superficie sólida y del tipo de flujo, bien sea laminar o turbulento. Debido a que la convección depende de tantos factores, es el mecanismo de transferencia de calor más complicado [1].

1.1 TIPOS DE CONVECCIÓN

Según la forma o quien genere el movimiento del fluido, se puede catalogar a la convección como: la libre o natural y la forzada

1.1.1 Convección natural

La convección natural, ocurre cuando el movimiento del fluido se da sin la presencia de algún equipo mecánico. Éste movimiento es causado por las fuerzas de empuje inducidas por la diferencia de densidad que se presenta por las variaciones de la temperatura. Como ejemplos de convección natural, está el enfriamiento de una cuchara caliente expuesta al ambiente, o la

¹ Como recomendación, la temperatura del fluido debe tomarse lo suficientemente lejos de la temperatura de la superficie.

pérdida de calor de una varilla de hierro caliente sumergida en un río. En la figura 1-1, se presenta un esquema de cómo se eleva el aire caliente debido a la diferencia de densidades que se presenta.

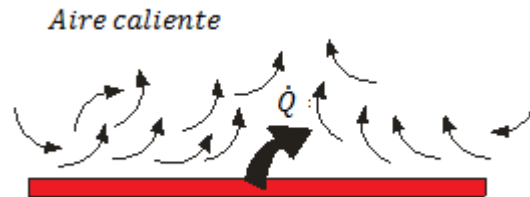


Figura 1-1. Enfriamiento de una placa por convección natural.
Fuente: editada del libro de Cengel.

1.1.2 Convección forzada

La convección forzada se presenta cuando el fluido es impulsado por una máquina que acelera su movimiento, por ejemplo, se puede utilizar un ventilador para que el aire fluya con mayor rapidez (ver figura 1-2). El proceso de transferencia de calor, es más rápido en la convección forzada que en la natural, por eso, es más común ver aplicaciones donde se usa este tipo de convección. En este trabajo de grado se usó la convección forzada, debido a que el banco de pruebas posee una bomba que hace circular agua a través de un intercambiador de calor [3].

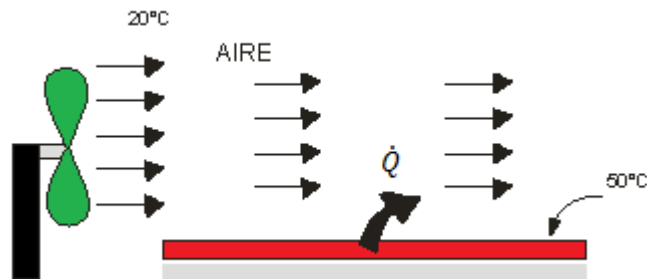


Figura 1-2. Enfriamiento de una placa por convección forzada.
Fuente: editada del libro de Cengel.

1.2 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h), no es una propiedad del fluido, sino, un parámetro determinado experimentalmente. Su valor es difícil de calcular y depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza de movimiento del fluido, las propiedades de éste y el flujo másico. La mayoría de los procesos actuales de transferencia de calor usualmente implican geometrías complejas y las soluciones analíticas no son útiles [4].

Los datos experimentales para una configuración de flujo dada, se obtienen generalmente al medir el área de transferencia de calor y la temperatura de los fluidos, para un determinado flujo de calor. De este modo, el coeficiente de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación (2) [5].

$$h = \frac{q}{A(T_s - T_f)} \quad (2)$$

Hallar el coeficiente de convección, es una tarea difícil y en muchos casos se hace imposible un análisis exacto, por lo tanto, se utilizan correlaciones a partir de datos experimentales, o de las ecuaciones de la capa límite. En la tabla 1-1, se muestran los valores típicos del coeficiente de convección en diferentes condiciones de flujo [6].

TIPO DE CONVECCIÓN	$h_c \text{ W m}^2 \text{ K}$
Convección libre (aire)	3 - 25
Convección libre (agua)	15 -100
Convección forzada (aire)	10 - 200
Convección forzada (agua)	50 - 10 000
Convección forzada (sodio liquido)	10 000 - 100 000
Condensación de vapor	5000 - 50 000
Ebullición de agua	3000 -100 000

Tabla 1-1. Valores medios del coeficiente de convección.

Fuente: libro de Incropera.

La principal dificultad de la ecuación (2), es medir la temperatura de la superficie, es aún más complicado si la superficie de transferencia de calor no es accesible, como sucede en los intercambiadores de calor. Por lo tanto, cualquier método alternativo para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección, es de especial interés debido a sus aplicaciones prácticas.

Teniendo en cuenta las razones citadas anteriormente, se ha diseñado y construido, un dispositivo experimental para el laboratorio de transferencia de calor aplicada, con el fin de permitirle a los estudiantes llevar a cabo experimentos basados en la aplicación del método gráfico de Wilson, para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección [5].

1.3 CAPA LÍMITE TÉRMICA

La capa límite térmica, se desarrolla cuando la capa del fluido adyacente a la superficie toma la velocidad de ésta, en otras palabras, cuando la velocidad es cero respecto a la superficie; también se desarrolla la capa límite, cuando un fluido que se encuentra a una temperatura específica, fluye sobre una superficie que posee una temperatura distinta.

En un flujo libre de un fluido a una temperatura uniforme T_α , sobre una placa plana isotérmica a la temperatura T_S , las partículas del fluido adyacente a la superficie, alcanzan el equilibrio con la placa y toman la temperatura superficial. Entonces, las partículas del fluido adyacentes a la superficie, intercambiarán energía con las partículas de fluido que están más cercanas, y así sucesivamente. Como resultado, se desarrolla un perfil de temperatura en el campo de flujo que va desde T_S en la superficie hasta T_α . La región del flujo sobre la superficie, en la cual la variación de la temperatura que se da en dirección normal es significativa, se conoce como la capa límite térmica (ver figura 1-3).

El espesor en la capa límite térmica (δ_t), en cualquier lugar a lo largo de la superficie, se define como la distancia desde la superficie a la cual la diferencia de temperatura $T - T_S = 0.99(T_\alpha - T_S)$.

En el flujo sobre una superficie calentada o enfriada, tanto la capa límite de la velocidad como la térmica, se desarrollan en forma simultánea. Dado que la velocidad del fluido tendrá una fuerte influencia sobre el perfil de temperaturas, el desarrollo de la capa límite de la velocidad en relación con la térmica, tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección [1].

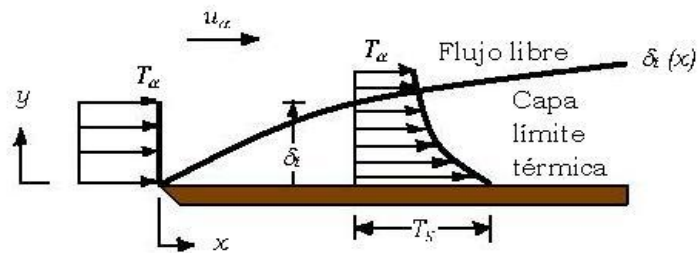


Figura 1-3. Desarrollo de la capa límite térmica sobre un placa plana.
Fuente: editada del libro de Incropera.

1.4 FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO

A través de un tubo se puede observar la diferencia entre un flujo laminar y uno turbulento. Con el debido cuidado, se puede observar que a velocidades bajas se obtienen corrientes suaves, mientras que si se incrementa la velocidad por encima de un valor crítico, las líneas de corriente se vuelven caóticas como se ve en la figura 1-4.

Para el primer caso, el flujo se denomina laminar y se caracteriza porque presenta corrientes suaves y un movimiento altamente ordenado; mientras que para el segundo caso, existen fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado, denominado flujo turbulento [1].

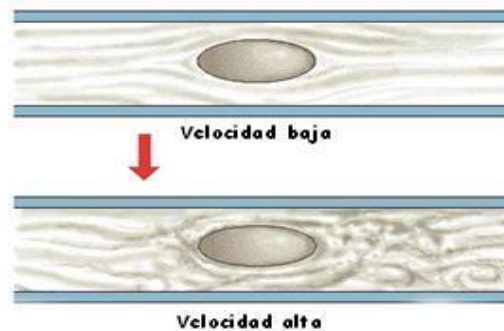


Figura 1-4. Diferencia de velocidades en un flujo.
Fuente: <http://rabfis15.uco.es>.

La transición de flujo laminar al turbulento no ocurre en forma repentina, por el contrario, tiene lugar sobre cierta región entre la laminar y la turbulenta. La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos. Existe flujo laminar, cuando los fluidos altamente viscosos como los aceites, fluyen en tubos pequeños o ductos estrechos.

En la figura 1-5, se observa el desarrollo de un fluido hasta llegar al régimen turbulento. En la capa límite turbulenta, es posible identificar tres regiones diferentes: una subcapa laminar, donde el transporte lo domina la difusión y el perfil de velocidad es casi lineal; una capa de amortiguamiento, donde la mezcla por difusión y turbulenta son comparables; y una región turbulenta, donde el transporte es dominado por la mezcla turbulenta.

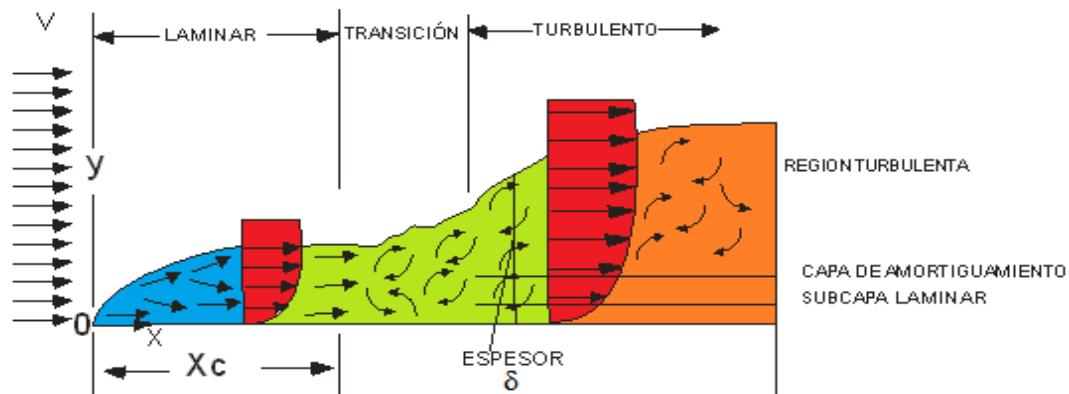


Figura 1-5. Régimen laminar, de transición y turbulento.

Fuente: editada del libro de Cengel.

También se dan perfiles típicos de velocidad promedio en flujo laminar y turbulento. Nótese que en el turbulento, el perfil de velocidad está mucho más lleno que en el laminar, con una caída brusca cerca de la superficie [4].

El mezclado intenso del fluido en el régimen turbulento, mejora la transferencia del calor y la cantidad de movimiento entre las partículas de ese fluido, lo cual incrementa la fuerza de fricción sobre la superficie y la velocidad de la transferencia de calor por convección; además, causa un aumento de espesor en la capa límite. Tanto el coeficiente de fricción como el de transferencia de calor, alcanzan sus valores máximos cuando el flujo se vuelve por completo turbulento. Por lo tanto, no causará sorpresa que se realice un esfuerzo especial, en el diseño de los coeficientes de transferencia de calor asociados con el flujo turbulento. Sin embargo, el mejoramiento de la

transferencia de calor en el flujo turbulento no es libre, es posible que sea necesario usar una bomba de mayor tamaño, para vencer las fuerzas de fricción más grandes que vienen acompañando a la velocidad más alta de la transferencia de calor.

1.4.1 Flujo laminar y turbulento en tubos

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones establecidas (ver figura 1-6). El número de Reynolds es el que determina la condición del flujo.

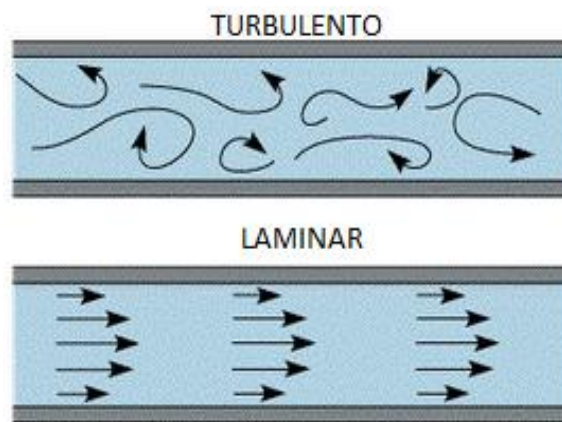


Figura 1-6. Movimiento de las partículas en los flujos laminar y turbulento.
Fuente: <http://jotuna.wordpress.com>.

Resulta conveniente tener valores precisos de los números de Reynolds para flujo laminar, de transición y turbulento; pero en la práctica este no es el caso, debido a que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación que ese flujo recibe por parte de la aspereza de la superficie, las vibraciones del tubo y las fluctuaciones en el flujo.

En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2.300$ y turbulento para $Re > 10.000$, en los valores intermedios es de transición². En el flujo interno, el fluido está confinado por completo por las superficies interiores del tubo, y por consiguiente, existe un límite en el crecimiento posible de la capa límite [2] [1].

² Se debe tener presente que en muchos casos, el flujo se vuelve completamente turbulento para $Re > 4.000$.

La temperatura media de un fluido $T_{l,m}$, cambia durante el calentamiento o el enfriamiento; Así mismo, las propiedades del fluido suelen evaluarse en la temperatura media del fluido, la cual, es el promedio aritmético de las temperaturas a la entrada y a la salida del tubo:

$$T_{l,m} = T_{l,in} + T_{l,out} / 2 \quad (3)$$

1.5 NÚMEROS ADIMENSIONALES

En el análisis de la convección, es común quitar las dimensiones a las expresiones matemáticas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los números adimensionales. A continuación se describen los números adimensionales usados en los problemas de convección.

1.5.1 Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Osborn Reynolds, descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa mediante la ecuación:

$$Re = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{V L_C}{\nu} \quad (4)$$

Donde L_C es la longitud característica³ de la configuración geométrica; V es la velocidad característica del fluido y ν es la viscosidad cinemática⁴.

A números de Reynolds grandes, las fuerzas de inercia proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas, y como consecuencia, éstas últimas no pueden impedir las

³ En el caso de los tubos circulares, sería el diámetro.

⁴ La viscosidad cinemática tiene unidades $[m^2/s]$, que son idénticas a la de la difusividad térmica, y se puede entender como la difusividad viscosa o la difusividad para la cantidad de movimiento.

fluctuaciones aleatorias y rápidas del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para suprimir estas fluctuaciones y mantener el fluido alineado. Por lo tanto, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo es laminar.

El número de Reynolds en el cual el flujo se vuelve turbulento se llama número crítico de Reynolds. El valor de este número crítico depende de las configuraciones geométricas dadas [4].

1.5.2 Número de Nusselt

El número de Nusselt (Nu), es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección), comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera sólo por conducción. Se define como:

$$Nu = \frac{h L_C}{k_l} = \frac{\text{Transferencia de calor por conveccion}}{\text{Transferencia de calor por conduccion}} \quad (5)$$

Donde L_C es la longitud característica e igual al volumen del cuerpo dividido por su área superficial; k_l es la conductividad térmica del fluido y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

Existen muchas correlaciones empíricas que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie. En las correlaciones de convección forzada, el número de Nusselt es función del número de Reynolds y del número Prandtl, mientras que en convección natural, el número de Nusselt es función del número de Grashof y del número Prandtl o del número de Rayleigh y del número de Prandtl⁵.

1.5.3 Número de Prandtl

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica, es por medio del número de Prandtl, definido como:

$$Pr = \frac{\text{velocidad de difusion de momento}}{\text{velocidad de difusion de calor}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k_l} \quad (6)$$

⁵ Debido a que el producto del número de Grashof y el número de Prandtl, da como resultado el número de Rayleigh. $R_a = G_r * Pr$

Donde α es la difusividad térmica; μ es la viscosidad dinámica y c_p es la capacidad calorífica a presión constante.

Los números de Prandtl de los fluidos, tienen valores por debajo de 0.01 para los metales líquidos, y por encima de 100.000 para los aceites pesados (ver tabla 1-2). Para el agua el número de Prandtl es del orden de 10. Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor, se disipan a través del fluido a una velocidad cercana. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \leq 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \geq 1$), en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en comparación con la capa límite de la velocidad [1] [4].

FLUIDO	Pr
Metales líquidos	0.004 - 0.030
Gases	0.7 - 1.0
Agua	1.7 -13.7
Aceites	50 - 100 000
Glicerina	2000 - 100 000

Tabla 1-2. Valores del número de Prandtl de los fluidos más comunes.

Fuente: libro de Incropera.

1.5.4 Número de Grashof

El Número de Grashof, es un número adimensional que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$G_r = \frac{L_c^3 T_s - T_\alpha \beta g}{\nu^2} \quad (7)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad y β es el coeficiente de expansión térmica.

1.6 ANÁLISIS TÉRMICO GENERAL

En ausencia de cualquier interacción de trabajo, como el calentamiento mediante una resistencia eléctrica, la ecuación de conservación de la energía para el flujo estacionario de un fluido en un tubo, se puede expresar como:

$$Q = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (8)$$

Donde T_e y T_i son las temperaturas medias del fluido a la salida y a la entrada del tubo, respectivamente; y Q es la razón de la transferencia de calor. En la figura 1-7, se observa el balance de energía para el calentamiento de un fluido que circula por un tubo.

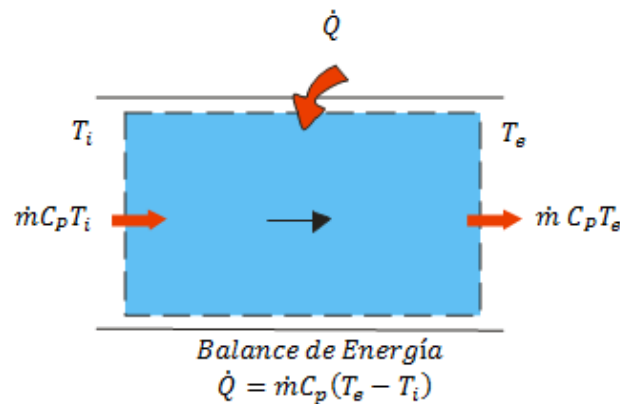


Figura 1-7. Balance de energía para un fluido que recibe calor.

Fuente: editada del libro de Cengel.

La condición de temperatura superficial constante, se presenta cuando ocurre un cambio de fase, como la ebullición o la condensación, en la superficie exterior de un tubo. Se tiene la condición de flujo de calor constante en la superficie, cuando el tubo se somete al calentamiento por medio de la radiación o una resistencia eléctrica, de manera uniforme desde todas las direcciones.

El flujo de calor en la superficie se expresa como:

$$q_s = h_x (T_s - T_m) \quad [W/m^2] \quad (9)$$

Donde h_x es el coeficiente de transferencia de calor local, y T_s y T_m son las temperaturas en la superficie y media del fluido, respectivamente. La temperatura media T_m de un fluido que circula por un tubo, debe cambiar

durante el calentamiento o el enfriamiento. Por lo tanto, cuando h_x es constante, la temperatura superficial T_s debe cambiar cuando q_s es constante; y el flujo de calor en la superficie q_s debe cambiar cuando T_s es constante [1].

1.6.1 Temperatura superficial constante

Con base en la ley del enfriamiento de Newton vista en la ecuación (1), la razón de la transferencia de calor desde o hacia un fluido que circula en un tubo, se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q = h A_s \Delta T_{prom} = h A_s T_s - T_m \text{ prom} \quad (10)$$

Donde ΔT_{prom} es alguna diferencia promedio de temperatura, entre el fluido y la superficie. Considerando el calentamiento de un fluido en un tubo de sección transversal constante, cuya superficie interior se mantiene a una temperatura constante de T_s , se sabe que la temperatura media del fluido T_m , aumenta en la dirección del flujo debido a la transferencia de calor (ver figura 1-8), es decir, el aumento en la energía del fluido es igual al calor transferido por convección desde la superficie del tubo.

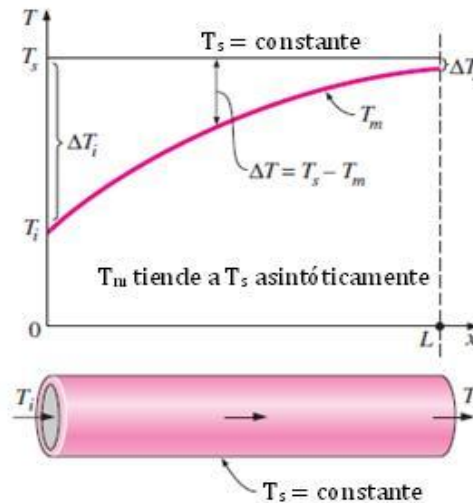


Figura 1-8. Aumento de la temperatura del fluido cuando T_s es constante.
Fuente: libro de Cengel.

1.6.2 Diferencia de temperatura media logarítmica.

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{lm} , se obtiene al seguir el rastro del perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del tubo, y es una

representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie.

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_i - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_i}} \quad (11)$$

En la figura 1-8, se observan las variaciones de temperatura a la entrada y a la salida del tubo, las cuales se usan para calcular la ΔT_{lm} . Cuando ΔT_e difiere de ΔT_i en no más de 40%, el error al usar la diferencia media aritmética de temperatura es menor a 1%; pero el error se incrementa hasta niveles indeseables cuando ΔT_e , difiere de ΔT_i en cantidades mayores. Por lo tanto, siempre se debe usar la diferencia de temperatura media logarítmica, cuando se determine la transferencia de calor por convección en un tubo cuya superficie se mantenga a una temperatura constante T_s ⁶ [1].

1.7 CORRELACIONES DE CONVECCIÓN FORZADA

El análisis en condiciones de flujo turbulento es muy complicado, por lo tanto, la determinación del coeficiente de convección se basa en correlaciones empíricas. A continuación, se verán unas de las correlaciones que se usan para calcular el número de Nusselt, y éstas correlaciones, se comparan al final con la correlación que resulta de aplicar el método gráfico de Wilson.

1.7.1 Correlación de Dittus-Boelter

La ecuación de Dittus-Boelter es una de las correlaciones preferidas para el cálculo del coeficiente de convección y se define como:

$$Nu_D = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (12)$$

Donde $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$) y 0.3 para enfriamiento ($T_s < T_m$).

Estas ecuaciones están confirmadas de forma experimental para las siguientes condiciones: $0.7 \leq Pr \leq 160$; $Re \geq 10\,000$; $\frac{L}{D} \geq 10$. Sólo se debe usar para

⁶ En este proyecto de grado se usó la ΔT_{lm} , debido a que la temperatura superficial del tubo permanece constante.

pequeñas diferencias de temperaturas ($T_s - T_m$), y las propiedades se evalúan en T_m .

1.7.2 Correlación de Gnielinski

Es una correlación modificada, por lo general se usa para valores pequeños del número de Reynolds y tiene la siguiente forma:

$$Nu_D = \frac{f/8 \cdot Re - 1000 \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot f/8 \cdot Re^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Donde, para tubos lisos el factor de fricción f está dado por:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

La correlación es válida para $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y $3000 < Re < 5 \times 10^6$; las propiedades se evalúan en T_m . La correlación de Gnielinski ofrece en alto nivel de precisión, pero hay que tener en cuenta que se usa para tubos lisos [4].

1.8 EL MÉTODO GRÁFICO DE WILSON

Este método propone una técnica sencilla para calcular los coeficientes de convección en casco y tubo de condensadores, cuando existe una condensación del vapor en el exterior de los tubos, debido a la circulación de un líquido refrigerante a través de ellos. El método consiste en separar la resistencia térmica de la convección interior de las otras resistencias térmicas presentes en el proceso global de transferencia de calor. La resistencia térmica total del proceso de condensación (R_{ov}), se puede expresar como la suma de las resistencias térmicas (ver figura 1-9) correspondientes a la convección externa (R_0), a la película de ensuciamiento externa ($R_{f,o}$), a la pared del tubo (R_t), a la película de ensuciamiento interna ($R_{f,i}$) y a la convección interna (R_i), como se muestra en la ecuación (15):

$$R_{ov} = R_0 + R_{f,o} + R_t + R_{f,i} + R_i \quad (15)$$

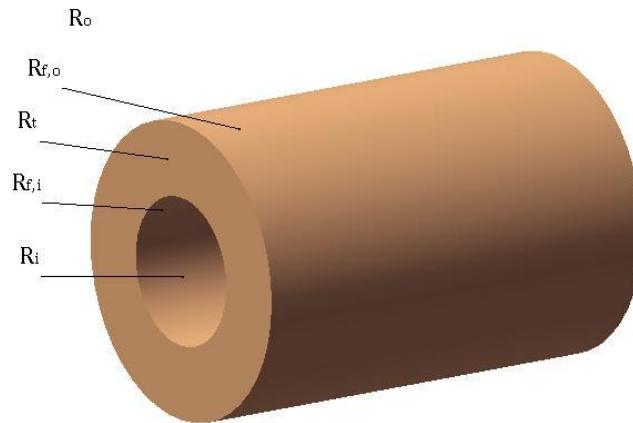


Figura 1-9. Resistencias térmicas en casco y tubo de condensadores.
Fuente: los autores.

Por otro lado, la resistencia térmica total se puede escribir como una función del coeficiente global de transferencia de calor, dado por la superficie interna o externa de los tubos y el área correspondiente. En la ecuación (16), se expresa la resistencia térmica total en función del coeficiente global de transferencia de calor debido a la superficie externa (U_o) y el área exterior (A_o).

$$R_{ov} = \frac{1}{U_o A_o} \quad (16)$$

Las resistencias térmicas en cada uno de los procesos de transferencia de calor considerados en la ecuación (15), se obtienen de las ecuaciones (17), (18), (19), (20) y (21), respectivamente.

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} \quad (17)$$

$$R_{f,o} = \frac{1}{h_{f,o} A_o} \quad (18)$$

$$R_t = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L_t} \quad (19)$$

$$R_{f,i} = \frac{1}{h_{f,i} A_i} \quad (20)$$

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (21)$$

Donde h_i y h_o , son los coeficientes de convección interior y exterior; $h_{f,i}$ y $h_{f,o}$, son los factores de ensuciamiento de la superficie interior y exterior del tubo; d_i y d_o son los diámetros interior y exterior del tubo, k_t es la conductividad térmica del tubo, L_t es la longitud del tubo y A_i es el área de la superficie interior del tubo.

Analizando las ecuaciones de las resistencias térmicas, se puede ver que al modificar el flujo del líquido refrigerante, el cambio en la resistencia térmica total se debe principalmente a la variación del coeficiente de convección interior, debido a que el resto de resistencias térmicas permanecen casi constantes. Por lo tanto, la resistencia térmica de la convección exterior, las resistencias térmicas de las películas de ensuciamiento y la resistencia térmica de conducción en el tubo, pueden considerarse constantes, como se indica en la ecuación (22), donde C_1 es la constante.

$$R_0 + R_{f,o} + R_t + R_{f,i} = C_1 \quad (22)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección para un flujo turbulento en tubos circulares, se puede obtener de la ecuación (23), con base en la correlación propuesta por Dittus-Boelter, con el exponente del número de Prandtl que se supone conocido e igual a 0,4.

$$h_i = C Re^m Pr^{0.4} \left(\frac{k_l}{d_i}\right) \quad (23)$$

Donde k_l es la conductividad térmica del líquido.

Si se omiten los efectos de la variación del caudal en las propiedades del fluido, el coeficiente de convección interno será proporcional a Re^m de acuerdo a la ecuación (23), y la resistencia térmica de la convección interior será proporcional a $1/Re^m$, como se ve en la ecuación (24), donde C_2 es constante.

$$R_i = C_2 \frac{1}{Re^m} \quad (24)$$

Además, teniendo en cuenta las ecuaciones (15), (22) y (24), la resistencia térmica total se obtiene como una función lineal de $1/Re^m$, de acuerdo a la ecuación (25). A primera vista, la expresión (25) muestra que C_1 es la

intersección de la regresión lineal y el eje de la resistencia térmica total, y C_2 es la pendiente de la línea recta.

$$R_{ov} = C_1 + C_2 \frac{1}{Re^m} \quad (25)$$

Por otro lado, la resistencia térmica total y el número de Reynolds del líquido refrigerante, pueden obtenerse a partir de los datos experimentales que se toman. La resistencia térmica total se puede calcular por medio de la ecuación (26), a través de las mediciones experimentales de las temperaturas del líquido refrigerante a la entrada ($T_{l,in}$) y a la salida ($T_{l,out}$) y la temperatura de condensación del vapor (T_v), a diferentes velocidades del flujo de masa (m_l) del líquido refrigerante. La diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{lm}) y el flujo de calor (Q) se obtienen de las ecuaciones (27) y (28), respectivamente. El número de Reynolds del líquido refrigerante se obtiene de la ecuación (29) de acuerdo al flujo de masa correspondiente. En las ecuaciones (28) y (29), Cp_l es el calor específico del líquido refrigerante, ρ_l es su densidad, μ_l es la viscosidad dinámica y v_l es la velocidad dentro del tubo.

$$R_{ov} = \frac{\Delta T_{lm}}{q} \quad (26)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_v - T_{l,in} - (T_v - T_{l,out})}{\ln[(T_v - T_{l,in}) / (T_v - T_{l,out})]} \quad (27)$$

$$Q = m_l Cp_l (T_{l,out} - T_{l,in}) \quad (28)$$

$$Re = \frac{\rho_l v_l d_i}{\mu_l} \quad (29)$$

Por lo tanto, si se supone el valor del exponente m , la resistencia térmica total se puede representar como una función de los valores experimentales de $1/Re^m$. La ecuación de la recta dada por los datos experimentales, se obtiene mediante una regresión lineal simple. Entonces, los valores de las constantes C_1 y C_2 se obtienen de acuerdo a la ecuación (25). Una vez que las constantes C_1 y C_2 se determinan, los coeficientes de convección externo e interno y el parámetro desconocido C en la ecuación (23), se calculan a partir de las ecuaciones (30), (31) y (32), respectivamente.

$$h_o = \frac{1}{C_1 - R_{f,o} + R_t + R_{f,i} A_o} \quad (30)$$

$$h_i = \frac{Re^m}{C_2 A_i} \quad (31)$$

$$C = \frac{1}{C_2 \frac{k_l}{d_i} Pr^{0.4} A_i} \quad (32)$$

La ecuación (30) se obtiene a raíz de las ecuaciones (17) y (22), la ecuación (31) se da al igualar las ecuaciones (21) y (24), y la ecuación (32) se obtiene igualando las ecuaciones (23) y (31).

El método que se acaba de explicar, es conocido como el método gráfico de Wilson, en el cual se obtienen los valores medios de los coeficientes de convección interior y exterior, en función del flujo de masa del líquido refrigerante. Además, el coeficiente adimensional C también se calcula, y la correlación general queda determinada. El valor del exponente m , se determina al darle valores cercanos a 0.8 y al final se escoge el valor que arroja el mejor ajuste en la regresión lineal [5].

2 DESCRIPCIÓN Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS

El dispositivo experimental desarrollado en este trabajo de grado, está conformado por las siguientes partes (ver figura 2):

- ✓ **Sistema de regulación de flujo.** Consta de 2 válvulas.
- ✓ **Sistema de transporte.** Contiene una bomba y su respectivo tanque de almacenamiento.
- ✓ **Recipiente de ensayos.** Contiene el tubo de pruebas, la resistencia eléctrica, el sensor de nivel y la válvula de alivio.
- ✓ **Sistema eléctrico.** Se encuentra un contactor, los pilotos, los breakers⁷ y la caja para breakers.
- ✓ **Elementos de medición.** Conformado por el indicador de temperaturas, los sensores de temperatura, el manómetro y el rotámetro.
- ✓ **Sistema de refrigeración.** Posee un radiador y un ventilador.
- ✓ **La estructura.** Se encarga de soportar el peso de todos los equipos.

La conexión hidráulica, se hizo a través de mangueras de 1" y de ½" marca Parker, y una gama de racores y abrazaderas en aluminio, bronce, acero y galvanizadas.

⁷ Es un interruptor utilizado como elemento de protección eléctrica, el cual se acciona automáticamente al presentarse sobrecarga o corto circuito.

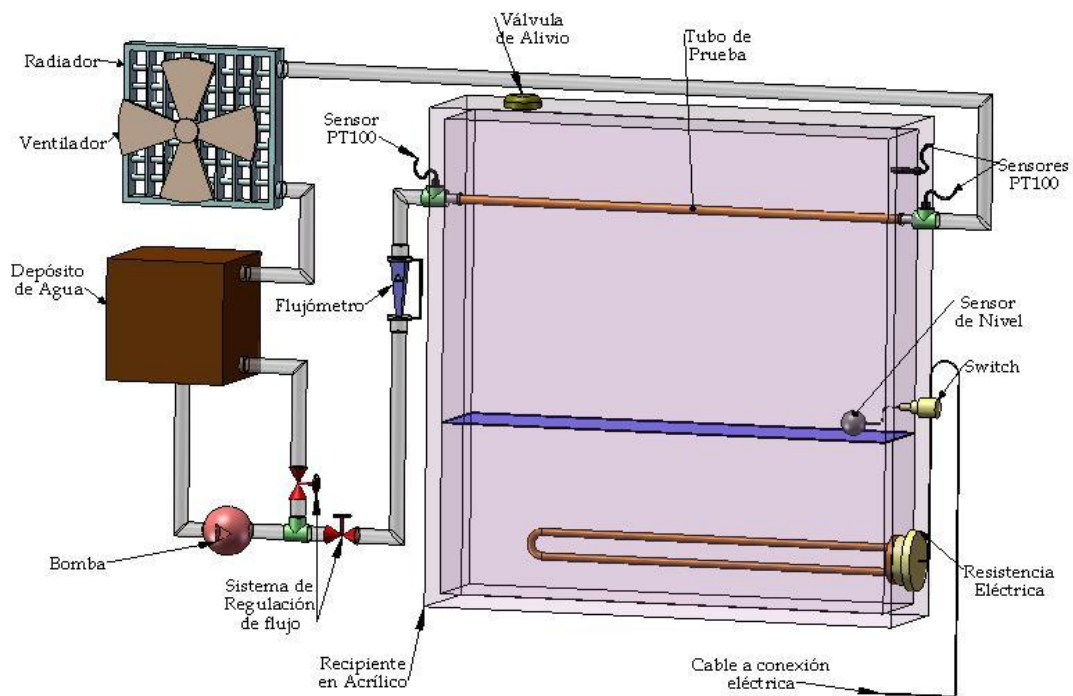


Figura 2-1. Componentes del banco de pruebas⁸.
Fuente: los autores.

2.1 SISTEMA DE REGULACIÓN DE FLUJO

La función de este sistema, es suministrar el caudal deseado en las pruebas experimentales y desviar el resto del flujo al tanque de almacenamiento de la bomba. La válvula encargada de regular el caudal, y la que opera como válvula de descarga, son tipo globo.

2.1.1 Válvula de globo

Las válvulas de globo, son comúnmente usadas para cortar o regular el flujo, siendo éste último su uso principal; por esta razón, se escogieron dos válvulas de este tipo, debido a que se necesitan variaciones de caudal en la práctica que ofrece este proyecto de grado.

⁸ La figura no se encuentra a escala.

Las características principales de estas válvulas incluyen operación frecuente y estrangulación al grado deseado; aunque presentan caída considerable de presión y pueden generar turbulencia. En estas válvulas, el fluido sigue una trayectoria de 90° , y la gran mayoría son unidireccionales y tienen una flecha fundida en el cuerpo que indica la circulación correcta del fluido.

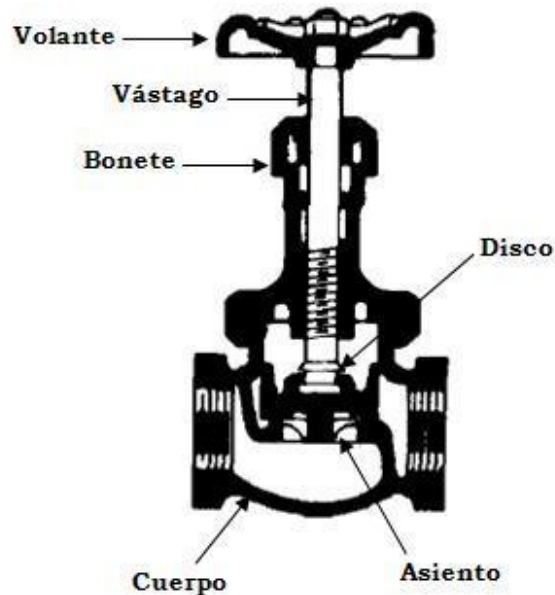


Figura 2-2. Elementos principales de la válvula de globo.
Fuente: editada del libro de Greene.

2.2 SISTEMA DE TRANSPORTE

Está encargado de hacer circular el fluido por el tubo de pruebas, y por los demás componentes que integran el circuito cerrado del dispositivo experimental. La bomba es la máquina que convierte la convección natural en convección forzada, debido a que obliga al líquido a fluir por un ducto.

2.2.1 Bomba

Se seleccionó una bomba centrífuga, debido a que para la aplicación de este trabajo de grado se requiere que ésta transporte el fluido, más no que levante presión. Este tipo de bomba, puede manejar desde caudales muy pequeños hasta enormes caudales; y las de mayor tamaño pueden alcanzar una

eficiencia superior al 90%. Por lo general el montaje de la bomba se hace de forma horizontal, para así facilitar el acceso a ella cuando se le vaya a realizar mantenimiento; aunque las de mayor tamaño muchas veces se instalan de forma vertical, debido a la limitación de espacio [8].

La práctica realizada en este proyecto de grado, no requiere grandes exigencias con respecto a la bomba, por lo tanto, no requiere de una cabeza grande, ni de una alta presión, ni de un gran caudal⁹. Otra de las causas que influyeron en la selección de este tipo de bomba, fue la disponibilidad de ésta en el mercado de la ciudad de Bucaramanga y su bajo costo.

En la tabla 2-1, se muestran las características de la bomba centrífuga instalada en el banco de pruebas.

BOMBA DE AGUA		Modelo: ENET-BA05	Succión máx.: 12 Mts
Caudal: 5 - 35 Lts/min	Altura: 35 - 3 Mts	Temperatura máxima: 80 °C	
Altura máxima: 35 Mts		Caudal máximo: 2100 Lts/hora	
DATOS DEL MOTOR		Voltaje: 110/220 v	Frecuencia: 50/60 Hz
Velocidad: 3450 rpm	Grado de Protección: 44	Capacitancia: 18 µF	
Pot. Nominal: 0.42 KW	Potencia: 1/2 Hp	Pot. Máxima: 510 W	

Tabla 2-1. Características de la bomba.

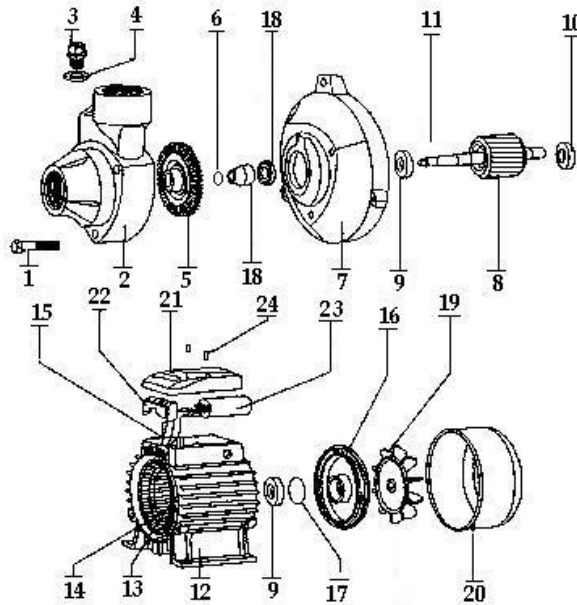
Fuente: manual de instrucciones de la bomba.

De acuerdo a los datos que se muestran en la tabla 2-1, la bomba cubre los requerimientos que exige el dispositivo experimental, tanto en caudal como en altura¹⁰.

A continuación en la figura 2-3, se observa el despiece de la bomba centrífuga que fue seleccionada para operar en el banco de pruebas.

⁹ El caudal máximo utilizado en las pruebas, es de 3 litros/minuto.

¹⁰ La elevación no es superior a 2 metros.



LISTADO DE PARTES	
1- Tornillo	13- Estator
2- Cuerpo de la bomba	14- Bobina del estator
3- Tornillo superior	15- Cable de conexión
4- Arandela	16- Cubierta trasera del motor
5- Impulsor	17- Arandela de resorte
6- Anillo de fijación	18- Goma de sellado
7- Cubierta frontal del motor	19- Ventilador
8- Rotor	20- Cubierta del ventilador
9- Rodamiento	21- Cubierta de terminales
10- Rodamiento	22- Bloque de terminales
11- Unidad de cierre	23- Capacitor
12- Cuerpo del motor	24- Tornillo

Figura 2-3. Partes que integran la bomba y su motor.

Fuente: manual de instrucciones de la bomba.

Por medio del tornillo superior (parte 3), se realiza el cebado de la bomba para evitar que ésta trabaje en vacío y ocasione daños al impulsor.

2.2.2 Tanque de almacenamiento

El diseño del tanque se realizó en base a una regla que existe para estos casos, la cual dice que la capacidad del tanque de la bomba, es de 2 a 3 veces su caudal. Las dimensiones finales del tanque rectangular son: 60 x 50 x 45 centímetros, que da como resultado un volumen de 135.000 cm³, lo cual equivale a 3.86 veces el caudal de la bomba.

Se decidió hacerlo un poco más grande, debido a la existencia de una limitante de temperatura en el uso del rotámetro. Dado que el radiador reduce la temperatura en un rango de 10 a 20 grados aproximadamente, se necesitaba mayor área de disipación en el tanque para cubrir la limitante mencionada y proteger el equipo (ver figura 2-4).

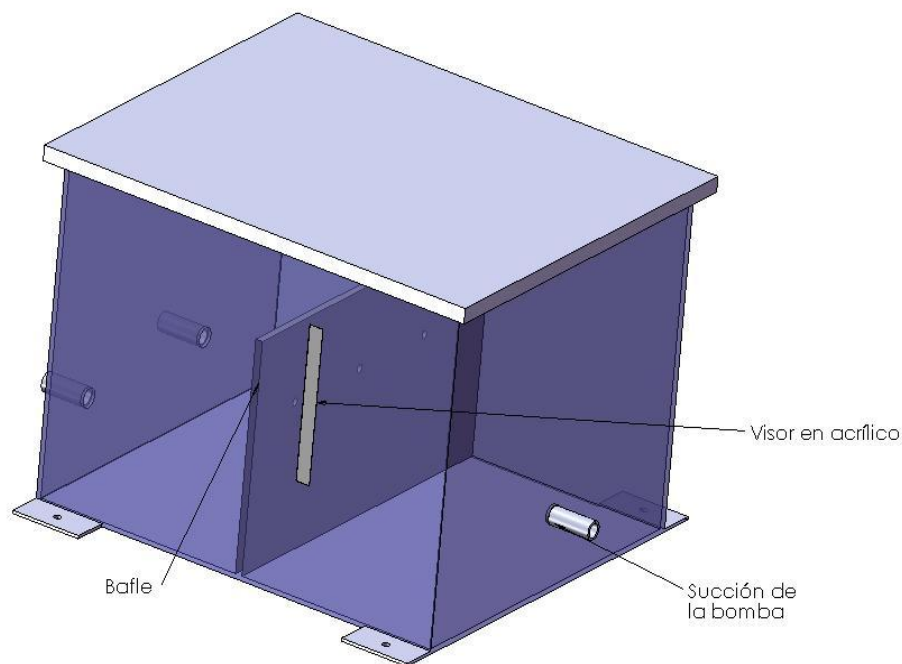


Figura 2-4. Esquema del tanque de almacenamiento.

Fuente: los autores.

2.3 RECIPIENTE DE ENSAYOS

El recipiente en acrílico visto en la figura 2-1, es la parte más sensible de este proyecto de grado, debido a que se genera vapor en su interior y esto implica una construcción muy precisa para evitar fugas. Las paredes del acrílico son de 8 mm de espesor y sus medidas internas son: 40 cm de largo, 10 cm de ancho y 40 cm de alto. Cuenta con una tapa atornillada en la parte de arriba, para que se pueda cambiar el tubo de pruebas y hacerle mantenimiento al recipiente después de un periodo de uso determinado.

2.3.1 Tubo de pruebas

Su función es extraer el calor al vapor generado, a través de un líquido refrigerante que fluye por su interior. El tubo es de cobre, y su diámetro exterior e interior es de 6.4 y 4.9 mm, respectivamente, y su longitud es de 35 cm; fue seleccionado por su bajo costo y por su buena conductividad térmica (ver tabla 2-2).

El tubo de pruebas debe ser cambiado o limpiado periódicamente, para evitar que la resistencia de ensuciamiento aumente su valor y tenga que ser considerada en los cálculos. El método gráfico de Wilson omite el valor de esta resistencia, debido a que el tubo de cobre es instalado por primera vez y la película de ensuciamiento es prácticamente nula.

MATERIAL	k (W/m k)	MATERIAL	k (W/m k)
Acero	80.2	Bronce	52
Acero inoxidable	15.1	Diamante	2300
Aluminio	237	Ladrillo	0.72
Arcilla	1.3	Madera	0.16
Carbón	1.6	Oro	317
Cinc	116	Plata	429
Cobre	401	Teflón	0.35
Corcho	0.039	Vidrio	1.4

Tabla 2-2. Conductividad térmica de algunos materiales.

Fuente: libro de Incropera.

2.3.2 Resistencia eléctrica

Es la encargada de suministrar el calor para evaporar el agua, está hecha en cobre y se acopla a través de una rosca NPT¹¹ de 1 ¼ ". Entrega una potencia de 1500 Watt a 110 voltios y su geometría se puede observar en la figura 2-5.

¹¹ Rosca americana cónica para tubos.



Figura 2-5. Esquema de la resistencia eléctrica.

Fuente: los autores.

2.3.3 Sensor de nivel

Es un sensor de tipo mecánico, su función consiste en apagar la resistencia eléctrica a través de un contactor, para niveles bajos de agua, y así evitar daños en ella. En la tabla 2-3, se encuentran los datos técnicos del sensor de nivel instalado en el banco de pruebas, y se puede observar que soporta la temperatura del vapor, lo cual, era la principal necesidad en el proceso de selección.

SENSOR DE NIVEL	
Marca	EBC
Modelo	HT-PP-10
Voltaje nominal	220 VAC/24 VDC
Corriente nominal	0.8 A
Impedancia de aislamiento	10 MΩ
Rango de temperatura	-10 °C a 130 °C

Tabla 2-3. Características del sensor de nivel.

Fuente: catálogo del sensor de nivel.

A continuación se observa en la figura 2-6, el esquema del sensor de nivel, este sensor, es de montaje horizontal y cuando se encuentra en la posición mostrada en la figura 2-6, abre el circuito de alimentación de la resistencia.

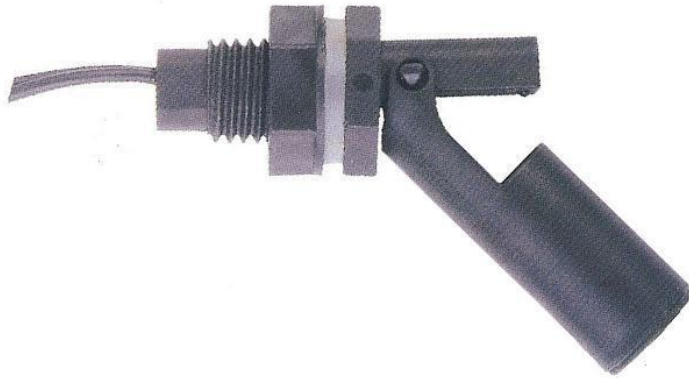


Figura 2-6. Sensor de nivel.
Fuente: catálogo del sensor de nivel.

2.3.4 Válvula de alivio

Se encuentra ubicada en la parte de arriba y su función es proteger el recipiente de ensayos de un incremento considerable de la presión; además, evitar que el agua cambie su punto de ebullición, debido a que se necesita la temperatura superficial del tubo casi constante.

La válvula está ajustada a 2 psi manométricos, para mantenerla cercana a la presión atmosférica y asegurar que el vapor esté a la misma temperatura en toda la práctica. En la figura 2-7, se observan las características de la válvula.

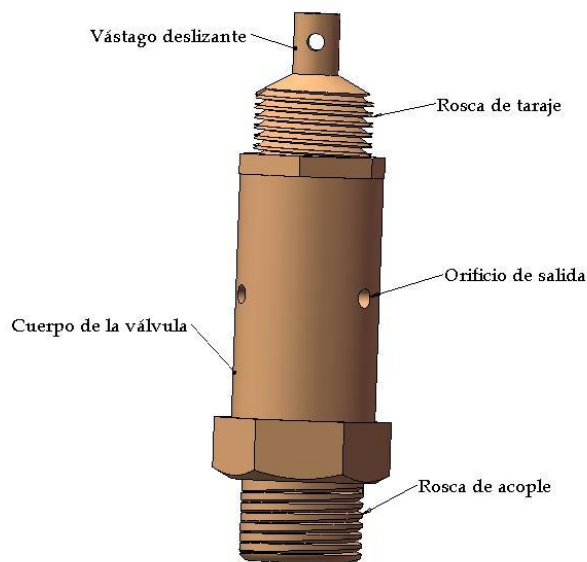


Figura 2-7. Partes de la válvula de alivio.
Fuente: los autores.

2.4 SISTEMA ELÉCTRICO

Su función es suministrar energía a los equipos eléctricos del banco de pruebas, tales como la bomba, el ventilador y la resistencia eléctrica. Cuenta con dispositivos que además de ser interruptores, protegen a los equipos de sobrecargas evitando daños severos.

El sistema está conectado a una red de 110 voltios, y éste permite energizar independientemente, cada uno de los equipos que integran el banco.

2.4.1 Contactor

Es un dispositivo electromecánico que permite o interrumpe el paso de la corriente, en el instante que se energiza su bobina. Reemplazan a los interruptores, debido a que hacen la función del mando a distancia, gracias al electroimán que cierra los contactos de una manera rápida, potente y precisa [9].

El contactor instalado en el banco de pruebas, es el encargado de abrir el circuito de alimentación de la resistencia eléctrica, a través del sensor de nivel; tiene una capacidad de 20 A, y su selección se basó en la corriente que consume la resistencia, cuyo valor nominal es de 13.6 A. En la figura 2-8, se observa el modelo del contactor que hace parte del banco.



Figura 2-8. Esquema del contactor.
Fuente: <http://www.oursbiz.com>.

2.4.2 Pilotos

La función de los pilotos, es indicar visualmente el estado de operación de algún sistema o equipo. Los pilotos seleccionados en este trabajo de grado (ver figura 2-9), son usados para señalar si los dispositivos eléctricos del banco de pruebas se encuentran energizados.

En total se tienen cuatro pilotos, uno de ellos es el encargado de indicar que todo el banco se encuentra energizado; los otros tres, se activan independientemente cuando la bomba, el ventilador o la resistencia eléctrica, están en operación.



Figura 2-9. Esquema del piloto eléctrico.

Fuente: los autores.

2.4.3 Breakers

La función principal de los breakers, es brindar protección a los equipos eléctricos, evitando daños ocasionados por sobrecargas; además, se utilizan como interruptores. Pueden ser de tipo termomagnético o térmicos; los escogidos en este proyecto son de tipo térmico, y su principio de funcionamiento consiste en abrir el circuito cuando superan un nivel de temperatura determinado, por causa de un exceso de corriente. Los breakers, tienen un tiempo de respuesta mayor que el de un fusible, pero con la ventaja que no hay que cambiarlos [9].

El sistema eléctrico del banco de pruebas tiene cuatro breakers instalados. Uno de ellos, tiene una capacidad de 50 A y es el encargado de energizar todo el banco; otro breaker, posee una capacidad de 20 A y tiene por función

encender la resistencia eléctrica; los otros dos, están diseñados para soportar una corriente de 10 A, y permiten el paso de la corriente hacia el ventilador y hacia la bomba. A continuación en la figura 2-10, se observa el breaker seleccionado para el banco.

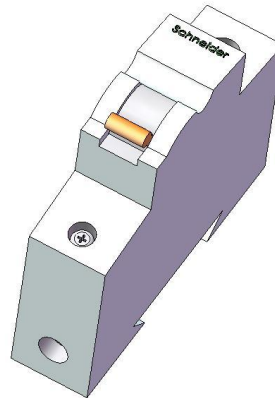


Figura 2-10. Esquema del breaker.
Fuente: los autores.

2.4.4 Caja para breakers

La caja para breakers que compone el banco de pruebas (ver figura 2-11), fue diseñada especialmente para el tipo de breakers seleccionados; es de plástico y la marca es Schneider. En esta caja, se pueden montar hasta ocho breakers, en su riel din¹².

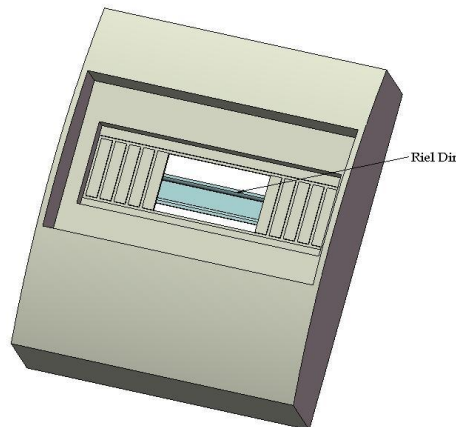


Figura 2-11. Esquema de la caja con el riel din.
Fuente: los autores.

¹² Es un riel metálico con una medida estándar de 35 mm de ancho, y es ampliamente utilizado para el montaje de breakers y equipos de control industrial.

2.5 ELEMENTOS DE MEDICIÓN

Su función es visualizar o permitir la toma de datos en la práctica realizada, para luego hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección a través del método gráfico de Wilson.

2.5.1 Indicador de temperatura

Su función es mostrar en su pantalla digital, los valores de las temperaturas medidas en el equipo. El indicador de temperaturas seleccionado (ver figura 2-12), es compatible con RTD, como se muestra en la tabla 2-4.

INDICADOR DE TEMPERATURA	
Marca	Autonics
Modelo	T4WM-N3NP0C
Fuente de alimentación	110/220 VAC
Consumo de energía	3 VA
Sensores de entrada	PT 100
Canales disponibles	5
Temperatura ambiente	-25 a 50 °C
Peso	~ 322 g

Tabla 2-4. Especificaciones del indicador de temperatura.

Fuente: catálogo del indicador de temperatura.



Figura 2-12. Esquema del indicador de temperatura.

Fuente: <http://www.jmi.com.mx>.

2.5.2 Pt100

Son termoresistencias o comúnmente conocidas como RTD¹³. Su principio de funcionamiento se basa en el flujo de electrones a través de una resistencia; a medida que la temperatura varía en el material resistivo, también lo hace el flujo de electrones. El elemento de medida, consiste en un arrollamiento de hilo muy fino del conductor adecuado, bobinado entre capas de un material aislante y es protegido con revestimiento de vidrio o cerámica. Las bobinas que llevan arrollado el hilo de resistencia, están encapsuladas y situadas dentro de una vaina, como se muestra en la figura 2-13.

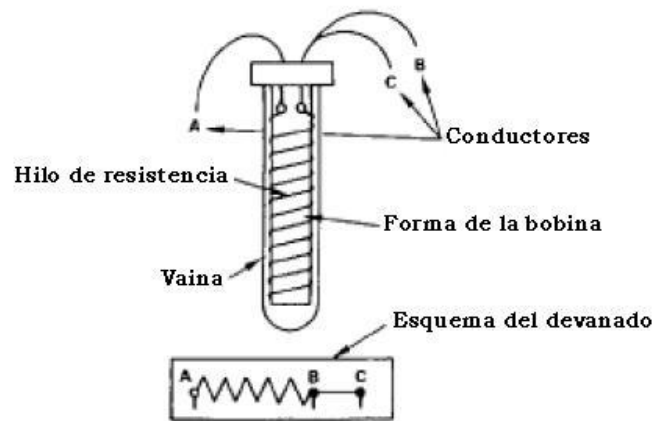


Figura 2-13. Partes del bulbo de la RTD.

Fuente: editada del libro de Villalobos.

A diferencia de las termocuplas, las RTD se basan en materiales conductores y no semiconductores. El platino, es el material más conveniente desde el punto de vista de precisión y estabilidad, pero su costo es muy elevado. A nivel industrial, la RTD más utilizada es la Pt100, que significa: Platino cuya resistencia es de 100Ω a 0°C ; existen también las Pt500 y las Pt1000.

Las salidas de estas termoresistencias, son enviadas a un puente Wheastone¹⁴ dispuesto en varios montajes, ya sea de dos, tres o cuatro hilos. En este trabajo de grado se seleccionaron tres Pt100 con un montaje de tres hilos, debido a que en este tipo de montaje, la medida no se ve afectada por la

¹³ Resistive temperature detector.

¹⁴ Es un circuito eléctrico utilizado para medir resistencias desconocidas mediante el equilibrio de los brazos del puente, éstos están constituidos por cuatro resistencias que forman un circuito cerrado, y una de ellas es la resistencia que se quiere medir.

longitud de los conductores ni por la temperatura (como es el caso del montaje de dos hilos), ya que ésta influye a la vez en los dos brazos adyacentes del puente, y la resistencia en los hilos a y b es exactamente la misma. Las Pt100 que se encuentran en el banco de pruebas, se utilizan para medir la temperatura a la entrada y a la salida del tubo de cobre, y para medir la temperatura del vapor [10].

2.5.3 Manómetro

Es un dispositivo utilizado para medir la presión de fluidos en recipientes cerrados. Muchos de estos equipos utilizan la presión atmosférica como nivel de referencia, y miden la diferencia entre la presión real o absoluta y la presión atmosférica; esta diferencia se llama presión manométrica.

Existen manómetros húmedos y secos, dependiendo de la precisión que se necesite y de las condiciones de trabajo; se seleccionó un manómetro que contiene glicerina, con un rango entre 0 y 15 psi ó 0 y 1 bar, como se observa en la figura 2-14.



Figura 2-14. Esquema del manómetro.

Fuente: los autores.

2.5.4 Rotámetro

Es un medidor de caudal en tuberías de área variable, y de caída de presión constante. El Rotámetro consiste de un flotador ligeramente cónico que se mueve libremente dentro de un tubo vertical. El fluido entra por la parte

inferior del tubo y hace que el flotador suba hasta que el área anular entre él y la pared del tubo sea tal, que la caída de presión de este estrechamiento sea lo suficientemente grande para equilibrar el peso del flotador.

El tubo es de acrílico y lleva grabado una escala lineal, sobre la cual la posición del flotador indica el caudal. El rotámetro seleccionado, mide un caudal máximo de 2 gpm, debido al manejo de pequeños caudales en este proyecto, y la conexión se realiza a través de roscas NPT 1/2" a la entrada y a la salida (ver figura 2-15).



Figura 2-15. Esquema del rotámetro.
Fuente: los autores.

2.6 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración está conformado por un radiador, un ventilador y el tanque de almacenamiento mencionado con anterioridad. Este sistema, permite manejar las temperaturas específicas requeridas o deseadas para la obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección, a través del dispositivo experimental.

Por medio del radiador y el ventilador, se puede bajar la temperatura alrededor de 10 a 20 grados, los cuales son necesarios para el correcto desarrollo de la práctica.

2.6.1 Radiador

Los radiadores tienen como función el intercambio de calor entre dos fluidos, disminuyendo la temperatura de uno de ellos al utilizar un gran número de superficies extendidas con una longitud de paso específica. De esta manera, al pasar el fluido por el radiador perderá calor por conducción a través de las superficies extendidas, y también se retira el calor por la convección forzada que se produce, debido al flujo cruzado de aire proveniente del ventilador.

El radiador utilizado, fue seleccionado bajo el criterio de cumplir con la disminución de la temperatura en por lo menos 10 grados centígrados, así como también por su tamaño y peso. Por tal razón, se seleccionó el radiador del chevrolet swift (ver figura 2-16) y se le adaptó un ventilador que gira alrededor de 1500 rpm

El material del área de transferencia de calor del radiador, es decir, de las superficies extendidas o aletas, es aluminio. La tapa de éste soporta hasta 13 lb de presión.



Figura 2-16. Radiador chevrolet swift.

Fuente: <http://www.chiveras.com>.

2.6.2 Ventilador

Los ventiladores normalmente se usan para enfriar un fluido por medio de convección forzada, ellos suministran una corriente de aire a través del

rápido movimiento de sus hélices, y permiten retirar o extraer el calor que contiene el fluido.

El ventilador que fue seleccionado, consta de 5 hélices (ver figura 2-17) hechas en acero inoxidable, y es impulsado por medio de un motor eléctrico. Cada hélice tiene una longitud de 10 cm y giran entre 1350 y 1550 rpm. El motor suministra de 16 a 70 W y consume una corriente equivalente a 1A.



Figura 2-17. Esquema del ventilador.

Fuente: los autores.

2.7 LA ESTRUCTURA

La estructura utilizada, es la encargada de soportar el peso y permitir el montaje de todos los elementos descritos en los diferentes sistemas vistos anteriormente.

Esta estructura fue elaborada en acero HR, y está compuesta por dos láminas calibre 14¹⁵ de 122 x 70 cm, con una separación de 70 cm entre sí; los soportes verticales y horizontales, son en tubería cuadrada de 2" calibre 14. Se encuentra soportada por 4 patas pivotadas, flexibles y con tornillos que permiten el alineamiento preciso de la estructura. Además, la estructura posee 4 rodachines con freno marca SUPO, los cuales soportan cada uno 135

¹⁵ El calibre 14 equivale a 1,88 mm.

Kg de peso, su función es permitir el traslado de la estructura de un lugar a otro. Las dimensiones de estos rodachines son: 3" de diámetro y 1" de ancho.

A continuación en la figura 2-18, se observa la estructura perteneciente al banco de pruebas.

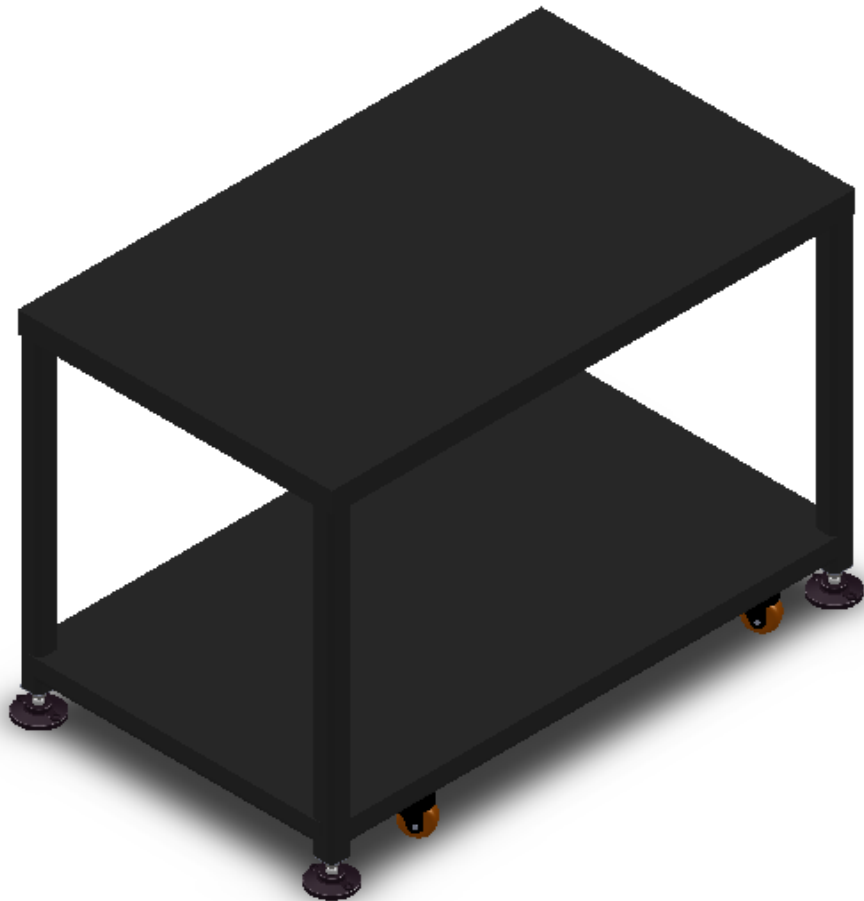


Figura 2-18. Esquema de la estructura.
Fuente: los autores.

3 PRUEBAS Y DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO

Después de ensamblar y conectar todos los dispositivos que conforman el banco de pruebas, se realizarán las pruebas variando el flujo y tomando las lecturas del indicador de temperaturas, con el fin de determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección. En la figura 3-1 se observa el banco de pruebas que se encuentra en el laboratorio de transferencia de calor aplicada.



Figura 3-1. Banco de pruebas.
Fuente: los autores.

3.1 PRUEBAS REALIZADAS

Las pruebas consisten en hacer variar el caudal de la bomba y medirlo con el rotámetro; se tomarán los valores de las temperaturas a la entrada y a la salida del tubo de cobre, y la temperatura del vapor cuando ésta permanezca constante; se hará variar el flujo en pasos de 0.05 gpm, desde 0.2 a 0.5 gpm, debido a que estos son los caudales más bajos que se pueden manejar en el banco de pruebas y arrojan los deltas de temperatura más significativos (ver tabla 3-1).

TOMA DE DATOS			
Caudal [gpm]	T. Entrada [°C]	T. Salida [°C]	T. Vapor [°C]
0.20	28.4	54.0	96.6
0.25	29.0	50.9	96.6
0.30	30.1	46.9	96.5
0.35	31.2	45.5	96.5
0.40	32.1	44.4	96.5
0.45	32.6	43.5	96.5
0.50	33.3	42.8	96.5

Tabla 3-1. Datos obtenidos en las pruebas # 1.

Fuente: los autores.

Se espero un tiempo de tres minutos entre cada variación de flujo, para que el sistema se estabilizara.

3.2 RESULTADOS

De los datos experimentales registrados en la tabla 3-1, se obtienen los siguientes parámetros: la temperatura media del agua dentro del tubo ($T_{l,m}$), la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{lm}), el calor transferido de acuerdo al balance de energía (Q), la resistencia térmica total (R_{ov}), la velocidad del líquido refrigerante dentro del tubo (v_l) y el número de Reynolds (Re). El número adimensional de Prandtl (Pr) se obtiene de tablas de propiedades para el fluido de trabajo a las condiciones mostradas en la tabla 3-1.

A continuación, se realizan los cálculos tipos de cada uno de los parámetros citados anteriormente, a partir de las ecuaciones descritas en la sección 1.8

$$\checkmark \quad 1 \text{ gpm} = 6.308 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$v_l = \frac{\text{caudal}}{A_i} = \frac{0.2 * 6.308 * 10^{-5}}{\frac{\pi * (0.0049)^2}{4}} = 0.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De igual forma, se calculan las otras seis velocidades.

- ✓ $T_{l,m} = \frac{T_{l,in} + T_{l,out}}{2} = \frac{28.4 + 54.0}{2} = 41.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- ✓ $\Delta T_{lm} = \frac{T_v - T_{l,in} - (T_v - T_{l,out})}{\ln[(T_v - T_{l,in}) / (T_v - T_{l,out})]} = \frac{96.6 - 28.4 - (96.6 - 54.0)}{\ln[96.6 - 28.4 / (96.6 - 54.0)]} = 54.40 \text{ } ^\circ\text{C}$
- ✓ Las propiedades del agua se calculan a la temperatura media (41.2 °C).
En el anexo A, se encuentran las tablas de propiedades del agua, a diferentes temperaturas.
A $T_{l,m} = 41.2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\rho_l = 991.79 \text{ Kg/m}^3$; $\mu_l = 0.000638 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$
 $c_p = 4179.32 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$; $k_l = 0.6324 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$Q = m_l C p_l T_{l,out} - T_{l,in}$$

$$= 991.79 * 0.67 * \frac{\pi * 0.0049^2}{4} * 4179.32 * 54 - 28.4$$

$$= 1340.67 \text{ W}$$

- ✓ $Re = \frac{\rho_l v_l d_i}{\mu_l} = \frac{991.79 * 0.67 * 0.0049}{0.000638} = 5103.5$
- ✓ $Pr = \frac{\mu_l * C p_l}{k_l} = \frac{0.000638 * 4179.32}{0.6324} = 4.217$
- ✓ $R_{ov} = \frac{\Delta T_{lm}}{q} = \frac{54.40}{1340.67} = 0.0406 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$

Después de repetir seis veces este procedimiento para cada uno de los parámetros, se registran los valores en la tabla 3-2.

Caudal [gpm]	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
v_l [m s ⁻¹]	0.67	0.84	1.00	1.17	1.34	1.51	1.67
$T_{l,m}$ [°C]	41.20	39.95	38.50	38.35	38.25	38.05	38.05
ΔT_{lm} [°C]	54.4	55.9	57.6	57.9	58.0	58.2	58.3
Q [W]	1340.7	1438.6	1314.4	1309.1	1289.7	1288.0	1241.5
Re	5103.5	6273.8	7207.2	8414.2	9622.9	10812.6	11958.3
Pr	4.217	4.314	4.488	4.499	4.507	4.523	4.523
R_{ov} [K W ⁻¹]	0.0406	0.0389	0.0438	0.0442	0.0450	0.0453	0.0470

Tabla 3-2. Resultados obtenidos de los datos experimentales.
Fuente: los autores.

Para aplicar el método gráfico de Wilson, se deben analizar cuidadosamente los datos de las tablas 3-1 y 3-2, con el fin de garantizar que se cumplan las

hipótesis planteadas. La temperatura de condensación del vapor en la tabla 3-1 y la temperatura media del agua de refrigeración en la tabla 3-2, permanecen casi constantes, por lo que la temperatura de la superficie exterior del tubo y la resistencia térmica del proceso de convección fuera del tubo, se pueden tomar como constantes. Por lo tanto, la variación de la resistencia térmica total se debe a la variación de la resistencia térmica del proceso de convección interior. De este modo, la primera hipótesis expresada por la ecuación (22) se cumple. Los valores del número de Prandtl mostrados en la tabla 3-3 se mantienen casi constantes, por lo que el coeficiente de convección interior y la resistencia térmica, dependen sólo del número de Reynolds y por lo tanto la segunda hipótesis del método considerada en la ecuación (24) también se cumple. Los valores del número de Reynolds presentan un comportamiento esperado, pero los valores de la resistencia térmica total decrecen y luego aumentan; este hecho no se esperaba en la práctica de laboratorio.

El método gráfico de Wilson, se aplica teniendo en cuenta la correlación de Dittus-Boelter. Los exponentes de los números de Prandtl y Reynolds se toman como 0,4 y 0,8 respectivamente. Por lo tanto, la ecuación (25) queda de la siguiente forma:

$$R_{ov} = C_1 + C_2 \frac{1}{Re^{0.8}} \quad (33)$$

En la figura 3-2, se muestran los valores de la resistencia térmica total, en función de los valores de $1/Re^{0.8}$, a partir de los datos experimentales.

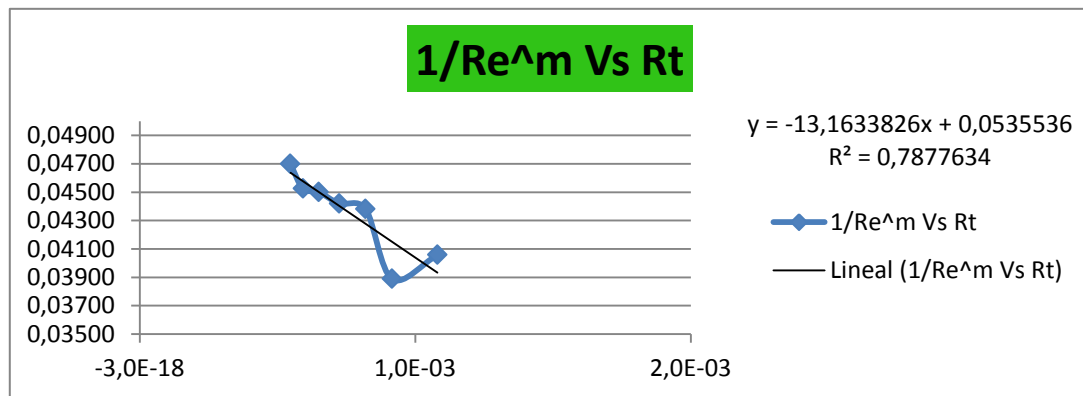


Figura 3-2. Método gráfico de Wilson a partir de las pruebas # 1.

Fuente: los autores.

Como se observa en la figura 3-2, la gráfica no tiene un comportamiento lineal y por lo tanto, el error es muy grande. Además, muestra una pendiente negativa que ocasionaría resultados erróneos en los cálculos.

3.2.1 Análisis de los resultados

Debido a que los resultados obtenidos no eran los esperados, se hicieron varias pruebas donde se variaban los tiempos en que se tomaban los datos, pero arrojaban prácticamente los mismos resultados; aunque se notó que la temperatura de entrada del agua de refrigeración no se estabilizaba y seguía aumentando incluso 3 horas y media después de encendida la máquina.

Se pensó que este aumento en la temperatura de entrada sería el causal de los datos erróneos obtenidos en las pruebas, por lo tanto, la causa principal estaría en un mal funcionamiento del radiador al no disipar el calor absorbido por el agua. Efectivamente, el radiador no estaba trabajando en la forma adecuada.

En la figura 2-1, se observa el circuito hidráulico del banco de pruebas; a la salida de la bomba hay dos líneas, una que va al tubo de prueba y después al radiador, para finalmente llegar al tanque de la bomba; y otra que envía el caudal restante de la bomba al tanque. Como en la primera línea se manejan caudales muy bajos, el agua de refrigeración no se distribuye correctamente y sólo pasa por una parte de los tubos del radiador, esto se debe a que el tanque superior del radiador no alcanza a inundarse y el agua no disipa el calor adecuadamente.

Se decidió hacer un cambio de conexión en las líneas hidráulicas. La línea hidráulica que proviene del tubo de pruebas se conectó de forma directa al tanque de almacenamiento, y la otra línea hidráulica que se caracteriza por manejar un caudal más elevado se conectó al radiador para garantizar su buen funcionamiento (ver anexo B). Con esta medida, se pudo trabajar perfectamente con caudales bajos en el tubo de pruebas, y el agua que llegaba al radiador bajaba por todos los tubos de éste, para disipar de forma adecuada el calor.

Después de este arreglo, se realizó otra prueba para ver si los datos obtenidos eran coherentes. En la tabla 3-3, se registran los datos obtenidos en las pruebas.

Caudal [gpm]	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
$T_{l,in}$ [°C]	32.0	33.3	34.5	35.8	36.8	37.7	38.4
$T_{l,out}$ [°C]	55.2	53.1	50.7	49.6	49.0	48.3	47.4
T_v [°C]	96.7	96.6	96.6	96.6	96.6	96.5	96.5

Tabla 3-3. Datos obtenidos después de los arreglos realizados.

Fuente: los autores.

Se esperó una hora para tomar los datos después de encender la resistencia, y siete minutos entre cada variación para que el sistema se estabilizara. La temperatura de entrada siguió aumentando, aunque de forma más lenta.

Después de hacer todos los cálculos correspondientes a cada parámetro, se registran los valores en la tabla 3-4.

Caudal [gpm]	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
v_l [m s ⁻¹]	0.67	0.84	1.00	1.17	1.34	1.51	1.67
$T_{l,m}$ [°C]	43.60	43.20	42.60	42.70	42.90	43.00	42.90
ΔT_{lm} [°C]	52.2	52.8	53.6	53.6	53.5	53.3	53.5
Q [W]	1213.9	1299.1	1265.6	1261.4	1277.0	1250.3	1174.1
Re	5297.9	6600.2	7783.8	9121.3	10479.4	11827.4	13060.1
Pr	4.038	4.067	4.112	4.105	4.090	4.082	4.090
R_{ov} [K W ⁻¹]	0.0430	0.0406	0.0424	0.0425	0.0419	0.0427	0.0456

Tabla 3-4. Resultados # 2.

Fuente: los autores.

Nuevamente la temperatura del vapor registrada en la tabla 3-3 y la temperatura media del agua de refrigeración en la tabla 3-4, permanecen casi constantes. El número de Reynolds tiene la tendencia esperada, la cual es incrementar su valor a medida que aumenta el flujo; el valor del número de

Prandtl permanece casi constante, pero los valores de la resistencia térmica total son incoherentes o no es lo que se esperaba.

A continuación en la figura 3-3, se muestran los resultados al aplicar el método gráfico de Wilson.

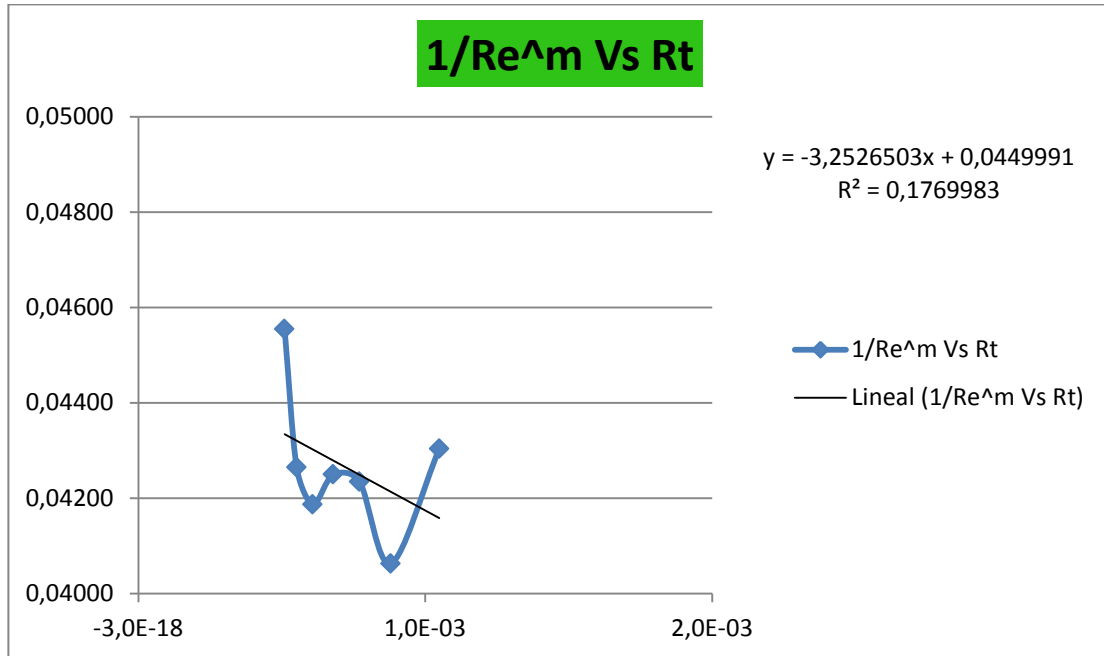


Figura 3-3. Método gráfico de Wilson a partir de las pruebas # 2.

Fuente: los autores.

Como se puede observar en la figura 3-3, la gráfica muestra un comportamiento atípico con respecto a la linealidad que se esperaba, el error es muy alto y la pendiente vuelve a dar negativa. Queda claro que el problema no era el radiador.

3.3 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS

En esta sección se comparan los resultados obtenidos en las pruebas, con los resultados registrados en el artículo de la IOPscience, en el cual, se muestra la tendencia que los valores deberían tener y las gráficas que deberían dar.

v_l [m s ⁻¹]	0.31	0.45	0.73	1.06	1.23	1.49	1.76
$T_{l,in}$ [°C]	45.7	46.8	47.0	48.1	48.4	49.3	49.9
$T_{l,out}$ [°C]	73.0	70.0	67.1	65.5	65.3	63.9	62.7
T_v [°C]	100.1	100.2	100.2	100.2	100.2	100.2	100.2

Tabla 3-5. Datos de las pruebas obtenidas en el artículo.

Fuente: artículo de la IOPscience.

Como se observa en la tabla 3-5, los valores de la velocidad el fluido son diferentes y la temperatura del vapor también cambia. Las condiciones allí mostradas difieren un poco pero la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración, tienen un comportamiento parecido a los datos del banco de pruebas realizado en este proyecto de grado.

En seguida se muestran los resultados que obtuvieron los del artículo de la IOPscience¹⁶.

v_l [m s ⁻¹]	0.31	0.45	0.73	1.06	1.23	1.49	1.76
$T_{l,m}$ [°C]	59.4	58.4	57.0	56.8	56.8	56.6	56.3
ΔT_{lm} [°C]	39.2	40.7	42.4	42.8	42.8	43.1	43.6
Q [W]	644.1	804.1	1129.9	1406.8	1589.2	1670.3	1724.9
Re	2839.3	4109.3	6553.9	9420.3	10966.2	13280.1	15599.0
Pr	3.310	3.356	3.424	3.433	3.433	3.444	3.460
R_{ov} [K W ⁻¹]	0.061	0.051	0.038	0.030	0.027	0.026	0.025

Tabla 3-6. Resultados del artículo.

Fuente: artículo de la IOPscience.

En la tabla 3-6, se observa que el número de Reynolds también incrementa su valor a medida que la velocidad del fluido aumenta, y que la temperatura media del fluido y el número de Prandtl permanecen casi constantes. Los valores de la resistencia térmica total van disminuyendo como era de esperarse, y este precisamente es el inconveniente que se tiene en este proyecto de grado.

¹⁶ En la bibliografía se encuentra referenciado este artículo.

En la figura 3-4, se muestra la gráfica publicada en el artículo y la tendencia que debería tener; se observa que los puntos son casi lineales y que el error es muy pequeño comparado con el que arroja la gráfica de este proyecto. Además, la pendiente que resulta después de hacer la regresión lineal en el artículo es positiva, y así, es posible calcular los coeficientes de convección interior y exterior, y la correlación general dada por el método gráfico de Wilson.

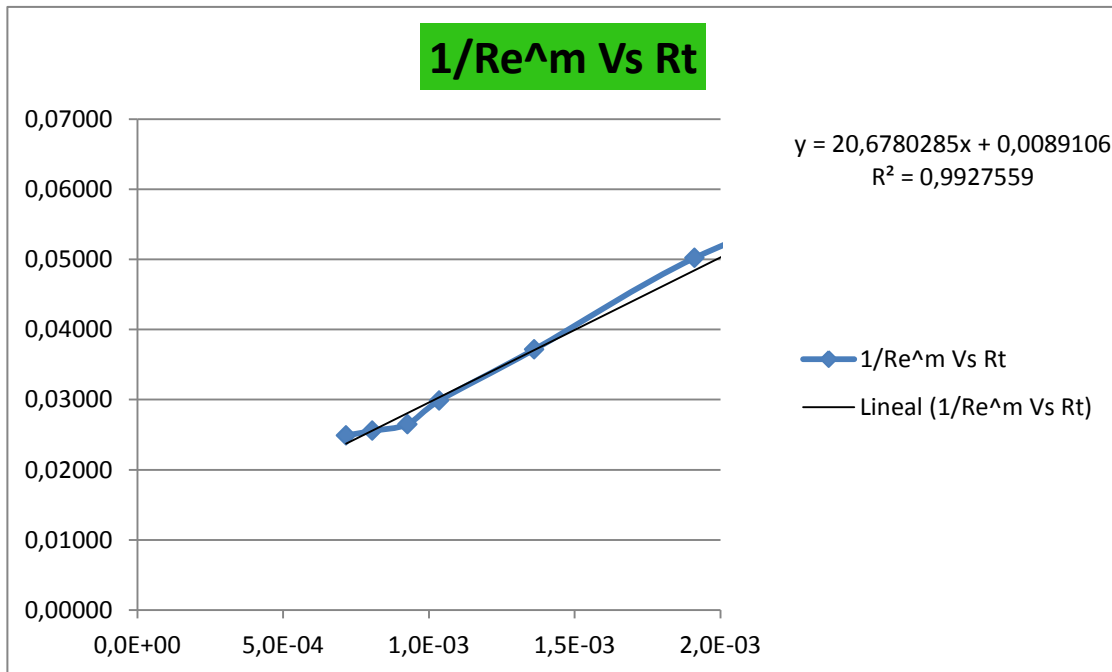


Figura 3-4. Gráfica correspondiente al artículo.
Fuente: artículo de la IOPscience.

Los coeficientes de convección interior y exterior obtenidos, son comparados con los que se calculan a través de las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski, arrojando porcentajes de error muy pequeños.

Debido a lo anterior, se hizo un análisis detallado de los datos, y se observó que el calor en los datos del artículo aumentaba a medida que se variaba el flujo, y en el caso de este proyecto permanecía casi constante. Además, se supone que la resistencia externa de convección y la resistencia de la pared del tubo permanecen constantes, y como el coeficiente de convección interior está en función del número de Reynolds, al aumentar éste, aumenta el coeficiente interno y disminuye la resistencia interna de convección a medida

que aumenta el flujo. Si todo estuviera ocurriendo así, la resistencia térmica total debería disminuir cuando el flujo aumenta; esto indicaba que la resistencia de convección exterior no permanecía constante como se supuso.

A través del programa Excel, se registraron los datos tomados en la pruebas y se calcularon otros parámetros por medio de varias suposiciones¹⁷, para encontrar la solución a los problemas presentados. Los datos y los parámetros se encuentran registrados en la tabla 3-7, unos valores fueron tomados de la tabla 3-4 y los otros fueron calculados a través de ecuaciones que se explicarán más adelante.

ANÁLISIS DE LOS DATOS							
Caudal [gpm]	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
T_{vapor} [°C]	96.7	96.6	96.6	96.6	96.6	96.5	96.5
Q [W]	1213.9	1299.1	1265.6	1261.4	1277.0	1250.3	1174.1
Re	5297.9	6600.2	7783.8	9121.3	10479.4	11827.4	13060.1
R_{ov} [K W ⁻¹]	0.0430	0.0406	0.0424	0.0425	0.0419	0.0427	0.0456
Nu (Dit-Boel)	38.324	45.825	52.517	59.577	66.477	73.180	79.279
h_{in} [Wm ⁻² K ⁻¹]	4971.0	5939.1	6797.7	7713.2	8610.2	9480.6	10268.4
R_{in} [K W ⁻¹]	0.0373	0.0313	0.0273	0.0241	0.0216	0.0196	0.0181
R_{pared} [K W ⁻¹]	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003
R_{out} [K W ⁻¹]	0.0054	0.0091	0.0147	0.0181	0.0200	0.0223	0.0272
h_{out} [Wm ⁻² K ⁻¹]	26326	15656	9641.8	7837.4	7101.7	6240.8	5230.7
T_S [°C]	90.1	84.8	77.9	73.7	71.0	68.0	64.6
h_D [Wm ⁻² K ⁻¹]	19497	16719	14729	13980	13503	13078	12695
$R_{out \#2}$ [K W ⁻¹]	0.0073	0.0073	0.0073	0.0073	0.0073	0.0073	0.0073
R_{ov} [K W ⁻¹]	0.0449	0.0388	0.0349	0.0317	0.0291	0.0272	0.0257
$Q_{calculado}$ [W]	1162.8	1358.9	1535.8	1693.4	1834.4	1962.7	2083.4

Tabla 3-7. Datos y parámetros calculados.
Fuente: los autores.

¹⁷ Se supone el valor de R_{pared} constante en todo el experimento; y se toma un valor constante para $R_{out \#2}$, para mirar la tendencia que debería tener el calor y la resistencia térmica total.

Con el fin de encontrar la solución, se calculó el número de Nusselt a través de la correlación de Dittus-Boelter que se muestra en la ecuación (12), los valores que se obtienen son consecuentes debido al incremento del número de Reynolds; luego, calculando la conductividad térmica para cada variación de flujo, se determinan los valores del coeficiente de convección interior (h_{in}) por medio de la ecuación (5); después se obtienen los valores de la resistencia térmica de convección interior (R_{in}), dada por la ecuación (21) y se observa que su valor va disminuyendo como era de esperarse.

Como se observa en la tabla 3-7, después se calcula la resistencia térmica de la pared del tubo (R_{pared}) como se muestra en la ecuación (19), y el valor se asume constante para todas las variaciones de caudal; luego, omitiendo el valor de las películas de ensuciamiento interior y exterior del tubo, se calcula la resistencia de convección exterior (R_{out}) para cada variación de flujo a través de la ecuación (15). Se puede ver en la tabla 3-7, que los valores se incrementan a medida que aumenta el flujo y no permanecen constantes como debería ser; los valores del coeficiente de convección exterior (h_{out}) se calculan por medio de la ecuación (17) y su valor va disminuyendo, este es un problema serio debido a que viola la condición del método gráfico de Wilson, donde se espera que el coeficiente convectivo exterior permanezca constante.

De la ecuación (1) se calcula la temperatura superficial del tubo (T_s), y los resultados indican que no permanece constante. Por esta razón, los resultados obtenidos en el banco de pruebas de este proyecto de grado, no son los esperados y muestran gráficas absurdas que no tienen sentido para la práctica de laboratorio que se quiere desarrollar; esto se debe al no tener en cuenta que al mantener el calor constante a través de una resistencia eléctrica, se varía la temperatura superficial, y viceversa, pero no se puede obtener ambos parámetros constantes.

Para constatar que se encontró la causa del problema, se calcula el coeficiente de condensación de acuerdo a la ecuación (34).

$$h_D = 0.729 \left[\frac{g \rho_l \rho_l - \rho_v k_i^3 h'_{fg}}{\mu_l T_{sat} - T_s D} \right]^{0.25} \quad (34)$$

Donde g es la gravedad, $h'_{fg} = h_{fg} + 0.68c_{pl} T_{sat} - T_s$ y D es el diámetro del tubo [4].

Se calcula nuevamente la resistencia térmica de convección exterior con el primer valor del coeficiente de convección exterior calculado de la ecuación (34), ese valor se supone constante para todas las variaciones de flujo y se calcula la resistencia térmica total de la ecuación (15) y el calor que debe suministrar la resistencia eléctrica de la ecuación (26); esto se hizo con el fin de comprobar que los valores siguen la tendencia adecuada, cuando la temperatura superficial del tubo de cobre permanece constante.

3.4 SOLUCIÓN AL PROBLEMA DEL BANCO DE PRUEBAS

Para brindarle solución al problema planteado y poder realizar las prácticas de laboratorio, se puede instalar un control de temperaturas en el banco de pruebas, con el fin de que la temperatura de la superficie del tubo permanezca constante.

El control de temperatura, cuenta con una termocupla que va instalada en la superficie del tubo de pruebas, ésta a su vez, se conecta a un acondicionador de señal de termocuplas. La salida del acondicionador se conecta a una tarjeta marca arduino versión uno, la cual, es una plataforma con pequeños microcontroladores, y tiene adaptadas entradas y salidas (analógicas y digitales) y puerto USB, presenta una gran comodidad de desarrollo y permite la conexión de sensores. La tarjeta arduino, va a ser la encargada de apagar y encender la resistencia eléctrica en milésimas de segundo, con el fin de mantener la temperatura superficial del tubo en un valor preestablecido. La tarjeta arduino, se conecta al computador a través del puerto USB y también se conecta a un relé de estado sólido; este último, es el encargado de aislar el circuito de entrada del circuito de salida, y fue escogido debido al uso continuo que tendrán los contactos del relé. Por último, el relé de estado sólido irá conectado a la resistencia eléctrica.

A continuación en la tabla 3-8, se muestra el presupuesto del control de temperatura que se quiere instalar en el banco de pruebas.

PRESUPUESTO DEL CONTROL DE TEMPERATURA	
Equipo	Valor
Tarjeta arduino	\$ 160.000
Acondicionador de señal	250.000
Relé de estado sólido (30 A)	60.000
Termocupla	20.000
Fuente de voltaje (12 V)	20.000
Total	\$ 510.000

Tabla 3-8. Presupuesto control de temperatura.



Fuente: los autores.

En vista de que se agotaron los recursos económicos en la elaboración del banco de pruebas, no es posible cubrir los gastos que genera el control de temperaturas¹⁸. Por lo tanto, se espera que más adelante unos estudiantes de la escuela de ingeniería mecánica, realicen este trabajo para poder realizar las prácticas de laboratorio como debe ser.

3.5 DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO

A continuación, se muestra el procedimiento a seguir, para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección.

¹⁸ En el anexo B se encuentra el circuito del control de temperatura que se desea instalar.

		LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	HOJA 1 de 2																																
CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN (h), A TRAVÉS DEL MÉTODO GRÁFICO DE WILSON		FECHA:																																	
ELABORÓ		REVISÓ:																																	
<p>1. Objetivos</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Analizar el comportamiento del agua a medida que se eleva su temperatura, hasta llegar a la zona de mezcla líquido-vapor. ✓ Calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, a través del método gráfico de Wilson y determinar la correlación general. ✓ Comparar por medio de una gráfica la correlación obtenida con las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski. <p>2. Materiales</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Banco de pruebas. ✓ Un cronómetro. ✓ Un computador. <p>3. Procedimiento</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Verifique que la válvula de regulación a rotámetro se encuentre cerrada y que la válvula de descarga a tanque esté completamente abierta. ✓ Verificar que el nivel del tanque de almacenamiento se encuentre por encima de la succión de la bomba. ✓ Llenar el recipiente de acrílico 2 cm por encima del sensor de nivel. ✓ Energizar el banco de pruebas. ✓ Encender la resistencia eléctrica, la bomba y el ventilador del radiador. ✓ Abra la válvula de regulación a rotámetro hasta que pase un caudal de 0.2 gpm. ✓ Esperar que el sistema alcance la temperatura de vapor saturado (96°C aproximadamente), y dejar pasar 30 minutos. ✓ Tomar las lecturas de las temperaturas en el indicador, en las diferentes variaciones de flujo; teniendo en cuenta que hay que esperar siete minutos en cada variación de caudal, para que el sistema se estabilice. ✓ Al terminar de tomar los datos, apagar la resistencia y dejar la bomba y el ventilador encendidos por diez minutos. Luego, apague la bomba con la válvula de regulación a rotámetro abierta y cerciórese que el rotámetro quede vacío; por último, cierre dicha válvula. <p>4. Tabla de datos</p> <table border="1" data-bbox="321 1570 1385 1780"> <thead> <tr> <th>Caudal [gpm]</th> <th>0.20</th> <th>0.30</th> <th>0.40</th> <th>0.50</th> <th>0.60</th> <th>0.70</th> <th>0.80</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$T_{l,in}$ [°C]</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>$T_{l,out}$ [°C]</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>T_v [°C]</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>Datos del tubo de cobre: longitud = 35 cm ; diámetro interior/ exterior = 4.9/6.4 mm</p>				Caudal [gpm]	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	$T_{l,in}$ [°C]								$T_{l,out}$ [°C]								T_v [°C]							
Caudal [gpm]	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80																												
$T_{l,in}$ [°C]																																			
$T_{l,out}$ [°C]																																			
T_v [°C]																																			

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN (h)

FECHA:

GRUPO:

ELABORÓ:

REVISÓ:

5. Ecuaciones utilizadas

$$T_{l,m} = \frac{T_{l,in} + T_{l,out}}{2} ; \Delta T_{lm} = \frac{T_v - T_{l,in} - (T_v - T_{l,out})}{\ln[(T_v - T_{l,in}) / (T_v - T_{l,out})]} ; Q = m_l c_{pl} (T_{l,out} - T_{l,in})$$

$$Re = \frac{\rho_l v_l d_i}{\mu_l} ; Pr = \frac{\mu c_p}{k_l} ; R_{ov} = \frac{\Delta T_{lm}}{q} ; R_{ov} = C_1 + C_2 \frac{1}{Re^m}$$

$$h_o = \frac{1}{C_1 - R_{f,o} + R_t + R_{f,i}} \frac{1}{A_o} ; h_i = \frac{Re^m}{C_2 A_i} ; C = \frac{1}{C_2 \frac{k_l}{d_i} Pr^{0.4} A_i}$$

$$R_t = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L_t} ; \text{Caudal} = v_l * A_i ; (R_{f,o} \text{ y } R_{f,i} \text{ se omiten})$$

6. Tabla de resultados

Caudal [gpm]	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
v_l [m s ⁻¹]							
$T_{l,m}$ [°C]							
ΔT_{lm} [°C]							
Q [W]							
Re							
Pr							
R_{ov} [°C W ⁻¹]							

Después de tomar los datos, hacer los cálculos y llenar la tabla de resultados, aplique el método gráfico de Wilson, descrito en la sección 1.8 de este libro. Calcule los coeficientes de convección interior y exterior, y determine la correlación general; luego, compare esta correlación con las citadas en los objetivos. Para terminar, haga las conclusiones pertinentes al experimento que acaba de realizar.

CONCLUSIONES

- ✓ Se diseñó y construyó un dispositivo experimental basado en el método gráfico de Wilson, para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada.
- ✓ Se elaboró una práctica para el laboratorio de transferencia de calor, cuyo objetivo es la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada a partir del dispositivo diseñado.
- ✓ Es importante mantener bajo control el flujo de calor emitido por la resistencia eléctrica, para obtener un valor confiable del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada.
- ✓ A partir del desarrollo de las prácticas y la construcción del dispositivo experimental se pudo comprobar la correspondencia entre los conceptos teóricos y los resultados experimentales del fenómeno estudiado.
- ✓ Para este desarrollo no solo fue importante el conocimiento en el área a estudiar, sino también la aplicación de los conocimientos y trabajo de otras áreas complementarias en la ingeniería mecánica como la hidráulica, electricidad, electrónica y el diseño.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **CENGEL, Yunus A.** *Transferencia de calor*. Segunda edición. México : McGraw Hill, 2004.
- [2] **HOLMAN, J. P.** *Transferencia de calor*. Octava edición. Madrid : McGraw Hill, 1998.
- [3] **KERN, Donald Q.** *Procesos de transferencia de calor*. Primera edición. Mexico : McGraw Hill, 1999. págs. 43-84.
- [4] **INCROPERA, Frank P.** *Fundamentos de transferencia de calor*. Cuarta Edición. México : Prentice Hall, 1999.
- [5] *Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method.* **FERNÁNDEZ-SEARA, José, y otros.** 2005, IOPscience, págs. 2-12.
- [6] **MILLS, Anthony F.** *Transferencia de calor*. Primera edición. s.l. : McGraw Hill, 1995.
- [7] **GREENE, Richard W.** *Válvulas. Selección, uso y mantenimiento*. México : McGraw Hill. págs. 1-78.
- [8] **KENNETH, J.** *Bombas. Selección, uso y mantenimiento*. México : McGraw Hill. págs. 71-150.
- [9] **SCHMELCHER, Theodor.** *Aparatos de maniobra de baja tensión*. Madrid : Dossat, 1975.
- [10] **VILLALOBOS, Gustavo.** *Medición y control de procesos industriales*. Primera edición. México : s.n., 2006. págs. 118-129.

ANEXOS

ANEXO A. Tablas de propiedades del agua.

Densidad del agua líquida en función de la temperatura

Presión externa: 1 atm = 101 325 Pa

Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0,00 (hielo)	917	50,00	988,02
0,00	999,82	51,00	987,56
1,00	999,89	52,00	987,09
2,00	999,94	53,00	986,62
3,00	999,98	54,00	986,14
4,00	1000,00	55,00	985,65
5,00	1000,00	56,00	985,16
6,00	999,99	57,00	984,66
7,00	999,96	58,00	984,16
8,00	999,91	59,00	983,64
9,00	999,85	60,00	983,13
10,00	999,77	61,00	982,60
11,00	999,68	62,00	982,07
12,00	999,58	63,00	981,54
13,00	999,46	64,00	981,00
14,00	999,33	65,00	980,45
15,00	999,19	66,00	979,90
16,00	999,03	67,00	979,34
17,00	998,86	68,00	978,78
18,00	998,68	69,00	978,21
19,00	998,49	70,00	977,63
20,00	998,29	71,00	977,05
21,00	998,08	72,00	976,47
22,00	997,86	73,00	975,88
23,00	997,62	74,00	975,28
24,00	997,38	75,00	974,68
25,00	997,13	76,00	974,08
26,00	996,86	77,00	973,46
27,00	996,59	78,00	972,85
28,00	996,31	79,00	972,23
29,00	996,02	80,00	971,60
30,00	995,71	81,00	970,97
31,00	995,41	82,00	970,33
32,00	995,09	83,00	969,69
33,00	994,76	84,00	969,04
34,00	994,43	85,00	968,39
35,00	994,08	86,00	967,73
36,00	993,73	87,00	967,07
37,00	993,37	88,00	966,41
38,00	993,00	89,00	965,74
39,00	992,63	90,00	965,06
40,00	992,25	91,00	964,38
41,00	991,86	92,00	963,70
42,00	991,46	93,00	963,01
43,00	991,05	94,00	962,31
44,00	990,64	95,00	961,62
45,00	990,22	96,00	960,91
46,00	989,80	97,00	960,20
47,00	989,36	98,00	959,49
48,00	988,92	99,00	958,78
49,00	988,47	100,00	958,05

Calor específico del agua entre 0 °C y 100 °C

Temperatura °C	Calor específico kJ / (K·kg)	Calor específico kcal / (K·kg)	Temperatura °C	Calor específico kJ / (K·kg)	Calor específico kcal / (K·kg)
0 (hielo)	1,960	0,468	50	4,181	0,999
0	4,217	1,008	51	4,181	0,999
1	4,213	1,007	52	4,182	1,000
2	4,210	1,006	53	4,182	1,000
3	4,207	1,005	54	4,182	1,000
4	4,205	1,005	55	4,183	1,000
5	4,202	1,004	56	4,183	1,000
6	4,200	1,004	57	4,183	1,000
7	4,198	1,003	58	4,184	1,000
8	4,196	1,003	59	4,184	1,000
9	4,194	1,002	60	4,185	1,000
10	4,192	1,002	61	4,185	1,000
11	4,191	1,002	62	4,186	1,000
12	4,189	1,001	63	4,186	1,000
13	4,188	1,001	64	4,187	1,001
14	4,187	1,001	65	4,187	1,001
15	4,186	1,000	66	4,188	1,001
16	4,185	1,000	67	4,188	1,001
17	4,184	1,000	68	4,189	1,001
18	4,183	1,000	69	4,189	1,001
19	4,182	1,000	70	4,190	1,001
20	4,182	1,000	71	4,190	1,001
21	4,181	0,999	72	4,191	1,002
22	4,181	0,999	73	4,192	1,002
23	4,180	0,999	74	4,192	1,002
24	4,180	0,999	75	4,193	1,002
25	4,180	0,999	76	4,194	1,002
26	4,179	0,999	77	4,194	1,002
27	4,179	0,999	78	4,195	1,003
28	4,179	0,999	79	4,196	1,003
29	4,179	0,999	80	4,196	1,003
30	4,178	0,999	81	4,197	1,003
31	4,178	0,999	82	4,198	1,003
32	4,178	0,999	83	4,199	1,004
33	4,178	0,999	84	4,200	1,004
34	4,178	0,999	85	4,200	1,004
35	4,178	0,999	86	4,201	1,004
36	4,178	0,999	87	4,202	1,004
37	4,178	0,999	88	4,203	1,005
38	4,178	0,999	89	4,204	1,005
39	4,179	0,999	90	4,205	1,005
40	4,179	0,999	91	4,206	1,005
41	4,179	0,999	92	4,207	1,005
42	4,179	0,999	93	4,208	1,006
43	4,179	0,999	94	4,209	1,006
44	4,179	0,999	95	4,210	1,006
45	4,180	0,999	96	4,211	1,006
46	4,180	0,999	97	4,212	1,007
47	4,180	0,999	98	4,213	1,007
48	4,180	0,999	99	4,214	1,007
49	4,181	0,999	100	4,216	1,008
			100 (gas)	2,080	0,497

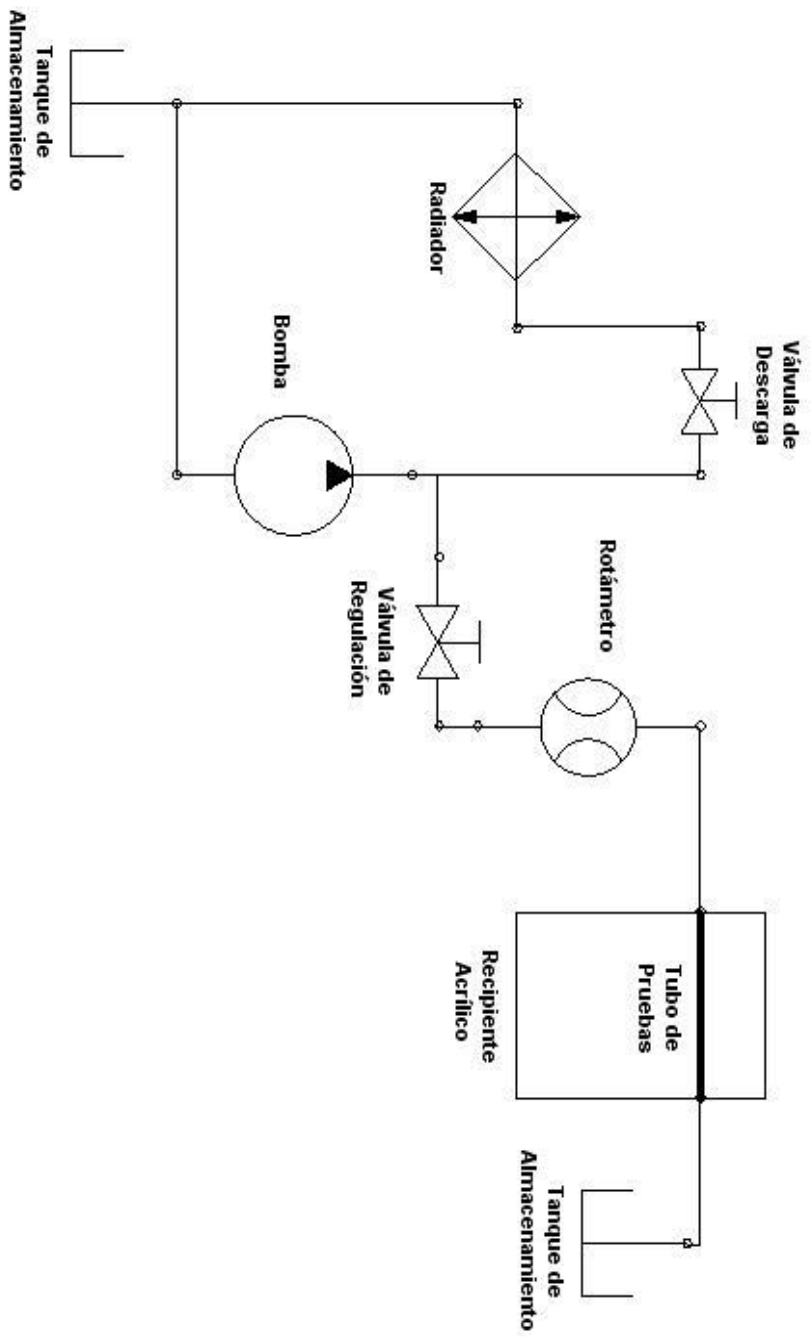
Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0,00	0,001792	50,00	0,000547
1,00	0,001731	51,00	0,000538
2,00	0,001674	52,00	0,000529
3,00	0,001620	53,00	0,000521
4,00	0,001569	54,00	0,000512
5,00	0,001520	55,00	0,000504
6,00	0,001473	56,00	0,000496
7,00	0,001429	57,00	0,000489
8,00	0,001386	58,00	0,000481
9,00	0,001346	59,00	0,000474
10,00	0,001308	60,00	0,000467
11,00	0,001271	61,00	0,000460
12,00	0,001236	62,00	0,000453
13,00	0,001202	63,00	0,000447
14,00	0,001170	64,00	0,000440
15,00	0,001139	65,00	0,000434
16,00	0,001109	66,00	0,000428
17,00	0,001081	67,00	0,000422
18,00	0,001054	68,00	0,000416
19,00	0,001028	69,00	0,000410
20,00	0,001003	70,00	0,000404
21,00	0,000979	71,00	0,000399
22,00	0,000955	72,00	0,000394
23,00	0,000933	73,00	0,000388
24,00	0,000911	74,00	0,000383
25,00	0,000891	75,00	0,000378
26,00	0,000871	76,00	0,000373
27,00	0,000852	77,00	0,000369
28,00	0,000833	78,00	0,000364
29,00	0,000815	79,00	0,000359
30,00	0,000798	80,00	0,000355
31,00	0,000781	81,00	0,000351
32,00	0,000765	82,00	0,000346
33,00	0,000749	83,00	0,000342
34,00	0,000734	84,00	0,000338
35,00	0,000720	85,00	0,000334
36,00	0,000705	86,00	0,000330
37,00	0,000692	87,00	0,000326
38,00	0,000678	88,00	0,000322
39,00	0,000666	89,00	0,000319
40,00	0,000653	90,00	0,000315
41,00	0,000641	91,00	0,000311
42,00	0,000629	92,00	0,000308
43,00	0,000618	93,00	0,000304
44,00	0,000607	94,00	0,000301
45,00	0,000596	95,00	0,000298
46,00	0,000586	96,00	0,000295
47,00	0,000576	97,00	0,000291
48,00	0,000566	98,00	0,000288
49,00	0,000556	99,00	0,000285
		100,00	0,000282

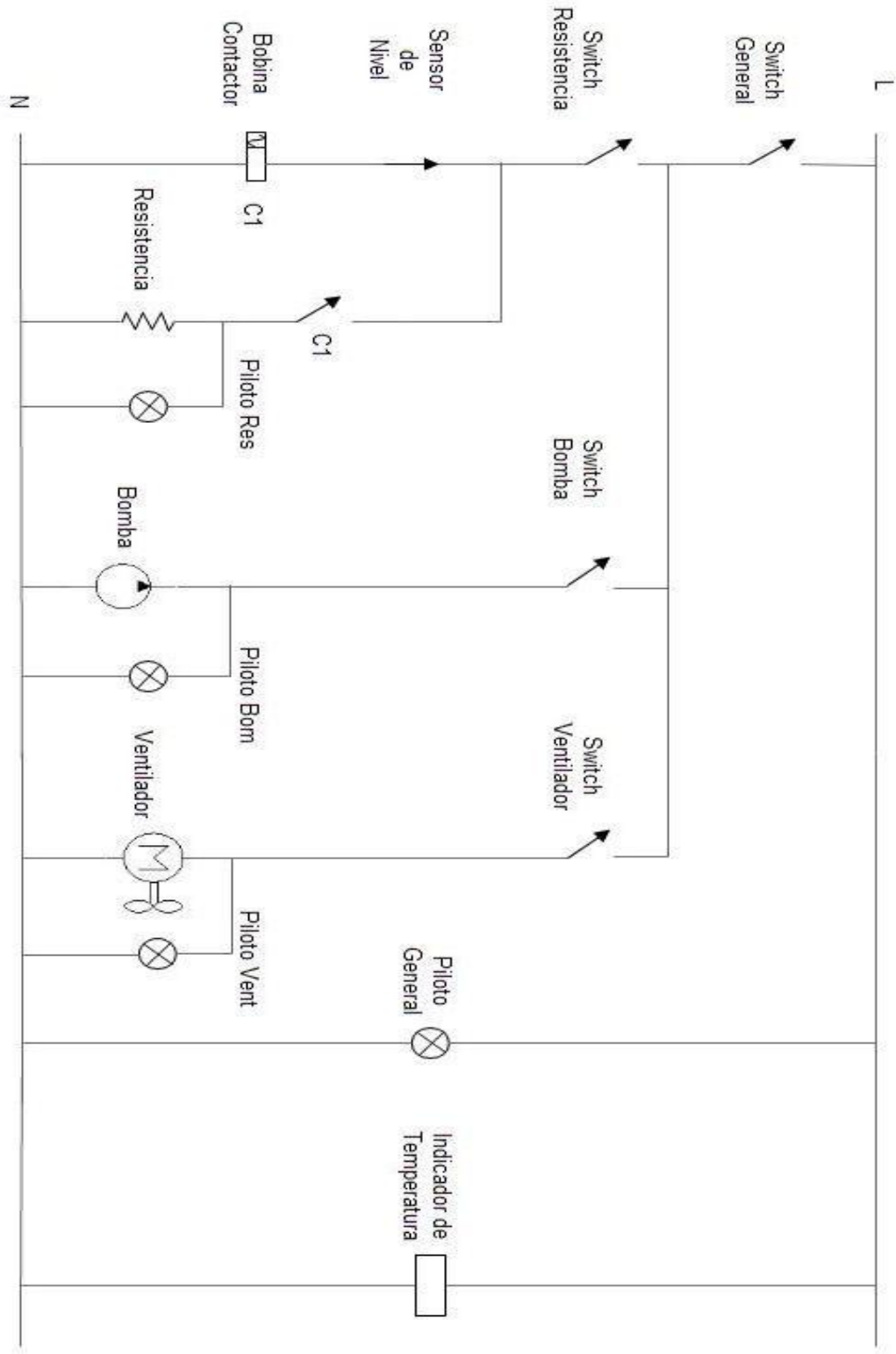
TEMPERATURA	CONDUCTIVIDAD (k)	TEMPERATURA	CONDUCTIVIDAD (k)
°C	W/m K	°C	W/m K
10	0,5801	53	0,6471
11	0,5820	54	0,6482
12	0,5839	55	0,6493
13	0,5857	56	0,6504
14	0,5876	57	0,6514
15	0,5894	58	0,6524
16	0,5913	59	0,6534
17	0,5931	60	0,6544
18	0,5949	61	0,6554
19	0,5967	62	0,6563
20	0,5985	63	0,6573
21	0,6003	64	0,6582
22	0,6020	65	0,6590
23	0,6038	66	0,6599
24	0,6055	67	0,6608
25	0,6072	68	0,6616
26	0,6089	69	0,6624
27	0,6106	70	0,6632
28	0,6123	71	0,6639
29	0,6139	72	0,6647
30	0,6155	73	0,6654
31	0,6172	74	0,6661
32	0,6187	75	0,6668
33	0,6203	76	0,6675
34	0,6218	77	0,6682
35	0,6234	78	0,6688
36	0,6249	79	0,6695
37	0,6264	80	0,6701
38	0,6278	81	0,6707
39	0,6293	82	0,6712
40	0,6307	83	0,6718
41	0,6321	84	0,6724
42	0,6334	85	0,6729
43	0,6348	86	0,6734
44	0,6361	87	0,6739
45	0,6374	88	0,6744
46	0,6387	89	0,6749
47	0,6400	90	0,6753
48	0,6412	91	0,6758
49	0,6424	92	0,6762
50	0,6436	93	0,6766
51	0,6448	94	0,6770
52	0,6460	95	0,6774

ANEXO B. Circuitos del banco de pruebas.

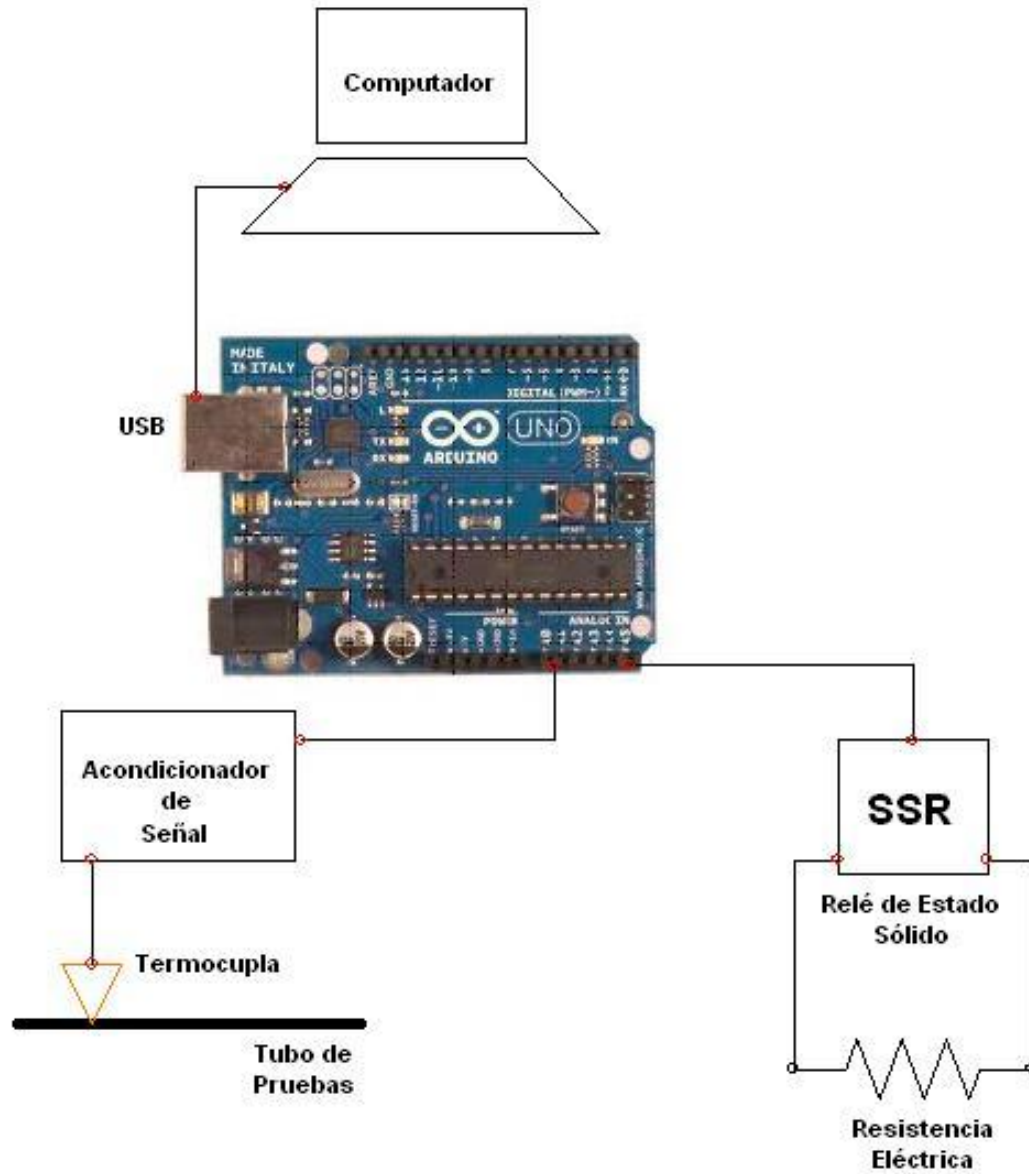
Circuito hidráulico



Circuito eléctrico



Circuito del control de temperatura



ANEXO C. Limpieza y mantenimiento del banco.

Mantenimiento Diario

- ✓ Limpiar todos los elementos que componen el sistema.
- ✓ Revisar que todos los elementos estén conectados correctamente.
- ✓ Inspeccionar que la bomba esta cebada.
- ✓ Verificar que las válvulas no estén trabadas.
- ✓ El tanque de almacenamiento debe contener agua, por lo menos hasta la marca indicadora o por encima de ella.

Mantenimiento Periódico

Tanque de almacenamiento (cada 24 semanas o 6 meses)

- ✓ En caso de haber terminado alguna prueba esperar por lo menos 20 minutos con la bomba y el ventilador encendidos como se indica en el manual de operación.
- ✓ Vaciar el tanque de almacenamiento por medio de una manguera conectada a la tubería de descarga del mismo.
- ✓ Desmontar el tanque para remover el agua que queda después de la extracción por la manguera.
- ✓ Lavar las paredes internas y externas con detergente y un cepillo de cerdas suaves.
- ✓ Esperar a que seque al aire libre.
- ✓ Realizar nuevamente el montaje del tanque a la estructura.

Recipiente en acrílico (cada 6 meses)

- ✓ Verificar que el sistema se encuentre apagado.
- ✓ Verificar que se encuentre a temperatura ambiente.
- ✓ Extraer el agua que se encuentre dentro del recipiente en acrílico conectando una manguera al puerto de desagüe de éste, el cual está ubicado en la parte de abajo de su cara posterior.
- ✓ Desmontar la tapa removiendo los tornillos que se encuentran en la tapa superior con un destornillador de paletas.
- ✓ Desmontar todos los accesorios que se conecten a él como racores, válvula de seguridad y resistencia eléctrica.
- ✓ Retirar la base del acrílico de la estructura soltando los tornillos con la ayuda de una llave hexagonal.
- ✓ Lavar con detergente las paredes internas y externas, enjuagar con agua y dejar secar al aire libre.
- ✓ Una vez seco fijar la base a la estructura por medio de los tornillos.
- ✓ Fijar la tapa a la base.
- ✓ Volver a conectar racores, mangueras, resistencia eléctrica, tapones y válvula de seguridad por medio de silicona gris y teflón.

Caja de control

- ✓ Apague el sistema antes de limpiarlo.
- ✓ Para limpiarlo utilice un paño húmedo y de textura suave (que no sea abrasivo).
- ✓ Limpie la parte externa únicamente. La parte interna es de mayor cuidado y debe realizarse cada 6 semanas.

Estructura (Cada semana)

- ✓ Para limpiarla utilice un paño húmedo y de textura suave (que no sea abrasivo).
- ✓ Limpie la estructura detalladamente.
- ✓ Seque con un trapo de textura suave (no abrasivo).

Bomba

- ✓ Inspeccionar que la bomba esté cebada (antes de cada prueba).
- ✓ Los elementos que la componen son de cero mantenimientos.

Motor de la bomba (cada 6 meses)

- ✓ Verificar el estado de cada uno de los elementos que lo componen.
- ✓ Realización de pruebas eléctricas al devanado del estator (prueba de resistencia de aislamiento a tierra y prueba de comparación de impedancias entre fases).
- ✓ Ambas pruebas se realizan al doble del voltaje nominal de alimentación del motor.
- ✓ Lavar el devanado del estator para retirar las partículas contaminantes como grasa, polvo, etc. Esto se lleva a cabo con un producto especial para uso eléctrico (electro-clean).
- ✓ Se revisan los rodamientos, los cuales no deben estar oxidados, golpeados o con ruido, en cualquiera de estos casos debe cambiarse. Una vez terminado su ciclo de trabajo deben cambiarse.
- ✓ Se revisan los demás elementos que trae el motor (guardapolvo, bornera, acople o correa, caja de bornes, etc.).
- ✓ Se les hace una limpieza general y en caso tal que se encuentren en mal estado, cambiarlos.

- ✓ Armar nuevamente el motor.

Mangueras (antes de cada prueba)

- ✓ Corroborar que todas tengan dos abrazaderas y que estén conectadas correctamente.
- ✓ Verificar que se encuentren en buen estado.

Resistencia eléctrica

- ✓ Cambiarla cada dos años.

Rotámetro

- ✓ Limpiarlo una vez terminada alguna prueba.

Radiador y ventilador

- ✓ Cambiarlo cada dos años.

Válvulas

- ✓ Cambiar los anillos de empaquetadura (sellos) cada dos años (no hay necesidad de desmontarlas).

CAZA FALLAS

PROBLEMA	POSIBLE CAUSA	SOLUCION
Bomba ruidosa	Cavitación	Limpiar mangueras. Verificar velocidad del motor.
	Entrada de aire	Ajustar los racores. Purgar el aire del sistema.

	Eje mal alineado	Alinear eje. Comprobar estado de juntas, cojinetes y acoplamientos.
	Bomba desgastada o estropeada	Reemplazar o reparar piezas defectuosas.
Motor ruidoso	Eje mal alineado	Alinear eje. Comprobar estado de juntas, cojinetes y acoplamientos.
	Motor desgastado o estropeado	Reemplazar o reparar piezas defectuosas.
Válvula de seguridad ruidosa	Taraje demasiado bajo	Ajustar a presión correcta con ayuda del manómetro.
	Obturador y asiento desgastados	Reemplazar o reparar piezas defectuosas.
Sin caudal	Bomba no recibe agua	Limpiar mangueras. Verificar velocidad del motor.
	Motor eléctrico no gira	Reemplazar o reparar piezas defectuosas.
	Acoplamiento roto	Alinear acoplamiento. Comprobar estado de bomba y motor de accionamiento.
	Sentido de giro del motor invertido	Invertir sentido de rotación.
	Bomba estropeada	Comprobar estado de bomba y motor de accionamiento.
	Bomba mal montada	Verificar montaje.
Caudal insuficiente	Fugas externas	Ajustar los racores. Purgar el aire del sistema.
	Elementos hidráulicos dañados o desgastados	Reemplazar o reparar piezas defectuosas.
Caudal excesivo	RPM del motor accionando bomba incorrecto	Reemplazar con la unidad correcta.

Calentamiento excesivo en la bomba	Carga excesiva	Alinear ejes. Comprobar estado de juntas, acoples y uniones. Corregir uniones mecánicas. Revisar cargas de trabajo.
	Bomba gastada o estropeada	Reemplazar o reparar.
Calentamiento excesivo en el motor	Carga excesiva	Alinear ejes. Comprobar estado de juntas, acoples y uniones. Corregir uniones mecánicas. Revisar cargas de trabajo.
	Motor gastada o estropeada	Reemplazar o reparar.
Sin presión	Falta de suministro de agua	Revisar el nivel del tanque de almacenamiento. Limpiar mangueras. Verificar velocidad del motor.
Presión insuficiente	Bomba o motor dañados	Reemplazar o repara la pieza correspondiente.
Presión errática	Bomba o motor desgastados	Reemplazar o repara la pieza correspondiente.
	Presencia de aire	Apretar los racores flojos. Verificar abrazaderas. Revisar el nivel de agua. Purgar el aire del sistema.
Presión excesiva	Válvula de seguridad mal ajustada	Ajustar al valor correcto.

ANEXO D. Manual de operación.

Precauciones de seguridad

Para evitar daños al usuario o a otras personas y daños materiales con el dispositivo experimental se deben seguir y respetar las siguientes instrucciones:

☉ Un uso incorrecto por ignorar las instrucciones provocará lesiones o daños humanos y/o materiales. La gravedad de los posibles daños se clasifica mediante las siguientes indicaciones:

☉ Advertencias

- Este símbolo señala la posibilidad de provocar lesiones graves o la muerte.

☉ Atención

- Este símbolo indica solo la posibilidad de lesiones o daños personales.

☐ No haga esto nunca.

☼ Siempre haga esto.

Instrucciones de manejo

☉ Advertencias

☼ Enchufe correctamente el cable de la corriente.

- ✓ En caso contrario se provocará cargas de incendios debidos a la generación de calor o descargas eléctricas.

☼ Si el equipo emite ruidos extraños o genera humo, desenergice el sistema mediante la palanca 1 del panel de control y desenchufe el cable de la corriente.

- ✓ Se puede provocar accidentes por incendio o descargar eléctricas.

☀ Inspeccionar el tanque de almacenamiento antes de llenarlo hasta el nivel de referencia.

- ✓ La presencia de objetos extraños podría ocasionar daños en la bomba y las válvulas.

☀ Si se produjera alguna fuga del fluido, evite que el agua entre a los componentes eléctricos, seque inmediatamente después de haber desenergizado la máquina.

- ✓ Puede causar daños en el dispositivo experimental y descargas eléctricas.

☀ Cuando limpie el equipo asegúrese primero que el suministro de energía y el interruptor estén desconectados.

☀ Desconecte la máquina de su fuente de alimentación eléctrica cuando el equipo no se vaya a utilizar durante un prolongado espacio de tiempo.

- ✓ Puede causar daños en el equipo y descargas eléctricas.

⊗ No utilice herramientas que despiden calor cerca del dispositivo.

- ✓ Puede provocar incendios y daños irreparables al tanque de acrílico.

⊗ No ponga en marcha o detenga el equipo enchufando o desenchufando el cable de la corriente.

- ✓ Provocará descargas eléctricas.

⊗ No ponga en marcha la bomba sin antes revisar que el nivel del tanque sea el mínimo para operación.

- ✓ Provocara mal funcionamiento de la bomba y calentamiento del motor.

⊗ No ponga en marcha la bomba sin antes revisar que la válvula a la entrada de la bomba y este abierta.

- ✓ Provocara mal funcionamiento de la bomba y calentamiento del motor.

⊗ No utilice herramientas durante el funcionamiento del dispositivo.

- ▣ No utilice el cable de la corriente cerca de gases inflamables o sustancias que puedan encenderse (Benceno, gasolina, etc.).
- ▣ No desmonte ni modifique ningún componente.
 - ✓ Podría provocar fallos en el funcionamiento de la máquina y/o descargas eléctricas.

Descripción de la máquina

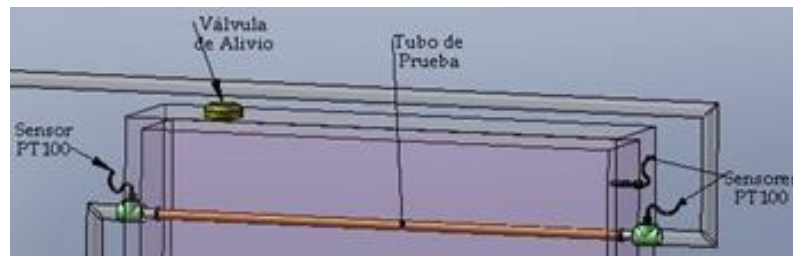
A continuación se muestran las partes que conforman el banco de pruebas:



1. Radiador.
2. Tanque de almacenamiento.

3. Panel de control.
4. Tanque en acrílico.
5. Indicador de temperaturas.
6. Válvula de regulación a rotámetro.
7. Válvula de descarga a tanque.
8. Rotámetro.
9. Bomba.
10. Rodachines.
11. Patas.
12. Contactor.
13. Resistencia eléctrica.
14. Sensor de nivel.
15. Tubo de pruebas.

Se deposita agua en el tanque de almacenamiento (2) hasta el nivel de referencia. La capacidad total del tanque es de 135 litros y se encuentra ubicado en la parte inferior de la máquina, soportado por la lámina inferior. Por medio de una bomba centrífuga (9) el agua es succionada desde tanque de almacenamiento y es conducida hacia el tanque de acrílico (4), regulada por dos válvulas de globo (6 y 7). Estas válvulas se encuentran montadas en la lámina superior del dispositivo experimental. Después de esto, el agua pasa a través de un tubo de cobre de $\frac{1}{4}$ ". El flujo de agua que atraviesa el tubo de cobre es medido por medio de un rotámetro (8). La temperatura a la cual entra y sale el agua del tubo de cobre, es registrada por un indicador de temperatura de cinco canales (5) por medio de dos Pt100 como se observa en la siguiente figura.



El agua al pasar por el tubo es calentada por medio del vapor proveniente de la parte inferior del tanque en acrílico, la cual es vaporizada por medio de una resistencia eléctrica (13) ubicada en la parte inferior izquierda de dicho

tanque. La temperatura del vapor va siendo registrada también por el indicador de temperaturas de cinco canales, con la ayuda de una Pt100 ubicada en la parte superior izquierda. Cuando el vapor alcance la temperatura de 96 °C (temperatura de ebullición del agua en la ciudad de Bucaramanga) se podrá dar inicio a la toma de datos de la práctica de laboratorio. La presión del vapor dentro del tanque de acrílico es controlada por medio de una válvula de seguridad localizada en la tapa o parte superior del tanque en acrílico, donde también se halla un manómetro que indica el valor de la presión, la cual no debe exceder 1.2 veces el valor de la presión atmosférica.

A la salida del tubo de cobre, el agua es conducida por medio de una manguera de 1/2" marca Parker, la cual es capaz de soportar temperaturas y presiones altas. Esta manguera se conecta al radiador (1) donde al agua disminuye su temperatura alrededor de 10 grados centígrados. Este radiador, lleva acoplado un ventilador que gira a razón de 1350 rpm y colabora con el enfriamiento del agua. El radiador se ubica en la parte inferior izquierda y su tapa soporta hasta 15 libras de presión. El material de las superficies extendidas es aluminio. El ciclo se completa al llevar el agua o fluido de trabajo nuevamente al tanque de almacenamiento.

En el tanque de acrílico, por encima de la resistencia eléctrica se encuentra un sensor de nivel (14), por medio del cual se controla el nivel del agua en el tanque de acrílico, es decir, que cuando no haya suficiente agua para evaporar, éste mande una señal a través de un contactor (12) y se apague la resistencia eléctrica.

Control de operación

Antes de empezar la prueba, debe llenarse el tanque de acrílico dos centímetros por encima del sensor de nivel. Se debe ubicar el dispositivo experimental cerca del panel de control principal del laboratorio de transferencia de calor. Hay que frenar los rodachines de la estructura y cerciorarse con la ayuda de las patas que la máquina se encuentre alineada. El dispositivo se debe alimentar de una fuente de 110 voltios monofásica.

Se debe conectar al panel de control principal del laboratorio de transferencia de calor. Energizar el dispositivo por medio de la palanca numero 1 (ver figura de abajo), ubicada en la caja de control que se encuentra en la lámina superior de la estructura (en la parte izquierda de ésta). Una vez realizado esto, automáticamente se ilumina el botón número 1 llamado BANCO ENERGIZADO como se muestra en la figura.

Después, se hace circular el fluido de trabajo por medio de la palanca número 3 del panel de control y se encenderá el botón denominado BOMBA, en la parte central de la lámina superior de la estructura. Se alimenta la resistencia eléctrica al subir la palanca número 2 del panel de control, y con esto se encenderá el botón al cual se le asignó por nombre RESISTENCIA ELÉCTRICA.

Activar el ventilador del radiador al accionar la palanca número 4 del panel de control y tendrá que iluminarse el botón numero 4 (VENTILADOR). Una vez terminada la prueba, se debe bajar la palanca número 2 correspondiente a la resistencia eléctrica, en caso tal de que antes no se haya realizado esta acción; se esperan 20 minutos y se bajan las palancas del panel de control en el siguiente orden: 4, 3 y 1.

