

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y ALETAS ENFRIADO POR AIRE**

Autores:

**JULIO ANDRES MONCADA GARCIA
ADRIAN ALBERTO BELTRAN MEZA**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y ALETAS ENFRIADO POR AIRE**

Autores:

**JULIO ANDRES MONCADA GARCIA
ADRIAN ALBERTO BELTRAN MEZA**

Aspirantes al título de ingeniero mecánico

Proyecto de grado

**Director, profesor
Edwin J. Córdoba Tuta**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

Nota de aceptación:

Firma del Presidente del Jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, 13 de enero de 2015

DEDICATORIA

A Dios por las bendiciones que me da

Día a día.

A mi familia por el apoyo incondicional

En contribución en una

Formación integral, tanto humana

Como profesional.

A mi hijo quien motivo mi lucha y

Deseos de triunfar.

Julio A. Moncada G.

DEDICATORIA

A Dios, por permitirme alcanzar este

Importante logro en mi vida.

A mis padres, Alberto y Fabiola, quienes siempre

Han creído en mí y han sido mi bastón y no permitirme

Desfallecer para alcanzar este sueño.

Agradezco a mis hermanos, Leidy y Fabian por todo

El apoyo moral que me brindaron y a mi

Novia Johana, por estar presente en mi vida y ser la

Persona que me inspira a ser y dar lo mejor de mí, gracias.

Adrián Beltrán M.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a:

La universidad pontificia bolivariana por ofrecernos la oportunidad de desarrollarnos a nivel profesional teniendo como prioridad el ser personal, enfatizando en la solidez y calidez humana.

A los docentes de la facultad de ingeniería mecánica por brindarnos sus conocimientos, ayuda, apoyo y confianza durante todo el proceso universitario.

Al ingeniero Edwin J. Córdoba Tuta, docente de la facultad de ingeniería mecánica, por su colaboración, solidaridad, paciencia y consejos antes y durante el desarrollo del proyecto.

A todos nuestros compañeros y amigos que junto con nosotros hicieron parte del proceso integral y compartieron el mismo sueño, ser profesional.

A nuestros familiares que siempre nos dieron ese apoyo incondicional, creyeron y estuvieron ahí, en los momentos difíciles que se pudieran presentar.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	19
2. OBJETIVOS	20
2.1. OBJETIVO GENERAL	20
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	20
3. METODOLOGÍA	21
3.1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN	21
3.2. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE MONITOREO	21
3.3. DISEÑO BASICO Y DETALLADO DEL BANCO DE PRUEBAS	21
3.4. DIMENSIONAMIENTO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO	22
3.5. DESARROLLO DE PRUEBAS EXPERIMENTALES	22
3.6. REALIZACIÓN DEL INFORME FINAL	22
4. MARCO TEÓRICO	23
4.1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	23
4.2. TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES	24
4.3. SUPERFICIES EXTENDIDAS	28
4.4. CONVECCIÓN	33
4.4.1. <i>CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO EXTERNO</i>	35
4.4.1.1. <i>CONVECCION FORZADA EN FLUJO EXTERNO EN CILINDROS</i>	
36	
4.4.1.2. BANCO DE TUBOS	37
4.4.2. <i>CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO</i>	41
4.4.2.1. FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBERIAS	46
4.4.2.2. REGION DE ENTRADA EN TUBERIAS	47
4.5. TRANSFERENCIA DE CALOR DE TUBOS CON ALETAS	49
4.5.1. <i>EJEMPLOS PARA GEOMETRÍA DE ALETAS</i>	54
4.5.1.1. <i>ALETAS CIRCULARES</i>	54
4.5.1.2. <i>ALETAS RECTANGULARES</i>	54
4.5.1.3. <i>ALETAS ADYACENTES</i>	54
4.5.1.4. <i>ALETAS RECTAS EN PLACA PLANA</i>	55
4.5.2. <i>TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS CON ALETAS EN FLUJO CRUZADO</i>	56
5 COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBA	58
5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR	58
5.2 VENTILADOR	58

5.3	MESA Y SOPORTES	59
5.4	VARIADOR DE FRECUENCIA	60
5.5	CONEXIONES HIDRAULICAS	61
5.6	BOMBA CENTRIFUGA	63
5.7	TERMOCUPLAS.....	63
5.8	DIFERENCIAL DE PRESIÓN	64
6	PRUEBAS	65
6.1	PASO A PASO DE PRUEBAS	65
7	ANALISIS DE RESULTADOS.....	64
8	CONCLUSIONES.....	76
9	RECOMENDACIONES	77
	ANEXO. A MANUAL DE VARIADOR DE VELOCIDAD SIEMENS MICROMASTER 440.....	79
	ANEXO. B GUÍA PRÁCTICA DE LABORATORIO	97
	ANEXO. C PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS	107
10	BIBLIOGRAFÍA	111

LISTA DE FIGURAS

- Figura. 1** Transferencia de calor en superficie plana.
- Figura. 2** Transferencia de calor local en tubos concéntricos.
- Figura. 3** Transferencia de calor en aleta recta.
- Figura. 4** Transferencia de calor en una superficie aletada.
- Figura. 5** banco de tubos.
- Figura. 6** Región completamente desarrollada.
- Figura. 7** longitud hidrodinámica en función del tipo de flujo.
- Figura. 8** Longitud de entrada térmica.
- Figura. 9** esquema de cálculo para correlaciones flujo interno.
- Figura. 10** Diferentes diseños para las figuras de aletas.
- Figura. 11** Factor de eficiencia de superficies de aletas.
- Figura. 12** Esquema de diferentes espacios en la sección transversal de diseño hexagonal entre los tubos paralelos con aletas.
- Figura. 13** variador de frecuencia.
- Figura. 14** conexiones hidráulicas línea de distribución.
- Figura. 15** conexiones hidráulicas línea de alimentación.
- Figura. 16** Bomba centrífuga.
- Figura. 17** Termocupla tipo K.
- Figura. 18** Sensor de presión diferencial.

LISTA DE TABLAS

Tabla. 1 Aletas de sección recta.

Tabla. 2 eficiencias de aleta.

Tabla. 3 grupos adimensionales.

Tabla. 4 Constantes de la ecuación de Hilper.

Tabla. 5 factor de corrección f , por número de líneas en la ecuación de Grimison.

Tabla. 6 coeficientes de las correlaciones de Grimison.

Tabla. 7 longitud de entrada térmica $X_{cd,h}$ según el tipo de flujo.

Tabla. 8 la longitud de entrada térmica $X_{cd,h}$ según el coeficiente de convección.

LISTA DE PLANOS

Plano. 1 Banco de pruebas.

Plano. 2 Mesa soporte.

Plano. 3 Ventilador axial.

Plano. 4 Intercambiador de calor de tubos y aletas.

Plano. 5 Tobera.

LISTA DE ANEXOS

Anexo. A Manual de variador de velocidad Siemens micromaster 440.

Anexo. B guía práctica de laboratorio.

Anexo. C Planos del banco de pruebas.

GLOSARIO

ALETA: Superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo.

ANEMÓMETRO: Instrumento utilizado para medir la velocidad del aire.

ACOPLES: Dispositivos mecánicos para unir líneas de tuberías.

CALOR: Transferencia de energía térmica que se da entre diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas.

CALOR ESPECÍFICO: Relación de la cantidad de calor requerido, para aumentar o disminuir la temperatura de una sustancia en 1°C, comparado con la que se requiere para aumentar o disminuir la temperatura de una masa igual de agua en 1°C. Se expresa como una fracción decimal.

CALOR LATENTE: Es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización). Se debe tener en cuenta que esta energía en forma de calor se invierte para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura.

CALOR SENSIBLE: Calor que causa un cambio de temperatura en una sustancia, sin que cambie de estado.

CALOR TOTAL: Suma del calor sensible y el calor latente.

CAMBIO DE ESTADO: Condición en la cual, una sustancia cambia de sólido a líquido o de líquido a gas, debido a la aplicación de calor.

CONDUCCIÓN: Mecanismo asociado a la transferencia de calor en sólidos, líquidos e incluso gases, como consecuencia de la existencia de gradientes internos de temperatura.

CONDUCTIVIDAD: Habilidad de una sustancia para conducir o transmitir calor y/o electricidad.

CONVECCIÓN: Mecanismo de transferencia de calor que se da entre un fluido en movimiento y la superficie sobre la cual fluye cuando existen diferencias de temperaturas entre ellos.

CONVECCIÓN FORZADA: Transferencia de calor que resulta del movimiento forzado de un líquido o un gas, por medio de una bomba o ventilador.

DUCTO: Tubo o canal, a través del cual, el aire es movido o transportado.

ENTALPIA: Cantidad de calor en un kilogramo de sustancia, calculada de una base de temperatura aceptada. La temperatura de 0°C, es una base aceptada para los cálculos de vapor de agua. Para los cálculos de refrigeración, la base aceptada es de -40°C.

HUMEDAD: Vapor de agua presente en el aire atmosférico.

INSTRUMENTO: Dispositivo que tiene habilidades para registrar, indicar, medir y/o controlar.

INTERCAMBIADOR DE CALOR: Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto.

MEDIDOR DE FLUJO: Instrumento utilizado para medir la velocidad o el volumen de un fluido en movimiento.

MOTOR TRIFÁSICO: Es una máquina eléctrica rotativa, capaz de convertir la energía eléctrica trifásica suministrada, en energía mecánica. La energía eléctrica trifásica origina campos magnéticos rotativos en el bobinado del estator (o parte fija del motor).

NEWTON: Unidad de fuerza del Sistema Internacional (SI), equivalente a la fuerza ejercida sobre un objeto que tiene una masa de un kilogramo, y una aceleración gravitacional de 1m/s^2

NÚMERO DE NUSSELT: Número adimensional que mide el aumento de la transferencia 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 solamente con conducción.

NÚMERO DE PRANDTL: Número adimensional que establece la relación entre el componente cortante de la viscosidad y la difusividad térmica.

NÚMERO DE REYNOLDS: Relación numérica de las fuerzas dinámicas del flujo de masa, con el esfuerzo puro debido a la viscosidad.

PASCAL: El pascal es la unidad de presión del Sistema Internacional de Unidades. Se define como la presión que ejerce una fuerza de 1 newton sobre una superficie de 1 metro cuadrado normal a la misma.

PRESIÓN: Magnitud escalar que relaciona la fuerza con la superficie sobre la cual actúa, es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la superficie.

PRESIÓN ABSOLUTA: Es la suma de la presión manométrica más la presión atmosférica.

PRESIÓN ATMOSFÉRICA: Es la fuerza que ejerce el aire atmosférico sobre la superficie terrestre. Al nivel del mar, tiene un valor de 101.325 kPa (14.696 lb/pulg²).

SENSOR: Dispositivo capaz de transportar magnitudes físicas en magnitudes eléctricas.

TERMOCUPLA: Dispositivo que permite la medición o el censado de la temperatura.

TEMPERATURA: Intensidad de calor o frío, tal como se mide con un termómetro.

TEMPERURA AMBIENTE: Temperatura de un fluido (generalmente aire), que rodea un objeto por todos lados.

VÁLVULA: Accesorio utilizado para controlar el paso de un fluido.

VARIADOR DE VELOCIDAD: Elemento que controla la frecuencia de rotación generalmente de motores.

VENTILACIÓN: Flujo de aire forzado, por diseño, entre un área y otra.

VENTILADOR: Dispositivo de flujo radial o axial, usado para mover o producir flujo de gases.

VOLUMEN ESPECÍFICO: Volumen por unidad de masa de una sustancia (m^3/kg).

WATT (W): Unidad de potencia, equivalente a la potencia producida al realizar un trabajo de 1 Joule por segundo ($1 \text{ watt} = 1\text{J/s}$).

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y ALETAS ENFRIADOS POR AIRE.

AUTORES: Julio Andrés Moncada García
Adrián Alberto Beltrán Meza

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: Edwin J. Córdoba Tuta

RESUMEN

El trabajo realizado se enfocó en el desarrollo de un banco de pruebas para comparar el comportamiento térmico de los fluidos de trabajo al transferir calor por medio de un intercambiador de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular. El banco fue instrumentado para obtener datos e indicadores del proceso.

Se realizaron 6 pruebas en el laboratorio, modificando variables. Tales como, el caudal y la velocidad de aspa del ventilador axial (convección forzada). Los resultados obtenidos fueron registrados y tabulados con el fin de generar gráficas para ayudar a comprender y analizar el comportamiento térmico del banco. Finalmente se generó unas guías de laboratorio para el laboratorio de transferencia de calor de la Universidad Pontificia Bolivariana.

Palabras claves: Intercambiador; transferencia de calor; convección; banco de prueba; aletas.

GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST FOR HEAT EXCHANGER
FIN AND TUBE AIR COOLED

AUTHOR: Julio Andrés Moncada García
Adrián Alberto Beltrán Meza

FACULTY: Faculty of Mechanical Engineering

DIRECTOR: Edwin J. Córdoba Tuta

ABSTRACT

This research was focus on the development of a test bench to compare thermal behavior of working fluids to exchange energy through heat exchanger tubes and straight fins of rectangular section. The test bench was equipped with devices to get experimental data and process indicators.

Six tests were done at lab, modifying the variables like caudal and the blade speed of axial fan (forced convection). The results were registered and tabulated to make graphics to understand and analyze the thermal behavior of the test bench. Finally, manuals were done for the Laboratory of Heat Transfer at Pontificia Bolivariana University.

Key Words: exchangers; heat transfer; convection; test bench; straight fins.

1. INTRODUCCIÓN

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño. Para ello, es necesario analizar el comportamiento térmico que estos presentan, y así determinar los parámetros de operación que puedan optimizar el proceso.

En la actualidad estos dispositivos son indispensables en muchas de las aplicaciones de ingeniería en las cuales haya intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentren a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida. Algunas de las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos.

Debido a que estos dispositivos varían su desempeño térmico dependiendo de las condiciones iniciales de los fluidos, la geometría del intercambiador, el tipo de mecanismo de transferencia de calor, etc. Es necesario monitorear las condiciones de entrada y salida de los fluidos de trabajo del banco de pruebas.

En el siguiente trabajo se empleó el desarrollo de un banco de prueba didáctico con el fin de estudiar un intercambiador de calor de tubos y aletas instrumentado, buscando así, obtener datos reales de operación para posteriormente realizar comparativas con fundamentos teóricos inherentes a los principios de transferencia de calor.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

- ✓ Construir e instrumentar un banco de pruebas para intercambiadores de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular enfriado por aire para uso didáctico del laboratorio de transferencia de calor de la facultad de ingeniería mecánica.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Diseñar y construir un banco de pruebas para intercambiadores de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular con fines didácticos para el laboratorio de transferencia de calor de la facultad de ingeniería mecánica.

Resultado: banco de pruebas.

Indicador: el banco manejará hasta $2m/s$ de flujo de aire.

- ✓ Instrumentar un banco de pruebas de intercambiador de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular a la facultad de ingeniería mecánica y llevarlos a una interfase hombre máquina.

Resultado: intercambiador de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular instrumentado y equipado.

Indicador: será posible leer las variables de presión y temperatura en un pc durante la prueba.

- ✓ Realizar una guía de laboratorio con tres pruebas para el banco de intercambiadores de calor de tubos y aletas rectas de sección rectangular.

Resultados: documento de la guía de laboratorio.

Indicador: las guías de laboratorio tendrán mínimo 3 pruebas diferentes

3. METODOLOGÍA

El proceso metodológico utilizado en el desarrollo del proyecto contemplo ocho grandes fases:

3.1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN

Durante esta fase se recopiló información bibliográfica y documentación sobre intercambiadores de calor, mecanismos de transferencia de calor, régimen de flujo, superficies extendidas, tipo de confinamiento. Las fuentes de información utilizadas incluyen, libros de termodinámica y transferencia de calor, páginas web, literatura técnica y trabajos de grado.

3.2. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE MONITOREO

Se determinaron parámetros pertinentes al proceso de selección, tales como: CFM del ventilador trifásico, propiedades del fluido primario, temperatura máxima estimada para el proceso, consideraciones de flujo monofásico y se seleccionaron sensores de presión y temperatura adecuados para el desarrollo del banco.

3.3. DISEÑO BASICO Y DETALLADO DEL BANCO DE PRUEBAS

Se utilizó un software CAD (Solid Works) para realizar un modelado mecánico en 3D y así distribuir espacios en el montaje, que contempla la instalación de los equipos de monitoreo y suministro, así como los accesorios necesarios para el acoplamiento de los dispositivos

3.4. DIMENSIONAMIENTO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

Se dimensionaron los elementos de tal forma que no hubiera obstrucciones de ningún tipo, que pudieran afectar o interrumpir de forma negativa el buen funcionamiento de los dispositivos. Posteriormente se inició la construcción y montaje del banco de pruebas.

3.5. DESARROLLO DE PRUEBAS EXPERIMENTALES

Para el desarrollo de las pruebas se instaló una línea de suministro en el intercambiador de calor cuyo fluido primario es agua a Temperaturas no superiores a 100 °C con el fin de no producir cambio de fase en el fluido, este fluido fue enfriado por medio de un ventilador trifásico con un rango de velocidad de aspa de 0-2 m/s controlado por un variador de frecuencia. Acto seguido se recolectaron datos de temperatura y presión a la entrada y salida del intercambiador de calor.

3.6. REALIZACIÓN DEL INFORME FINAL

En la etapa de realización del informe se elaboraron las guías pertinentes al desarrollo del banco pactadas en el alcance del proyecto. Así como, el informe completo donde se registran todos los estudios, pruebas y resultados obtenidos a largo del proceso.

4. MARCO TEÓRICO

4.1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es aquella ciencia que busca predecir la transferencia de energía que puede ocurrir entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura. La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transferencia de calor no sólo trata de explicar cómo puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realizará este intercambio bajo ciertas condiciones especificadas. El hecho de que un régimen de transferencia de calor sea el objetivo deseado de un análisis, señala la diferencia entre la transferencia de calor y la termodinámica.

La transferencia de calor completa el primer y segundo principio de la termodinámica, al proporcionar reglas experimentales adicionales que se pueden utilizar para establecer rapidezces de transferencia de energía. Tal como en la ciencia de la termodinámica, las reglas experimentales utilizadas como base del tema de la transferencia de energía son muy simples y se les puede ampliar con facilidad para que abarquen -diversas situaciones prácticas.

Como un ejemplo de los diferentes tipos de problemas que son tratados por la termodinámica y la transferencia de calor, considérese el enfriamiento de una barra de acero caliente que se coloca en un recipiente con agua. La termodinámica puede usarse para predecir la temperatura de equilibrio final de la combinación de la barra de acero y agua. La termodinámica no nos dirá cuánto tardará en alcanzar esta condición de equilibrio o cuál será la temperatura de la barra después de pasado un cierto tiempo antes que se alcance la condición de equilibrio. La transferencia de calor puede usarse para predecir la temperatura tanto de la barra como del agua, en función del tiempo.

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren energía térmica entre dos o más fluidos que se encuentran a diferente temperatura. Los intercambiadores de calor suelen usarse como componente único o involucrado en un sistema complejo que permita retirar calor.

La dificultad en la implementación de un intercambiador de calor en los sistemas térmicos se deriva de su distribución geométrica, el fenómeno físico presente en la transferencia de calor y el número de variables implicadas en la operación. Como consecuencia de tal complejidad no hay disponible ninguna solución analítica basada en este principio; la mayor parte de los cálculos están basados en información empírica de los fabricantes de estos equipos y en estos momentos la gran mayoría de estos análisis para predecir que su comportamiento incluye suposiciones y condiciones que no son compatibles con los fenómenos que ocurren en ellos bajo los estados reales de operación.

4.2. TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES

Dentro de un intercambiador de calor de cualquier tipo, el calor se transfiere entre dos fluidos que se encuentran a diferente temperatura y separados por una membrana. Es decir, la transferencia de calor entre un fluido caliente y un fluido frío generalmente es modelada como la transferencia de calor unidimensional a través de una serie de resistencias, tres resistencias son necesarias para tener en cuenta, la convección entre el fluido y la membrana que separa o metal, la conducción a través de la membrana, y la convección entre el segundo fluido y la membrana. De la geometría más simple de intercambiador de calor, los dos fluidos están separados por una superficie plana, como la muestra la figura 1 y la resistencia global está dada por la siguiente ecuación.

$$R = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta y}{kw} + \frac{1}{h_2}$$

Ecuación 4.1

$$q_{12} = \frac{Q_{12}}{A} = \frac{T_1 - T_2}{R}$$

Ecuación 4.2

Donde:

R= Resistencia térmica total entre dos fluidos por unidad de aire

h= coeficiente de transferencia de calor por convección

kw= conductividad térmica

A= área de transferencia de calor entre los dos fluidos

T= temperatura de los fluidos

Q₁₂= transferencia de calor entre el fluido 1 y el fluido 2

q₁₂= flujo de transferencia de calor entre el fluido 1 y el fluido 2

Las ecuaciones también se pueden escribir en términos de un coeficiente de transferencia de calor global, que se define como el recíproco de la resistencia térmica.

$$UA = \frac{A}{R} = \frac{A}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta y}{k} + \frac{1}{h_2}\right)}$$

Ecuación 4.3

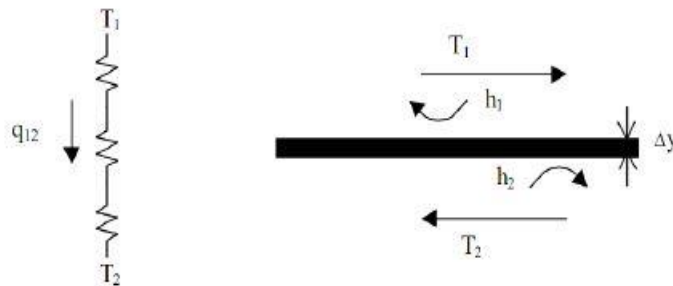
$$Q_{12} = UA(T_1 - T_2)$$

Ecuación 4.4

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor.

Figura. 1 Transferencia de calor en superficie plana.



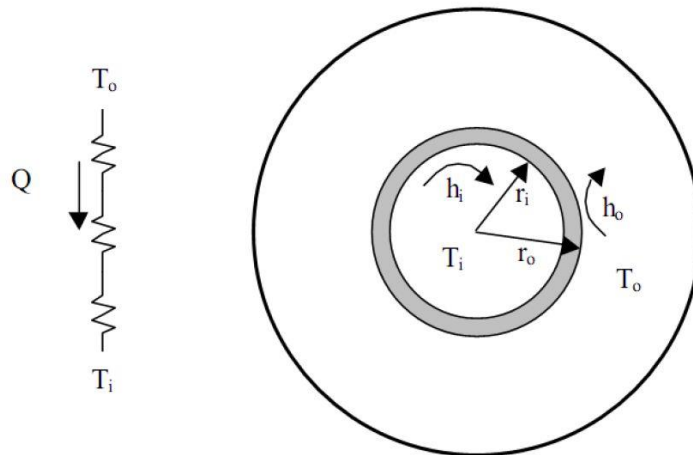
Fuente: www.coursehero.com

La gran mayoría de intercambiadores de calor poseen distribuciones o arreglos específicos que pueden ser complejos o simples dependiendo de la cantidad de calor que se deba transferir. En particular. El área de transferencia de calor por convección es casi siempre diferente en los dos fluidos. La forma de geometría más sencilla es un intercambiador de calor de tubos concéntricos en el que en un flujo a través de un tubo y el segundo fluido fluye en el espacio anular entre el tubo y un segundo tubo con un diámetro más grande. Para esta geometría la transferencia de calor local se produce en todo el espesor de la pared del tubo interno, (ver figura 2), en este caso, las ecuaciones se expresan en términos de un fluido interno y externo, con líquido que fluye por el interior del tubo. Las resistencias térmicas se calculan para la transferencia por convección y conducción en coordenadas cilíndricas.

$$\frac{R}{A} = \left(\frac{R}{A}\right)_f + \left(\frac{R}{A}\right)_w + \left(\frac{R}{A}\right)_o \quad \text{Ecuación 4.5}$$

$$\frac{1}{UA} = \left(\frac{R}{A}\right) = \frac{1}{A_f h_i} + \frac{r_i}{k A_i} * \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{A_o h_o} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Figura. 2 Transferencia de calor local en tubos concéntricos.



Fuente: www.coursehero.com

Ya que el área no es constante, la conductancia total es más difícil de definir.

Si bien el término UA es definido con facilidad, la definición del coeficiente global U , depende de la superficie utilizada y sirve para definir la transferencia de calor en función de la superficie externa, A_o .

$$UA = U_o A_o = \frac{A_o}{\left(\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o r_i}{k * A_i} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_o}\right)} \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Aunque otra manera de escribir estas ecuaciones en términos de valores efectivos de R asociados con la convección interna, la convección externa, y la conductancia de la pared. Nótese que tanto la convección interna y la conductancia de la pared se expresan en términos del área de transferencia de calor interna.

$$UA = \frac{A_o}{R} = \frac{A_o}{\frac{A_o}{A_i}(R_i + R_w) + R_o} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Esta ecuación es mucho más general que las relaciones anteriores ya que se aplica a cualquier geometría de intercambiador de calor en el que una pared separa dos fluidos. Por ejemplo, los intercambiadores de calor utilizados en muchas aplicaciones emplean pines y aletas sobre superficies para incrementar los coeficientes de transferencia de calor y el área de transferencia de calor. Las resistencias térmicas para estas superficies mejoradas son funciones complicadas de geometría, pero la transferencia de calor global puede aún ser descrita por la ecuación 4.8.

4.3. SUPERFICIES EXTENDIDAS

Uno de los problemas acoplados más comunes que involucran conducción y convección principalmente, incluyen superficies extendidas o aletas como generalmente se conocen. El objetivo es incrementar la transferencia de calor superficial por convección aumentando el área de contacto con el fluido.

De una parte se tienen ecuaciones para determinar la variación de temperatura a lo largo de la aleta, derivadas de la solución de la ecuación diferencial que relaciona la conducción de calor a lo largo de ella con la transferencia de calor por

convección en su superficie. En la figura. 3 se muestra la transferencia de calor a lo largo de una aleta recta. Para aletas de sección recta se tiene que.

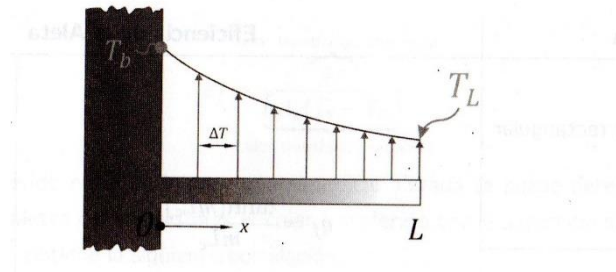
Tabla. 1 Aletas de sección recta

Condiciones de frontera en el extremo De la aleta (X=L)	Distribución de temperatura
Convección en el extremo	$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh(m[L - x]) + \frac{h}{mk} \sinh(m[L - x])}{\cosh(mL) + \frac{h}{mk} \sinh(mL)}$
Extremo adiabático	$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh(m[L - x])}{\cosh(mL)}$
Extremo con temperatura establecida	$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\sinh(mx)}{\sinh(mL)}$
Extremo con temperatura igual a la del Ambiente (aleta infinita)	$\frac{\theta}{\theta_b} = e^{-mx}$

$$\Theta = T_{(x)} - T_{\infty} \quad m = \sqrt{\frac{h \text{prom} P}{k A_c}} \quad \theta_b = T_b - T_{\infty} \quad M = \sqrt{h \text{prom} P k A_c * \theta_b}$$

P y A_c son el perímetro y el área de la sección transversal respectivamente.

Figura. 3 Transferencia de calor en aleta recta



Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.51p

En condiciones de estado estable sin generación de calor ni almacenamiento de energía, el calor transferido desde la superficie extendida se puede expresar en términos de la denominada eficiencia de la aleta, n_f .

$$q_f = n_f * h_{prom} * A_f * (T_b - T_{\infty})$$

Calor transferido Por la aleta	Eficiencia de la Aleta	Coficiente promedio de convección sobre la aleta	Area superficial de la aleta	Diferencia de temperatura entre la base de la aleta y el ambiente
-----------------------------------	---------------------------	---	---------------------------------	--

Reordenando los términos de la ecuación, se puede definir una resistencia térmica para la aleta, R_f , que puede usarse para análisis de problemas con otros mecanismos de transferencia de calor acoplados.

$$q = \frac{T_b - T_\infty}{R_f} \quad [\text{W}] \quad \text{Ecuación 4.9}$$

$$R_f = \frac{1}{n_f * h_{prom} * A_f} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

La eficiencia de la aleta es una función matemática que depende de su geometría y de las condiciones de frontera existentes. Cuando el extremo de la aleta es adiabático se tienen las siguientes expresiones de la eficiencia térmica.

Tabla. 2 eficiencias de aleta

Aleta	Eficiencia de la Aleta	
Recta seccion rectangular	$n_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$	$m = \sqrt{\frac{2h_{prom}}{kt}}$ $A_f = 2wL_c$ $L_c = L + \frac{t}{2}$
recta de seccion circular		$m = \sqrt{\frac{4h_{prom}}{kD}}$ $A_f = \pi DL_c$ $L_c = L + \frac{D}{4}$
aleta circular	$n_f = C_2 \frac{K_1(mr_1 I_1(mr_{2c})) - I_1(mr_1 K_1(mr_{2c}))}{I_0(mr_1 K_1(mr_{2c})) + K_0(mr_1 I_1(mr_{2c}))}$	$C_2 = \frac{2r_1}{((r_{2c})^2 - (r_1)^2)}$ $A_f = 2\pi((r_{2c})^2 - (r_1)^2)$ $r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2}$ $m = \sqrt{\frac{2h_{prom}}{kt}}$

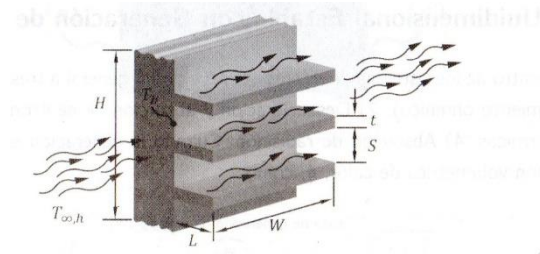
respectivamente; L_c es la longitud corregida de las aletas rectas, r_{2c} es el radio corregido de la aleta circular; I_0 y I_1 son funciones de Bessel modificadas de primera clase de orden cero y primer orden respectivamente; K_0 y K_1 son funciones de Bessel modificadas de segunda clase de orden cero y primero respectivamente.

La efectividad de la aleta, ϵ , es una cantidad de interés cuando se evalúan superficies extendidas. Indica básicamente cuanto se incrementa la transferencia de calor con las aletas al compararla con la transferencia de calor en la superficie sin ellas. Se acostumbra recomendar su uso cuando se puede al menos duplicar la transferencia de calor. En la figura. 4 se observa la transferencia de calor en superficies aleteadas.

$$\epsilon_f = \frac{q_f}{h_{prom} A_c (T_s - T_\infty)} \quad \begin{array}{l} \text{Calor transferido con aleta} \\ \text{Calor transferido sin aleta} \end{array}$$

Normalmente el calor transferido entre el fluido y una superficie Ecuación 4.11 ~~se puede~~ determinar teniendo en cuenta el calor transferido por todas las aletas del arreglo más el calor transferido por la superficie sin aletas. Planteando esto en términos de la eficiencia, n_f , se obtiene la siguiente correlación

Figura. 4 Transferencia de calor en una superficie aleteada



Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.53p

$$q_{\text{superficie aletada}} = n_f * h_{\text{prom}} * NA_f * (T_b - T_\infty) + h_{\text{prom}} * A_b * (T_b - T_\infty)$$

Calor transferido por la superficie libre de aletas

Calor transferido por todas las aletas

Ecuación 4.12

Reorganizando la ecuación anterior se puede derivar una nueva expresión en términos de la denominada eficiencia global de la superficie aletada.

$$q_{\text{superficie aletada}} = n_0 h_{\text{prom}} A_t (T_b - T_\infty) \text{ donde } n_0 = \underbrace{1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - n_f)}_{\text{Eficiencia global}} \text{ y } A_t = \underbrace{NA_f + A_b}_{\text{Area total de la superficie}}$$

Ecuación 4.13

A partir de lo anterior, se puede definir una resistencia térmica para la superficie aletada que permite solucionar fácilmente casos de transferencia de calor con mecanismos acoplados.

$$q_{\text{superficie aletada}} = \frac{T_b - T_\infty}{R_{f,o}} \quad \text{Ecuación 4.14}$$

$$R_{f,o} = \frac{1}{n_0 h_{\text{prom}} A_t} \quad \text{Ecuación 4.15}$$

4.4. CONVECCIÓN

La convección de calor es un mecanismo asociado a la existencia de una capa límite hidrodinámica en la superficie de interés y a la existencia de gradientes de temperatura en esta última. Los gradientes dan origen a la denominada capa límite térmica, que a su vez, posibilita la transferencia de calor hacia. O desde, el fluido.

Puesto que el calor transferido en un instante dado que se puede calcular mediante la aplicación directa de la ley de enfriamiento de newton, el estudio de la convección se orienta a la determinación del coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie para un amplio número de situaciones físicas que incluyen entre las más importantes, el flujo forzado sobre superficies planas, cilíndricas y esféricas; el flujo forzado dentro de ductos; el flujo originado por gradientes de densidad sobre superficies planas, cilíndricas, esféricas y dentro de canales y recintos.

Ecuación 4.16

$$q_{convección} = h_{prom} A_s (T_s - T_{\infty})$$

La determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección es un problema de cierta complejidad en razón a que depende de numerosas propiedades de los fluidos (entre ellas la densidad, la viscosidad, la conductividad térmica y el calor específico). Adicionalmente, el coeficiente depende de la geometría de la superficie involucrada y de las características de flujo. La razón fundamental para esta dependencia compleja es que la transferencia de calor está gobernada por el comportamiento de las capas límites originadas en la superficie.

Es importante señalar que, el coeficiente de transferencia de calor por convección varía de un punto a otro sobre la superficie de interés, de aquí que se habla de un coeficiente de convección local y otro promedio. Cuando se aplica la ley de enfriamiento de newton para determinar el calor total transferido por una superficie isotérmica, se utiliza el coeficiente de convección promedio.

La determinación analítica o experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección involucra varios grupos adimensionales,

Tabla. 3 grupos adimensionales

Numero	Grupo adimensional	Significado Físico
Reynolds, Re_{L_c}	$\frac{VL_c}{\nu}$	Razón entre las fuerzas de inercia y las viscosas.
Prandtl, P_r	$\frac{\nu}{\alpha}$	Razón entre las difusividades de momento y térmica
Nusselt, Nu_{L_c}	$\frac{hL_c}{k}$	Gradiente de temperatura adimensional en la superficie
Grashof, Gr_{L_c}	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$	Razón entre las fuerzas de empuje y las viscosas.

Donde:

V es la velocidad del flujo [$\frac{m}{s}$], L_c es la longitud característica de la geometría [m], ν es la viscosidad cinemática del fluido [$\frac{m^2}{s}$]

α Es la difusividad térmica del fluido [$\frac{m^2}{s}$], k es la conductividad térmica del fluido [$\frac{W}{mK}$]

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección [$\frac{W}{m^2K}$], g es la gravedad [$\frac{m}{s^2}$], β es el coeficiente de expansión térmica del fluido [$\frac{1}{K}$]

4.4.1. CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO EXTERNO

Para la mayoría de geometrías se cumple que el número de Nusselt promedio es una función de Reynolds y Prandtl, $Nu = F(Re, P_r)$. Si se conoce esta función, se obtiene el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección de otra

parte, debe tenerse en cuenta que las correlaciones con las que se calcula el número de Nusselt promedio requieren la evaluación de las propiedades termodinámicas del fluido. Normalmente estas deben hallarse a la denominada temperatura de película T_f , que es un promedio entre la temperatura de la superficie de interés y la temperatura del flujo libre.

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

4.4.1.1. CONVECCION FORZADA EN FLUJO EXTERNO EN CILINDROS

Existen varias correlaciones teórico-experimentales para determinar el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre la superficie de cilindros largos isotérmicos bajo diferentes condiciones de flujo.

$$Nu_D = \frac{h_{prom} D}{k} = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 4.18}$$

Donde:

$$Re_D = \frac{VD}{\nu}$$

C, m Depende de Re_D

Pr, ν, k se calculan a la temperatura de película T_f

Las constantes de la ecuación de Hilper se determinan con el número de Reynolds en la siguiente tabla.

Tabla. 4 Constantes de la ecuación de Hilper

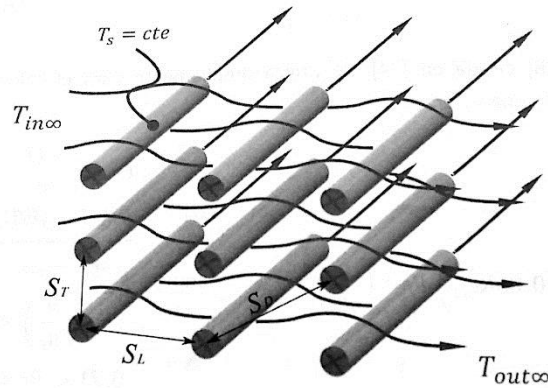
Re_D	C	m
0,4 a 4	0,989	0,330
4 a 40	0,911	0,385
40 a 4000	0,683	0,466
4000 a 40000	0,193	0,618
40000 a 400000	0,027	0,805

4.4.1.2. BANCO DE TUBOS

Los bancos de tubos son arreglos compuestos por un gran número de elementos, generalmente cilíndricos, que intercambian calor con un fluido que se mueve sobre su superficie exterior. Figura. 5

Normalmente estos arreglos tienen características geométricas particulares y se disponen dentro de un espacio conocido como Plenum. Son utilizados ampliamente en equipos intercambiadores de calor y para el cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor por convección sobre ellos se tienen varias correlaciones útiles.

Figura. 5 banco de tubos



Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.80p

Es importante señalar que para tener en cuenta la variación de la temperatura del fluido a lo largo del banco (esta puede aumentar o disminuir), se utiliza una variante de la ley de enfriamiento de Newton que incluye la denominada diferencia de temperatura media logarítmica, $\Delta T_{m,l}$

$$q_{convección\ banco\ de\ tubos} = h_{prom} A_{sup} \Delta T_{m,l} \text{ [W]} \quad \text{Ecuación 4.19}$$

Donde:

A_{sup} , Area superficial de todos los tubos del banco

$$\Delta T_{m,l} = \frac{(T_s - T_{\infty,in}) - (T_s - T_{\infty,out})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{\infty,in}}{T_s - T_{\infty,out}}\right)} \quad \text{Ecuación 4.20}$$

$T_{\infty,in}$, Temperatura media del fluido a la entrada del banco

$T_{\infty,out}$, Temperatura media del fluido a la salida del banco

T_s , Temperatura de la superficie de los tubos

La correlación de Grimison se utiliza para determinar el coeficiente de convección promedio para el flujo de aire y de otros fluidos sobre arreglos de tubos de más de 10 líneas. Aquí se incluye una variación del número de Reynolds para tener en cuenta la velocidad máxima del flujo sobre los tubos.

$$Nu_D = \frac{h_{prom}D}{k} = fCRe_{Dmax}^m \quad \text{Ecuación 4.21}$$

Donde:

$$Re_D = \frac{V_{max}D}{\nu} \quad \text{Ecuación 4.22}$$

➤ Si el arreglo es lineado, $V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_T-D}\right)V_{\infty}$

V_{∞} , velocidad del flujo aguas arriba

➤ Si el arreglo es escalonado se toma el mayor de:

a. $V_{max} = \left[\frac{S_T}{2(S_D-D)}\right]V_{\infty}$

b. $V_{max} = \left[\frac{S_T}{(S_T-D)}\right]V_{\infty}$

V_{∞} , velocidad del flujo aguas arriba

ν, k se calculan a la temperatura de la película T_f

f , es el factor de correlación por número de líneas

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \text{ y } T_m = \frac{T_{\infty, in} + T_{\infty, out}}{2}$$

C, m Depende de Re_D

$N_L \geq 10$ si $N_L \leq 10$ se usa factor de corrección f

$Pr = 0.7$ con aire

$$2E3 < Re_{Dmax} < 4E4$$

El factor de corrección f , por número de líneas en la ecuación de Grimison se relaciona en la siguiente tabla.

Tabla. 5 factor de corrección f , por número de líneas en la ecuación de Grimison

Número de líneas, N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Escalonado	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Los coeficientes de las correlaciones de Grimison se muestran en la siguiente tabla.

Tabla. 6 coeficientes de las correlaciones de Grimison

S_L/D	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C1	M	C1	m	C1	m	C1	m
Alineado								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,25	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Escalonado								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

4.4.2. CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO

En estos casos la ley de enfriamiento de Newton se expresa de la siguiente manera,

$$q_{convección} = h_{prom} A_{sup} \Delta T_{m,l} \text{ [W]} \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Donde:

A_{sup} , Área superficial dentro del tubo

$$\Delta T_{m,l} = \frac{(T_s - T_{\infty,in}) - (T_s - T_{\infty,out})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{\infty,in}}{T_s - T_{\infty,out}}\right)} \quad \text{Ecuación 4.24}$$

$T_{m,in}$, Temperatura media del fluido a la entrada del tubo.

$T_{m,out}$, temperatura media del fluido a la salida del tubo.

T_s , Temperatura de la superficie interna del tubo.

Del mismo modo, para el estudio del flujo interno se puede calcular el número de Reynolds en términos del flujo másico y el diámetro de la tubería.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad \text{Ecuación 4.25}$$

Donde:

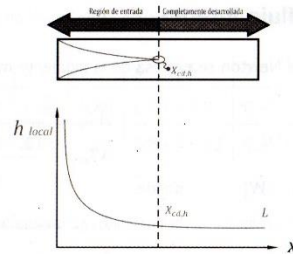
\dot{m} , Flujo másico

D , diámetro interno de la tubería

μ , viscosidad dinámica del fluido

El coeficiente de transferencia de calor promedio por convección está influenciado por las características de las capas límite hidráulica y térmica (Ver figura. 6). Bajo condiciones normales, el coeficiente de transferencia local decrece en la región de entrada térmica y una vez la capa límite se desarrolla, el coeficiente local permanece constante. Por tanto, es necesario identificar las regiones de entrada y completamente desarrollada para aplicar convenientemente las correlaciones de cálculo.

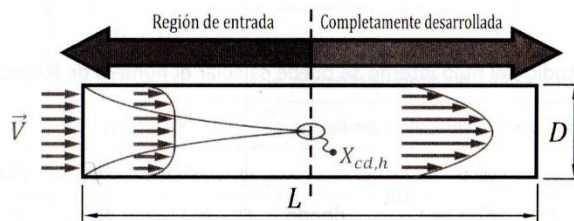
Figura. 6 Región completamente desarrollada



Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.88p

El valor de la longitud hidrodinámica de entrada ($X_{cd,h}$) depende de si el flujo en la tubería es laminar o turbulento, ver figura. 7

Figura. 7 longitud hidrodinámica en función del tipo de flujo



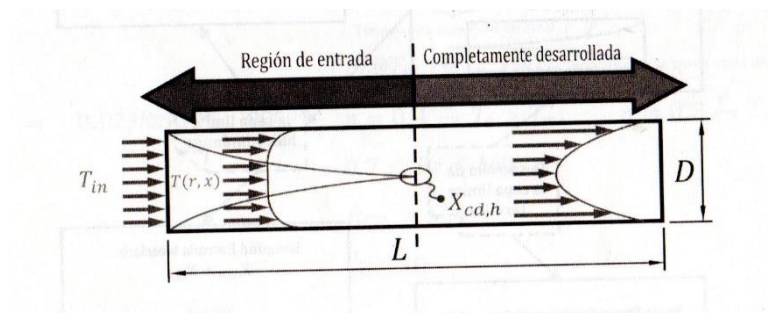
Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.88p

Tabla. 7 longitud de entrada térmica $X_{cd,h}$ según el tipo de flujo

Capa límite	$Re_D = \frac{VD}{\nu}$	$X_{cd,h}$
Laminar	≤ 2300	$X_{cd,h} = 0.05Re_D D$
Turbulento	≥ 2300	$10D \leq X_{cd,h} \leq 60D$

De igual manera, la longitud de entrada térmica $X_{cd,h}$ depende del tipo de flujo en la tubería. Ver figura.8

Figura. 8 Longitud de entrada térmica



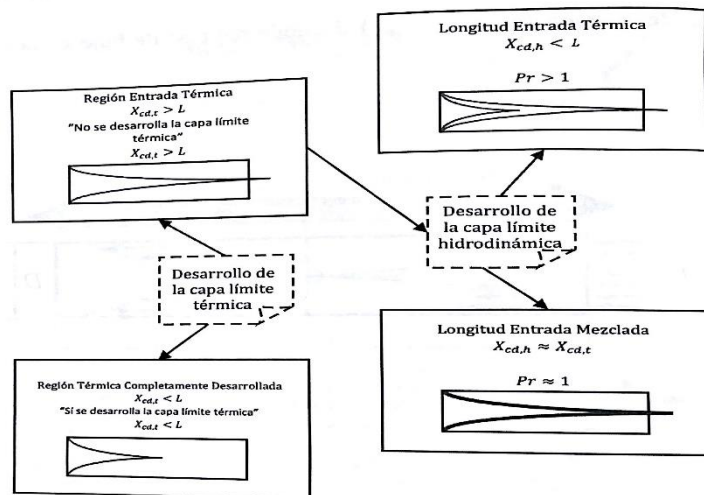
Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía practica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.89p

Tabla. 8 la longitud de entrada térmica $X_{cd,h}$ según el coeficiente de convección

Capa límite	$Re_D = \frac{VD}{\nu}$	$X_{cd,t}$
Laminar	≤ 2300	$X_{cd,t} = 0.05Re_D DP_r$
Turbulento	≥ 2300	$10D \leq X_{cd,t} \leq 60D$

El siguiente esquema muestra los cuatro casos posibles sobre los que se establecen correlaciones de cálculo para el flujo interno. Ver figura. 9

Figura. 9 esquema de cálculo para correlaciones flujo interno



Fuente: CASTELLANOS, Javier. guía práctica de hecho y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Floridablanca Colombia, editorial, 2012.90p

4.4.2.1 FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBERIAS

El coeficiente promedio por convección para toda tubería es aproximadamente igual al coeficiente local hallado en la zona térmica completamente desarrollada, no importa si el flujo es laminar o turbulento.

Cuando el flujo es laminar ($Re_D \leq 2300$), y la capa térmica esta completamente desarrollada ($L_{tuberias} > X_{cd,t}$), se tiene para tuberías con temperatura superficial constante,

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad \text{donde } v@T_m, k@T_m \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Propiedades a la temperatura media de salida del fluido

Si el flujo es turbulento y la capa limite térmica es completamente desarrollada, se tienen varias correlaciones. Dittus y Boelter proponen la siguiente correlación.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0.027 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \quad \text{donde } n = 0.4 \text{ si } T_s > T_m; \quad n = 0.3 \text{ si } T_s < T_m$$

Ecuación 4.27

$$0.7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 1E4$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Sieder y Tate proponen la siguiente correlación, útil para flujos que presentan grandes variaciones de sus propiedades

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0.027 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{donde} \quad 0.7 \leq Pr \leq 1.67E4$$

Ecuación 4.28

$$Re_D \geq 1E4$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Se puede mejorar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección promedio en flujo turbulento para tubos cortos ($10D \leq L \leq 60D$), haciendo una corrección a los resultados obtenidos anteriormente con la siguiente expresión.

$$h_{prom} = \left[1 + \frac{1}{\left(\frac{L}{D} \right)^{\frac{2}{3}}} \right] h$$

4.4.2.2 REGION DE ENTRADA EN TUBERIAS

Cuando la longitud de la tubería es menor que la longitud de entrada térmica

($X_{cd,t} < L$), el flujo no se ha desarrollado térmicamente. Bajo estas condiciones el cálculo del coeficiente promedio de convección requiere varias consideraciones adicionales.

De una parte, si el flujo es laminar y se cumple que $X_{cd,h} < L$, se tiene la condición conocida como longitud de entrada térmica. Para tuberías con temperatura superficial uniforme y flujo laminar, Hausen presenta la siguiente correlación.

$$Nu_D = \frac{h_{prom}D}{k} = 3.66 + \frac{0.0668\left(\frac{D}{L}\right)Re_D Pr}{1 + 0.04\left\{\left(\frac{D}{L}\right)Re_D Pr\right\}^{\frac{2}{3}}}$$

Ecuación 4.29

Donde $Pr@T_{mprom}$, $\nu@T_{mprom}$, $k@T_{mprom}$ propiedades a $T_{mprom} = \frac{T_{m,in} + T_{m,out}}{2}$

Cuando el flujo es laminar y las capas límites teóricos e hidrodinámicos se desarrollan simultáneamente se tiene las condiciones conocida como longitud de entrada combinada. Para este caso Sieder y Tate proponen la siguiente correlación

$$Nu_D = \frac{h_{prom}D}{k} = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{\frac{L}{D}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Ecuación 4.30

Donde $Pr@T_{mprom}$, $\nu@T_{mprom}$, $\mu@T_{mprom}$, $k@T_{mprom}$

$\mu_s@T_s$ propiedad a T_s

$$Re_D \leq 2300$$

$$0.48 \leq Pr \leq 1.67E4$$

$$4.4E - 3 \leq \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \leq 9.75$$

Condición de longitud de entrada combinada

$$\left(\frac{Re_D Pr}{\frac{L}{D}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \geq 2 \quad \text{Ecuación 4.31}$$

4.5. TRANSFERENCIA DE CALOR DE TUBOS CON ALETAS

La liberación de calor y la absorción de las superficies se pueden mejorar mediante

aletas. Las aletas se van a colocar en el lado de menor transferencia de calor. Esto implicara un incremento del Área superficial aumentando la transferencia de calor por la adición de una superficie extendida.

El Requisito básico para el siguiente enfoque es un ideal entre el contacto de la base de la aleta y el tubo o superficie. El método tiene que ser considerada como un primer enfoque, No va a encajar para dimensiones anormales o números extremadamente altos de Reynolds. En la transferencia de calor el coeficiente de convección en la aleta tiene que ser encontrado y evaluado en la base de la consideración geoméricamente determinada. Por lo tanto, el modelo no puede diferenciar los cambios locales en el calor de reflujo debido a diferentes temperaturas a lo largo de la aleta causadas por convección.

Se supone que la dirección de flujo fluido corresponde a la orientación de las aletas. La transferencia de calor por radiación térmica no será considerada, así como la transferencia de calor en la punta de la aleta ya que normalmente contribuye menos de la superficie total.

Diseño, dimensiones de la forma, y las abreviaturas de superficies aleteadas se muestran en la Figura. 10

El flujo de calor desde un tubo aleteado es

$$\dot{Q} = kA\Delta\theta_{LM}. \quad \text{Ecuación 4.31}$$

En relación con la superficie total y el gradiente de temperatura entre ambos fluidos de transferencia de calor el coeficiente de transferencia de calor se da por:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_0 - d_i}{2\lambda_i} \right). \quad \text{Ecuación 4.32}$$

Esta ecuación (4.24) no incluye resistencias de transferencia de calor adicionales causado por El ensuciamiento del proceso en la superficie aleteada o el mal contacto entre la base de la aleta y el tubo

x_v es un coeficiente de transferencia de calor virtual. Suponiendo el calor uniforme el coeficiente de transferencia de calor x_m para tubos lisos y superficies aleteadas x_v se deriva de la eficiencia de la aleta

El flujo de calor entonces es:

$$\dot{Q} = \alpha_m (A_t + \eta_f A_f) (\Theta_t - \Theta_s). \quad \text{Ecuación 4.33}$$

El gradiente de temperatura de conducción para este caso es la diferencia entre la temperatura de la superficie del tubo y el fluido. La longitud característica del tubo circular aleteado es:

$$l = \frac{\pi}{2} \sqrt{d_0^2 + h_f^2} \quad \text{Ecuación 4.34}$$

Los valores calculados en esta forma son mayores que aquellos obtenidos con el siguiente método.

Valores basados experimentalmente para α_m pueden ser derivados de las ecuaciones (4.46), (4.47) y (4.49) para las correspondientes aplicaciones. La longitud característica tiene que ser siempre la misma para todo el procedimiento de cálculo. La velocidad W_s en la sección de cruz más pequeña está calculada a la velocidad muerta en el flujo libre W_0 , el radio desde el área seccional del flujo cruzado A_0 y el área seccional más pequeña entre aletas, A_s

$$w_s = w_0 \frac{A_0}{A_s}. \quad \text{Ecuación 4.35}$$

Este valor puede ser ajustado además para el cambio de velocidad debido a la densidad cambiante con la temperatura del fluido.

La eficiencia de la aleta es la razón del promedio de temperaturas entre la respectiva base de la aleta o tubo y el fluido.

$$\eta_f = \frac{\Theta_f - \Theta_a}{\Theta_t - \Theta_a}. \quad \text{Ecuación 4.36}$$

Junto con esto, el coeficiente virtual de transferencia de calor se convierte en:

$$\alpha_v = \alpha_m \left[\frac{A_t}{A} + \eta_f \frac{A_f}{A} \right] = \alpha_m \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right]. \quad \text{Ecuación 4.37}$$

La manera formal para calcular la eficiencia de la aleta es.

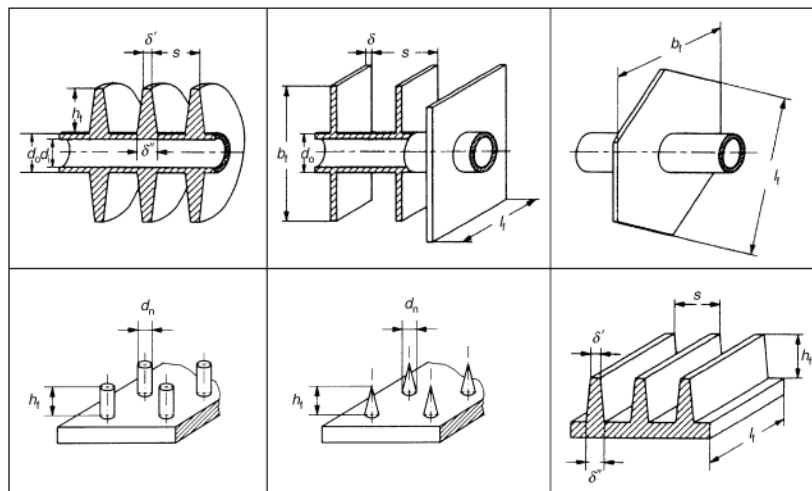
$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad \text{Ecuación 4.38}$$

Con

$$X = \varphi \frac{d_0}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_m}{\lambda_f \delta}}$$

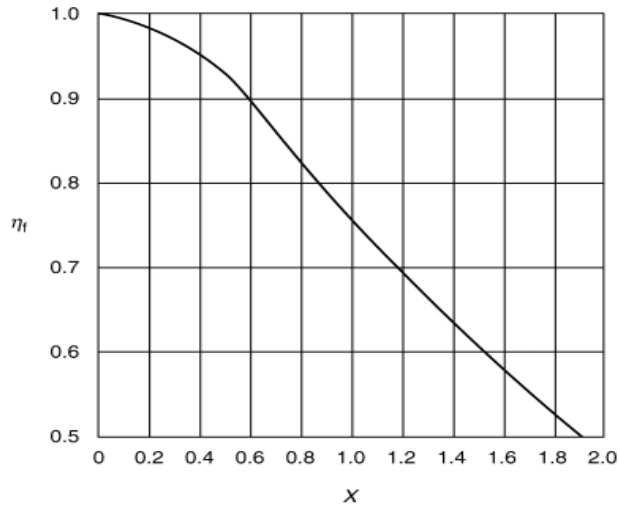
Ecuación 4.39

Figura. 10 Diferentes diseños para las figuras de aletas.



Fuente: VDI Atlas Heat: second edition. Germany: Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2010.1274p

Figura. 11 Factor de eficiencia de superficies de aletas.



Fuente: VDI Atlas Heat: second edition. Germany: Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2010.1274p

En la ecuación (4.39) el producto $\varphi d_0/2$ tiene el promedio de la altura ponderada de la paleta la cual incorpora el diseño δ permanece para el espesor de la aleta. La función $\eta_f = f(X)$ está graficada en la Figura.11. El cálculo analítico puede ser realizado por:

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad \text{Ecuación 4.40}$$

Los tipos de aletas comúnmente usados son discutidos a continuación.

4.5.1. EJEMPLOS PARA GEOMETRÍA DE ALETAS

4.5.1.1. ALETAS CIRCULARES

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_0} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{D}{d_0} \right) \right]. \quad \text{Ecuación 4.41}$$

Para aletas cónicas con espesor δ'' en la base y δ' en la punta, el promedio δ está definido por

$$\delta = \frac{1}{2}(\delta'' + \delta'). \quad \text{Ecuación 4.42}$$

4.5.1.2. ALETAS RECTANGULARES

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0.35 \ln \varphi'), \quad \text{Ecuación 4.43}$$

$$\varphi' = 1.28 \frac{b_f}{d_0} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0.2 \right)}. \quad \text{Ecuación 4.44}$$

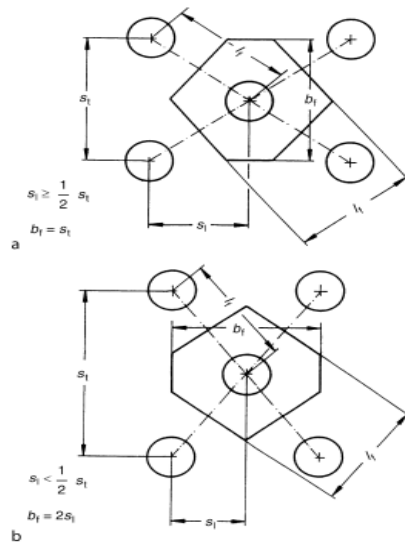
4.5.1.3. ALETAS ADYACENTES

Para arreglos con los bancos en línea, son válidas las Ecuaciones (4.43) y (4.44). Para bancos escalonados con aleta hexagonal esta es definida para cada tubo con

$$\varphi' = 1.27 \frac{b_f}{d_0} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0.3\right)} \quad \text{with } l_f = \sqrt{s_1^2 + \frac{s_1^2}{4}}. \quad \text{Ecuación 4.45}$$

Junto con el espaciamiento de dos arreglos deben ser distinguidas de acuerdo a la Figura. 12

Figura. 12 Esquema de diferentes espacios en la sección transversal de diseño hexagonal entre los tubos paralelos con aletas.



Fuente: VDI Atlas Heat: second edition. Germany: Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2010.1275p

4.5.1.4. ALETAS RECTAS EN PLACA PLANA

Para este caso, en la ecuación (4.39) la expresión $\phi d_0/2$ tiene que ser sustituida por la altura de la aleta h_f y δ se convierte

$$\delta = \frac{3}{4}\delta'' + \frac{1}{4}\delta'$$

2.5. Pin o punta agujas en superficie plana

Aquí la expresión $\phi d_o/2$ en la ecuación (4.39) tiene que ser sustituida por la altura de la aleta h_f y δ se convierte

$$\delta = \frac{1}{2}d_n \text{ para pines}$$

$$\delta = \frac{9}{8}d_n \text{ para agujas}$$

4.5.2. TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS CON ALETAS EN FLUJO CRUZADO

La transferencia de calor en tubos con aletas depende de factores geométricos, propiedades físicas y la velocidad del fluido entre las aletas y las filas. El patrón de flujo de entrada y la formación de micro turbulencias por la rugosidad de la superficie juegan un papel importante y son difíciles de controlar. No pueden darse las soluciones todo en uno para una variedad de aplicaciones y diseño.

El consejo para solucionar problemas de transferencia de calor en bancos con tubos con aletas está en buscar fórmulas de cálculo empírico sobre la base de datos experimentales (4.37-4.41). Las siguientes ecuaciones son derivadas de datos industriales (4.42) y la comparación con (4.43, 4.44).

Esto conduce a más de cuatro filas y

- Disposición en línea

$$Nu_d = 0.22Re_d^{0.6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} . \quad \text{Ecuación 4.46}$$

- Bancos escalonados

$$\text{Nu}_d = 0.38\text{Re}_d^{0.6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} \text{Pr}^{1/3} . \quad \text{Ecuación 4.47}$$

El sufijo d impulsa a tomar como longitud característica el diámetro exterior d_o del tubo. Para aletas circulares, la razón A/A_{t0} de la superficie con las aletas a la superficie de la base del tubo se convierte

$$\frac{A}{A_{t0}} = 1 + 2 \frac{h_f(h_f + d_o + \delta)}{sd_o} . \quad \text{Ecuación 4.48}$$

Los factores más importantes en esta Ecuación (4.48) son la altura h y espaciamento s (Fig. 10). Estos son esenciales para la formación del flujo entre las aletas y tubos y varía ampliamente en aplicaciones industriales.

Los cálculos con las ecuaciones dadas (4.46) y (4.47) fueron ajustadas en un rango de $\pm 10\%$ a $\pm 25\%$ para $10^3 < \text{Re}_d < 10^5$ y $5 \leq A/A_{t0} \leq 30$

Para bancos con una o tres filas, se recomienda modificar el factor C de la ecuación de poder de Nusselt.

$$\text{Nu}_d = C\text{Re}_d^{0.6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} \text{Pr}^{1/3} . \quad \text{Ecuación 4.49}$$

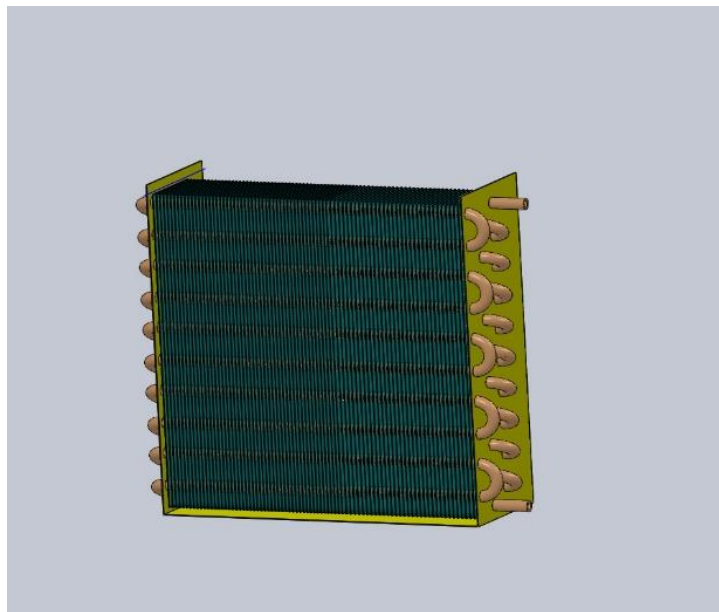
Para disposiciones en línea $C=0.20$, para disposiciones escalonadas con dos filas, $C= 0.33$, y para tres filas $C= 0.36$.

5 COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBA

5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el desarrollo y construcción del banco de prueba se instaló un intercambiador de calor de tubos y aletas rectas de geometría escalonada cuyo fluido primario de trabajo es agua calentada por medio de una termoresistencia y enfriada en su paso por el serpentín mediante un ventilador trifásico (convección forzada) cuya velocidad de aspa varía de 0 a 2 m/s. ver figura. 10

Figura. 10 Intercambiador de calor de tubos y aletas rectas



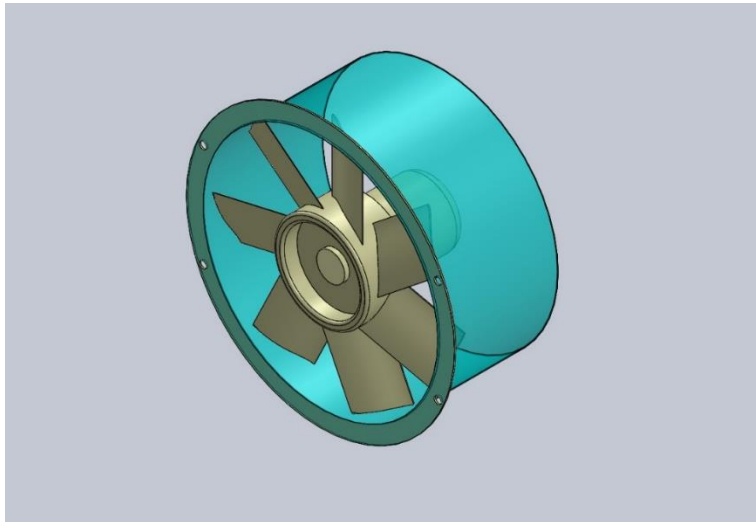
Fuente: Autores del proyecto

5.2 VENTILADOR

Para el sistema de ventilación del banco de prueba se incorporó un ventilador trifásico de 0,66 KW y 500 mm de diámetro de aspas, el cual proporciona un

caudal de $2,93 \frac{m^3}{s}$ con un suministro de corriente de 3 Amperios a 220 Voltios, montado sobre la mesa soporte por medio de dos perfiles angulares de $1 \frac{1}{2}$ " * $\frac{1}{16}$ " ver figura. 11

Figura. 11 ventilador axial trifásico



Fuente: Autores del proyecto.

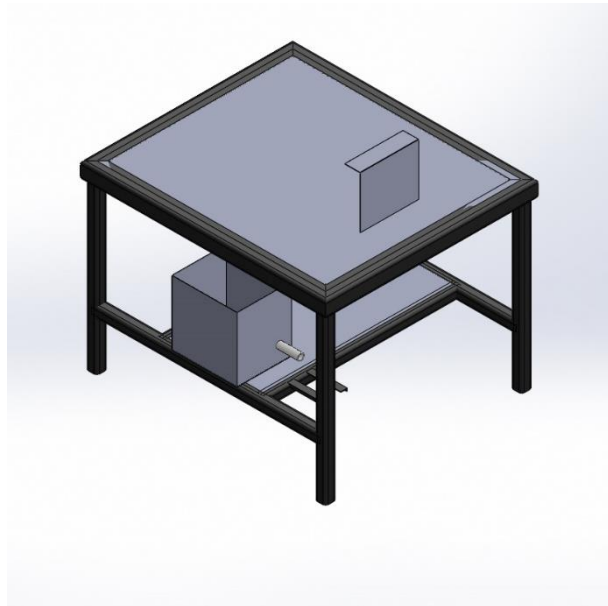
5.3 MESA Y SOPORTES

La mesa soporte del banco de pruebas (intercambiador de calor, ventilador axial) está construida en tubería cuadrada cold rolled laminado en frío calibre 14 de $1 \frac{1}{2}$ ".

La lámina cubierta de la mesa soporte y de la tobera que direcciona el flujo a el punto específico es de aluminio de 1.9 mm de espesor.

Se utiliza un perfil Angular de 1"x1/4" para soportar la bomba centrífuga encargada de la recirculación del agua en el proceso. Ver figura.12

Figura. 12 Mesa soporte



Fuente: autores del proyecto.

5.4 VARIADOR DE FRECUENCIA

Se utiliza un variador de frecuencia micromaster 440 para modificar la velocidad del motor trifasico del ventilador,el convertidor es controlado por microprocesador y utiliza tecnologia IGBT (Insulated gate bipolar transistor) de ultima generación.

Ver figura. 1

Figura. 13 variador de frecuencia



Fuente: autores del proyecto

5.5 CONEXIONES HIDRAULICAS

Las conexiones hidraulicas fueron realizadas en tuberia de cobre de ¼” unidas mediante conexiones tipo T y racores de union de ¼” en la linea de distribucion.

Para la linea de alimentacion y drenaje proveniente de la bomba centrifuga se instaló tuberia y accesorios galvanizados de ½” ya que las presiones internas de trabajo no son elevadas.ver figura. 14 y 15.

Figura. 14 conexiones hidráulicas línea de distribución



Fuente: autores del proyecto

Figura. 15 conexiones hidráulicas línea de alimentación



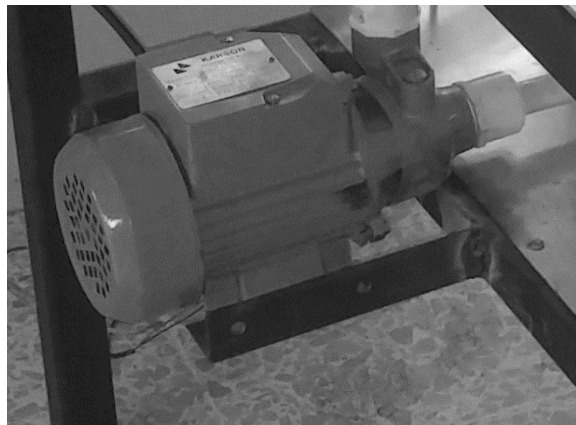
Fuente: Autores del proyecto

5.6 BOMBA CENTRIFUGA

La recirculación del agua en el banco de pruebas se realiza por medio de una bomba centrífuga karson de 0.5 HP de potencia que ofrece un caudal máximo de 28L/min la cual succiona el agua a nivel del eje de aspiración, directamente del tanque de almacenamiento y la transporta hasta una altura geométrica no superior a 1 metro.

Ver figura. 16.

Figura. 16 Bomba centrífuga



Fuente: Autores del proyecto.

5.7 TERMOCUPLAS

Para la medición de la temperatura en la entrada y salida del flujo que pasa por el serpentín así como la temperatura del aire que entra y sale por los tubos aleteados del intercambiador de calor se instalaron unas termocuplas tipo k de bulbo liso con conexión a proceso de ½" NPT. La cual se encargará de

convertir una magnitud física (temperatura) en una señal eléctrica, está constituida por dos alambres de diferentes metales que unidos desarrollan un diferencial de potencia eléctrica entre sus extremos libres que es proporcional a la diferencia de temperatura entre estas puntas y la unión. Ver figura. 17

Figura. 17 Termocupla tipo K



Fuente: Autores del proyecto.

5.8 DIFERENCIAL DE PRESIÓN

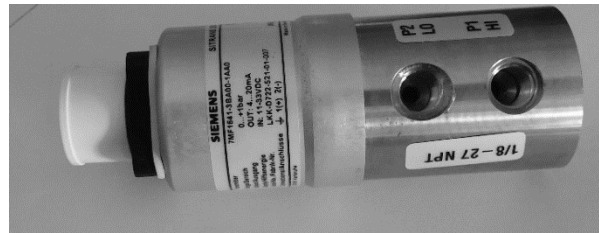
Para medir la presión interna a la entrada y salida del serpentín, se usó un sensor de presión diferencial Sitraens p250 para realizar la medida de presión entre ambos puntos, de tal forma que ha de contar necesariamente con dos tomas de presión.

Las dos tomas de presión convergen en una salida eléctrica, empleando una lógica de comparación entre ambos puertos de presión, por lo que tendremos un

valor de tensión positivo según sea el incremento de presión o negativo, según sea el decremento de presión, de una toma respecto a la otra.

Ver figura. 18

Figura. 18 Sensor de presión diferencial



Fuente: Autores del proyecto.

6 PRUEBAS

Culminado la construcción, montaje e instrumentación del banco se realizarán pruebas variando el caudal (apertura y cierre de valvula induciendo la derivación de caudal por una linea adyacente a la principal) y la velocidad del ventilador (modificando el flujo de aire por medio del variador de frecuencia).

6.1 PASO A PASO DE PRUEBAS

Inicialmente se energiza el variador de frecuencia del motor inherente al ventilador axial, se le da encendido a este y se selecciona la frecuencia de trabajo específica. Mediante un anemómetro se medirá la velocidad del aire que presenta el ventilador para cada frecuencia en particular.

Se establece el valor de corriente que pasa por la termo-resistencia para que está eleve la temperatura del agua presente en el tanque de almacenamiento al punto

deseado, dicha temperatura no podrá exceder los 60 °C ya que podrá comprometer el sello mecánico de la bomba centrífuga.

La construcción del banco de pruebas está estimado para temperaturas no mayores a 100 °C debido a que no debe existir un cambio de fase del fluido primario (agua).

Una vez fijada la velocidad de aspa del ventilador y la temperatura de trabajo se procede a modificar el caudal de flujo que pasa por el serpentín, esto se logra con la apertura y cierre de la válvula de bola.

Todos los datos deben ser registrados.

7 ANALISIS DE RESULTADOS.

Basados en los datos obtenidos de las pruebas experimentales se obtuvo las siguientes tablas de datos.

	m^3/s	FECHA	HORA
<u>Q1</u>	8,98E-05	01/11/2014	3:37 p. m.
<u>Q2</u>	5,77E-05	01/11/2014	3:49 p. m.
<u>Q3</u>	2,10E-05	01/11/2014	3:58 p. m.
<u>Q4</u>	1,27E-05	01/11/2014	4:11 p. m.
<u>Q5</u>	1,13E-05	01/11/2014	4:20 p. m.

PRUEBA 1 [10 Hz-1,51 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
45,8 °C	44,1 °C	38,7 °C	46 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		95 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
44,8 °C	42,6 °C	38,2 °C	45 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		40,2 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
44 °C	39,5 °C	37 °C	42,4 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		7,6 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,4 °C	37,2 °C	36 °C	40,5 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,16 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,1 °C	36,5 °C	35,6 °C	39,7 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		2,5 kPa	

PRUEBA 2 [20 Hz- 2,88 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
45 °C	42,5 °C	38,1 °C	43,4 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		95,8 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
44,1 °C	40,9 °C	37,2 °C	42,3 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		39,5 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,3 °C	37 °C	36 °C	39,6 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		7 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR

42,7 °C	34,9 °C	34,9 °C	37,5 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,6 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,7 °C	34,5 °C	34,7 °C	37,3 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,2 kPa	

PRUEBA 3 [30 Hz- 4,2 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
45 °C	41,9 °C	37,9 °C	42,6 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		93 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
44 °C	40 °C	37,2 °C	41,3 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		41,5 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,6 °C	36,2 °C	35,7 °C	38,6 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		6,2 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,1 °C	34,4 °C	34,7 °C	36,6 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		2,9 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,8 °C	33,9 °C	34,5 °C	36,3 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		2,6 kPa	

PRUEBA 4 [40 Hz- 5,1 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,7 °C	40,4 °C	37,3 °C	40,8 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		99,1 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,1 °C	38,8 °C	36,5 °C	39,7 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		39,7 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,5 °C	35,6 °C	35,6 °C	37,6 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		8,6 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,7 °C	33,8 °C	34,4 °C	35,7 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		4,3 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,7 °C	33,4 °C	34,3 °C	35,3 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,2 kPa	

PRUEBA 5 [50 Hz- 5,9 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,1 °C	39,9 °C	37 °C	39,9 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		92 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,1 °C	38 °C	36,4 °C	38,8 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		42 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,5 °C	35,1 °C	35,4 °C	36,7 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		7,5 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR

42,8 °C	24,1 °C	34,9 °C	35,7 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		4 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,6 °C	33,7 °C	34,5 °C	35,4 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,3 kPa	

PRUEBA 6 [60 Hz- 6,5 m/s]			
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
43,8 °C	40,1 °C	37,6 °C	40 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		93 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,3 °C	37,8 °C	36,6 °C	38,5 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		42 ,4 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,5 °C	35 °C	35,6 °C	36,5 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		8 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,6 °C	34,3 °C	35,1 °C	35,5 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		3,6 kPa	
TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
42,6 °C	33,9 °C	35 °C	35 °C
DIFERENCIAL DE PRESION		2,9 kPa	

Fuente: Autores del proyecto

Para la medición de los caudales registrados en las tablas de datos se realizaron pruebas gravimétricas las cuales consistían en definir un volumen específico (una probeta de 200 ml) y cronometrar el tiempo que este tardaba en llenarse.

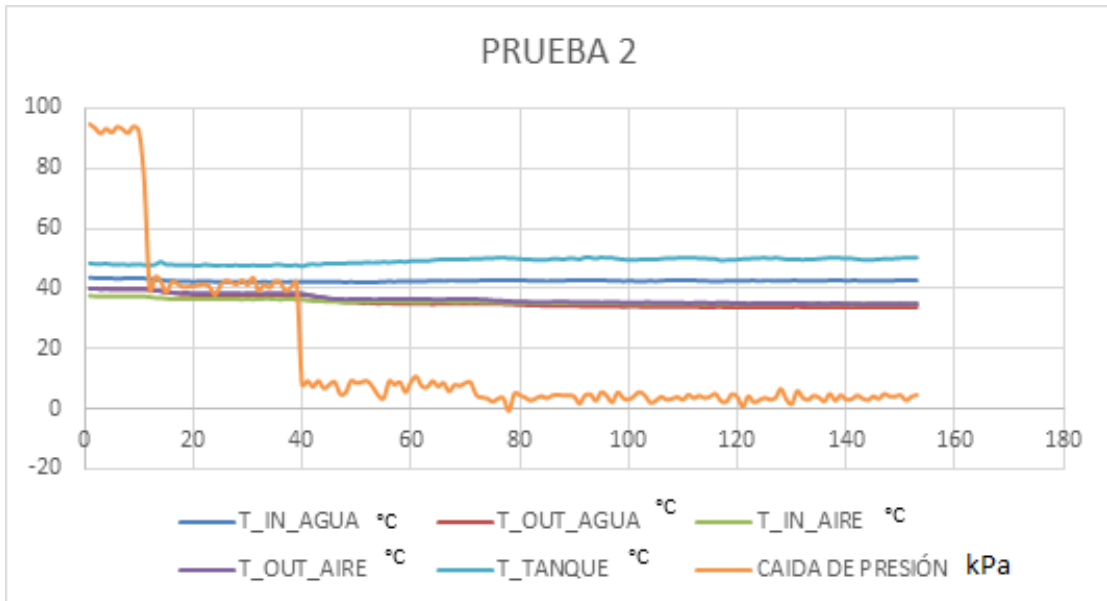
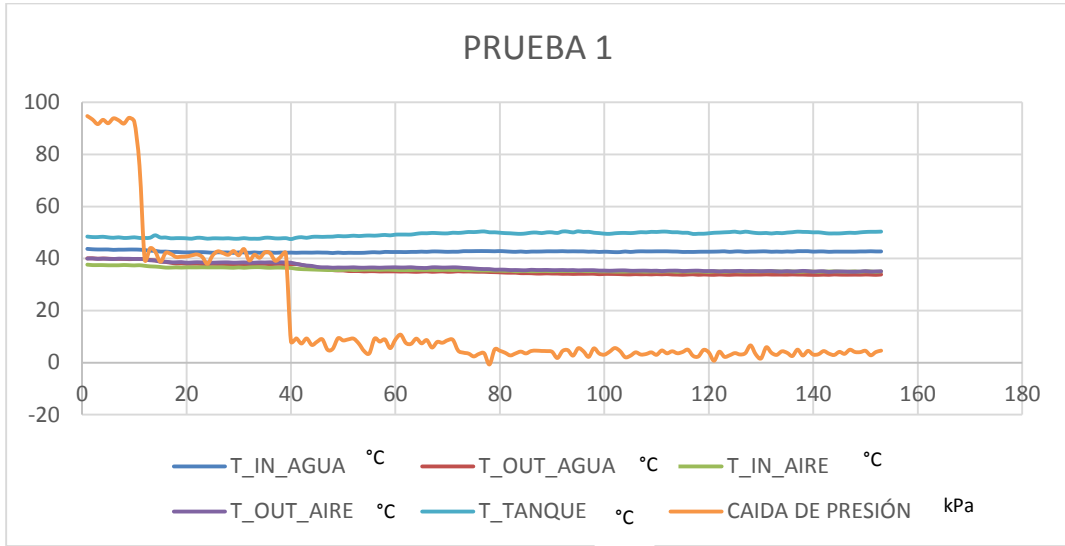
La temperatura del agua presente en el tanque de almacenamiento se calentó a 50°C pero la temperatura de entrada al serpentín era inferior esto se debe a las pérdidas de calor con el ambiente

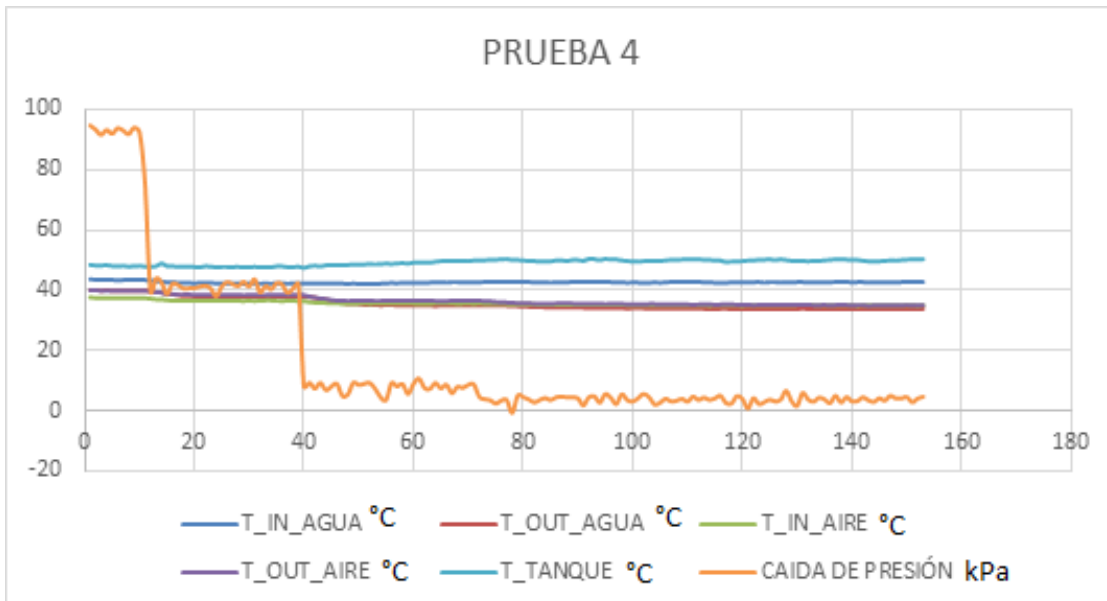
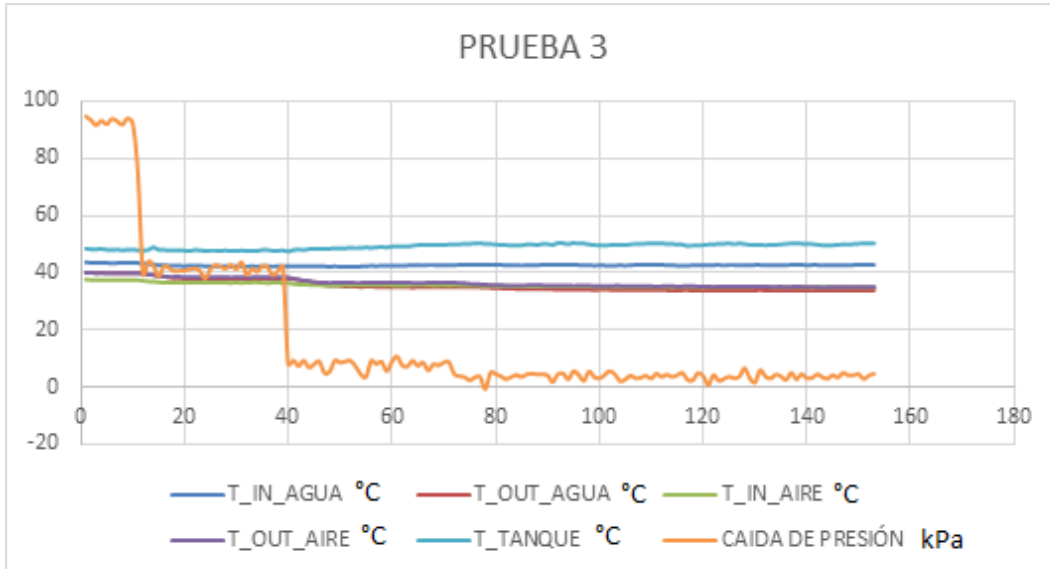
En las tablas de resultados se aprecia una disminución considerable en el diferencial de presión a medida que disminuye el caudal de flujo

Al disminuir el caudal, la velocidad del fluido interno disminuye, lo que aumenta el tiempo de transporte del fluido de un punto a otro. Esto hace que el aire tenga mayor influencia sobre el fluido primario y se retire más calor. Ya que éste incide sobre él por más tiempo.

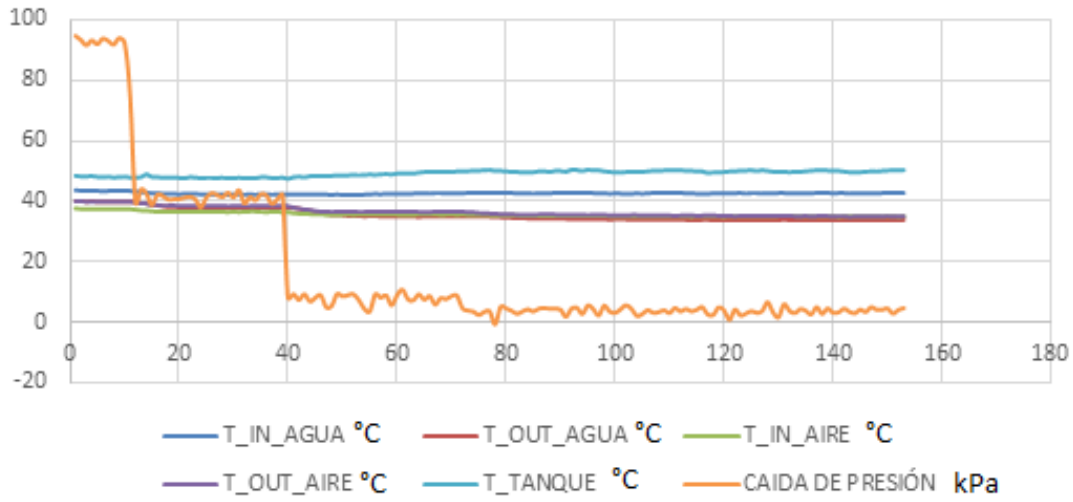
Conforme la velocidad del fluido primario (agua) se vea incrementada, se alcanzará un punto en el que el fluido empezará a formar turbulencias, punto en el que la capa límite se rompe y se separa de la pared del tubo. La velocidad a la que esto ocurre se ve influenciada por muchos factores, la viscosidad del fluido, la rugosidad de la pared del tubo, la forma y el tamaño del tubo, entre otros.

Se evidenció en cada una de las pruebas el cambio de presión a medida que varía el caudal, cuando disminuye el flujo volumétrico la presión interna aumenta lo que conlleva a que el diferencial de presión entre los puntos de entrada y salida disminuya, de igual modo cuando aumenta el caudal la presión diferencial también aumenta .

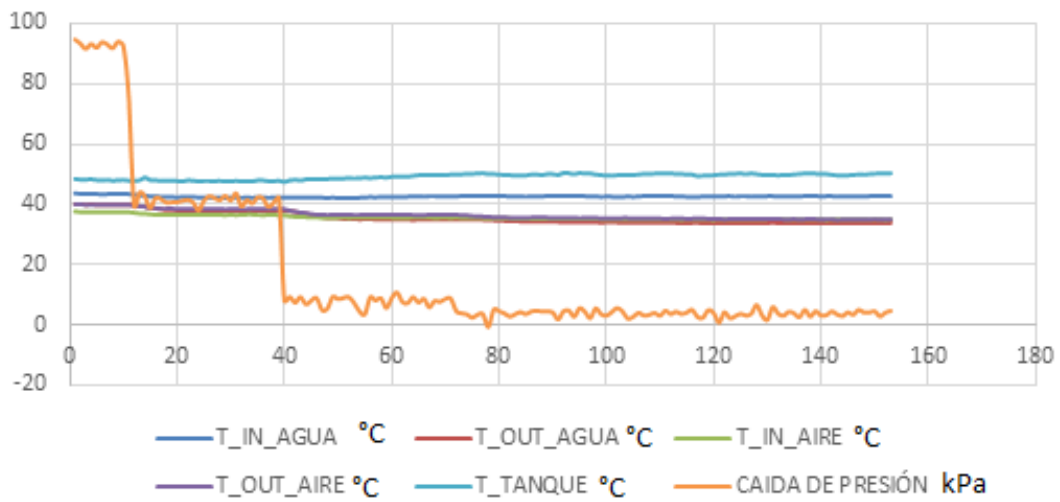




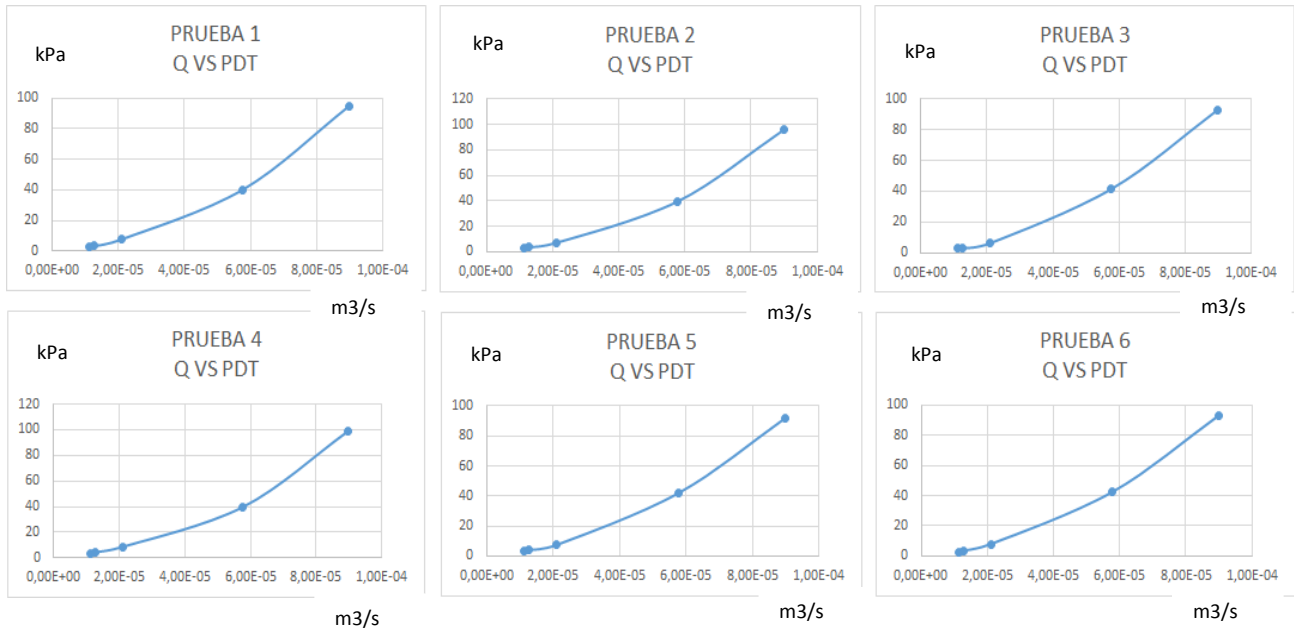
PRUEBA 5



PRUEBA 6



GRAFICAS CAUDAL VS PRESION DIFERENCIAL



En las gráficas de caudal vs presión se puede apreciar el aumento de presión diferencial a medida que disminuye el caudal que pasa por el serpentín del intercambiador de calor, esto se debe a que al existir menos caudal que mueva el volumen de agua presente en el intercambiador de calor se genera una restricción originada por el mismo fluido causando aumento de presión diferencial.

5 CONCLUSIONES

Se realizó la construcción, montaje, instrumentación y puesta en marcha del banco de pruebas del intercambiador de calor de tubos y aletas enfriados por aire para determinar las condiciones del sistema variando o modificando sus parámetros de funcionamiento tales como el caudal, la frecuencia del motor e igualmente la velocidad del aire.

Se elaboró una guía de laboratorio con fines didácticos que sirvieron para obtener datos y resultados necesarios para determinar el calor transferido, el coeficiente de convección interno y externo del sistema y las condiciones de entrada y salida de los fluidos de trabajo.

El desarrollo del banco de pruebas no solo cumple con fines académicos en el área de transferencia de calor, también promueve el estudio y la profundización de conceptos teóricos adquiridos en el aula de clase.

6 RECOMENDACIONES

Seguir el paso a paso de pruebas de cada uno de los elementos presentes en el banco de pruebas.

Leer detenidamente la guía de laboratorio identificando las variables a considerar y lo que se requiere obtener.

La temperatura del agua no puede exceder los 60°C debido a que el sello mecánico de la bomba centrífuga está diseñado para soportar temperaturas menores a este valor.

Se recomienda instalar el medidor de flujo para facilitar la toma de datos.

Verificar que él toma corriente como fuente de alimentación para el ventilador axial sea a 220 V

ANEXOS

Anexo. A Manual de variador de velocidad Siemens micromaster 440

Características

Características principales

- Fácil de instalar
- Puesta en marcha sencilla
- Diseño robusto en cuanto a CEM
- Puede funcionar en alimentación de línea IT
- Tiempo de respuesta a señales de mando rápido y repetible
- Amplio número de parámetros que permite la configuración de una gama extensa de aplicaciones
- Conexión sencilla de cables
- relés de salida
- salidas analógicas (0 – 20 mA)
- 6 entradas digitales NPN/PNP aisladas y conmutables
- 2 entradas analógicas:
 - ◆ AIN1: 0 – 10 V, 0 – 20 mA y -10 a +10 V
 - ◆ AIN2: 0 – 10 V, 0 – 20 mA
- Las 2 entradas analógicas se pueden utilizar como la 7ª y 8ª entrada digital
- Tecnología BiCo
- Diseño modular para configuración extremadamente flexible
- Altas frecuencias de pulsación para funcionamiento silencioso del motor
- Información de estado detallada y funciones de mensaje integradas
- Opciones externas para comunicación por PC, panel BOP (Basic Operator Panel), panel AOP (Advanced Operator Panel) y módulo de comunicación PROFIBUS

Prestaciones

- Control vectorial sin sensores (sensorless vector control)
- Control de flujo corriente FCC (flux current control) para una mejora de la respuesta dinámica y control del motor
- Limitación rápida de corriente FCL (fast current limitation) para funcionamiento libre de disparos intempestivos
- Freno por inyección de corriente continua integrado
- Frenado compuesto o combinado para mejorar las prestaciones del frenado
- Tiempos de aceleración/deceleración con redondeo de rampa programable
- Control en lazo cerrado utilizando una función PID (proporcional, integral y diferencial), con autoajuste
- Chopper de frenado incorporado
- rampas de subida y bajada seleccionables
- Alisamiento de rampa con 4 puntos
- Característica V/f multipunto
- Se puede conmutar entre 3 juegos de parámetros, permitiendo a un único convertidor controlar varios procesos de forma alternada

Características de protección

- Protección de sobretensión/mínima tensión
- Protección de sobretemperatura para el convertidor
- Protección de defecto a tierra
- Protección de cortocircuito
- Protección térmica del motor por i^2t
- Protección del motor mediante sondas PTC/KTY

Instalación mecánica



ADVERTENCIA

- ◆ Para asegurar el funcionamiento correcto de este equipo, éste deberá instalarse y ponerse en servicio por parte de personal cualificado y cumpliendo plenamente las advertencias especificadas en estas Instrucciones.
- ◆ Considerar especialmente los reglamentos de instalación y seguridad generales y regionales relativos al trabajo en instalaciones con tensión peligrosa (p. ej. EN 50178), al igual que los reglamentos importantes relativos al uso correcto de herramientas y equipos de protección personal.
- ◆ La entrada de red, la continua y los bornes del motor pueden estar sometidos a tensiones peligrosas aunque no esté funcionando el convertidor; antes de efectuar ningún tipo de trabajo de instalación esperar **5 minutos** para permitir a la unidad descargarse tras su desconexión.
- ◆ Los convertidores se pueden montar adosándolos unos a otros. Sin embargo, si se montan uno sobre otro deberá dejarse un huelgo de 100 mm por encima y por debajo de cada convertidor.

Tabla 2-1 Dimensiones y pares (torques) de MICROMASTER 440

Tamaño constructivo		Dimensiones generales		Método de fijación	Par de apriete
A	Anchura x Altura x Profundidad	mm	73 x 173 x 149	2 x tornillos M4 2 x tuercas M4 2 x arandelas M4 colocados sobre carril	2,5 Nm con arandelas puestas
		pulg.	2,87 x 6,81 x 5,87		
B	Anchura x Altura x Profundidad	mm	149 x 202 x 172	4 x tornillos M4 4 x tuercas M4 4 x arandelas M4	2,5 Nm con arandelas puestas
		pulg.	5,87 x 7,95 x 6,77		
C	Anchura x Altura x Profundidad	mm	185 x 245 x 195	4 x tornillos M5 4 x M5 Nuts 4 x M5 Washers	2,5 Nm con arandelas puestas
D	Anchura x Altura x Profundidad	mm	275 x 520 x 245	4 x tornillos M8 4 x tuercas M8 4 x arandelas M8	3,0 Nm con arandelas puestas
		pulg.	10,82 x 20,47 x 9,65		
E	Anchura x Altura x Profundidad	mm	275 x 650 x 245	4 x tornillos M8 4 x tuercas M8 4 x arandelas M8	3,0 Nm con arandelas puestas
		pulg.	10,82 x 25,59 x 9,65		
F	Anchura x Altura x Profundidad	mm	350 x 850 mm x 320 Altura con filtro 1150	4 x tornillos M8 4 x tuercas M8 4 x arandelas M8	3,0 Nm con arandelas puestas
		pulg.	13,78 x 33,46 x 12,60 Höhe con filtro 45,28		

Instalación eléctrica



ADVERTENCIA

- ♦ Para asegurar el funcionamiento correcto de este equipo, éste deberá instalarse y ponerse en servicio por parte de personal cualificado y cumpliendo plenamente las advertencias especificadas en estas Instrucciones.
- ♦ Considerar especialmente los reglamentos de instalación y seguridad generales y regionales relativos al trabajo en instalaciones con tensión peligrosa (p. ej. EN 50178), al igual que los reglamentos importantes relativos al uso correcto de herramientas y equipos de protección personal.
- ♦ La entrada de red, la continua y los bornes del motor pueden estar sometidos a tensiones peligrosas aunque no esté funcionando el convertidor; antes de efectuar ningún tipo de trabajo de instalación esperar 5 minutos para permitir a la unidad descargarse tras su desconexión.

PRECAUCIÓN

Es necesario tender por separado los cables de mando, de alimentación y al motor. No llevarlos a través del mismo conducto/canaleta.

Generalidades



ADVERTENCIA

El convertidor debe ponerse siempre a tierra. Si el convertidor no está puesto a tierra correctamente pueden darse condiciones extremadamente peligrosas dentro del convertidor que pueden ser potencialmente fatales.

Funcionamiento con redes no puestas a tierra (IT)

El MICROMASTER puede funcionar alimentado desde una red no puesta a tierra, y continuará funcionando si una de las fases de entrada se pone accidentalmente a tierra. Si una fase de salida se pone accidentalmente a tierra, el MICROMASTER se dispara e indicará F0001.

Para usarlo alimentado desde redes no puestas a tierra es necesario desenchufar o desactivar el condensador 'Y' situado en el interior del convertidor. La forma de retirar o desactivar dicho condensador está descrita en los anexos G a J.

Funcionamiento con dispositivo de protección diferencial

Si está instalado un dispositivo de protección diferencial, los convertidores MICROMASTER funcionarán sin disparos intempestivos siempre que:

- se utilice un dispositivo diferencial de tipo B.
- el límite de sensibilidad del dispositivo diferencial sea 300 mA.
- esté puesto a tierra el neutro de la alimentación.
- sólo se alimente un convertidor desde cada dispositivo diferencial.
- los cables de salida tengan una longitud inferior a 50 m (apantallados) ó 100 m (no apantallados).

Funcionamiento con cables largos

Todos los convertidores funcionarán cumpliendo todas las especificaciones si los cables tienen hasta 50 m de longitud y son apantallados ó 100 m y no disponen de pantalla.

2.4.2 Conexiones de alimentación y al motor



ADVERTENCIA

- ◆ Antes de realizar o cambiar conexiones en la unidad, aislar de la red eléctrica de alimentación.
 - ◆ Asegurarse de que el convertidor está configurado para la tensión de alimentación correcta: los MICROMASTER para 230V monofásicos/trifásicos no deberán conectarse a una tensión de alimentación superior.
 - ◆ Si se conectan motores síncronos o si se acoplan varios motores en paralelo, el convertidor debe funcionar con la características de control tensión/frecuencia (P1300 = 0, 2 ó 3).
-



PRECAUCIÓN

Después de conectar los cables de alimentación y del motor a los bornes adecuados, asegurarse de que estén correctamente colocadas las tapas antes de alimentar con tensión a la unidad.

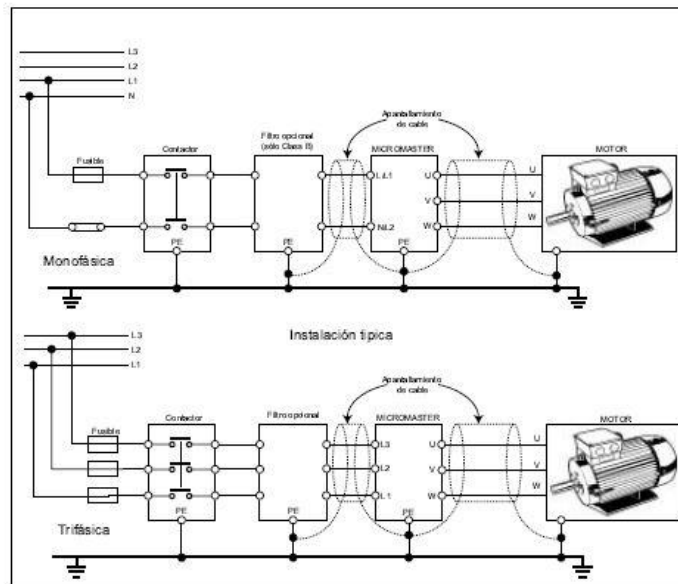
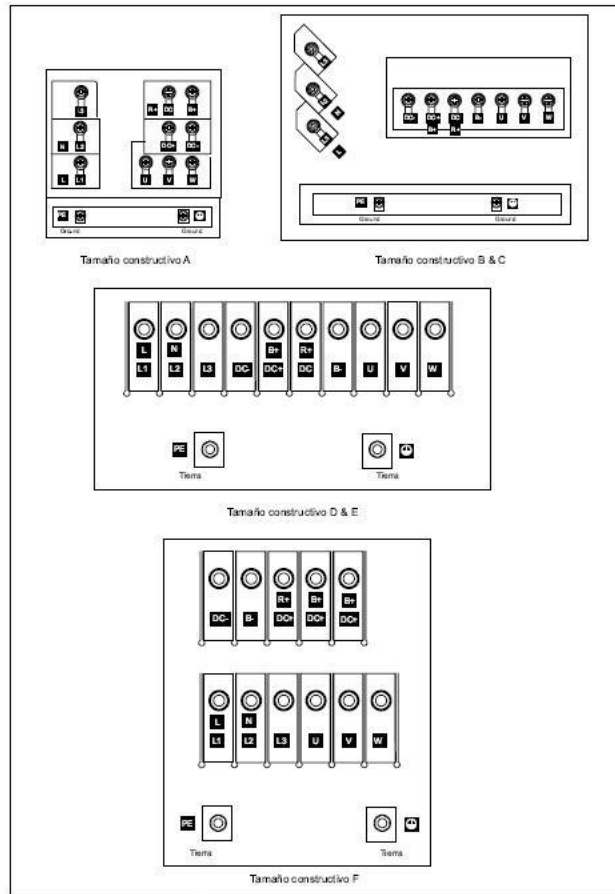
ATENCIÓN

- ◆ Asegurarse de que entre la fuente de alimentación y el convertidor estén conectados interruptores o fusibles apropiados con la corriente nominal especificada (ver *Capítulo en la página 81 (Capítulo 7)*).
 - ◆ Utilizar únicamente hilo de cobre de Class 1 60/75 °C (para cumplir con UL). Ver valores de pares de apriete en el 7, Tabla 7-2, página83..
-

Aceso a los bornes de red y del motor

Retirando las tapas se accede a los bornes de red y del motor (véanse Anexos 0 a E).

Las conexiones de red y del motor deben realizarse tal y como se muestra en la Figura 2-6.



2.4.3 Forma de evitar interferencias electromagnéticas (EMI) (EMI)

Los convertidores han sido diseñados para funcionar en un entorno industrial cargado con grandes interferencias electromagnéticas. Normalmente, unas buenas prácticas de instalación aseguran un funcionamiento seguro y libre de perturbaciones. Si encuentra problemas, siga las directrices que se indican a continuación.

Acciones a tomar

- Asegurarse que todos los aparatos alojados en un armario/caja estén bien puestos a tierra utilizando cable de tierra grueso y corto conectado a un punto estrella o barra común.
- Asegurarse de que cualquier equipo de control (como un PLC) conectado al convertidor esté unido a la misma tierra o punto de estrella que el convertidor mediante un enlace corto y grueso.
- Conectar la tierra de los motores controlados por el convertidor directamente a la conexión de tierra (PE) del convertidor asociado.
- Es preferible utilizar conductores planos ya que tienen menos impedancia a altas frecuencias.
- Terminar de forma limpia los extremos de los cables, asegurándose de que los hilos no apantallados sean lo más cortos posibles.
- Separar lo más posible los cables de control de los cables de potencia, usando conducciones separadas, y si es necesario formando ángulo de 90° los unos con los otros.
- Siempre que sea posible utilizar cables apantallados para las conexiones del circuito de mando.
- Asegurarse de que los contactores instalados en el armario/caja lleven en paralelo con las bobinas elementos supresores como circuitos RC para contactores de alterna o diodos volantes para contactores de continua. También son eficaces los supresores de varistor. Esto es importante cuando los contactores sean controlados desde el relé incluido en el convertidor.
- Utilizar cables apantallados o blindados para las conexiones al motor y poner a tierra la pantalla en ambos extremos utilizando abrazaderas.



ADVERTENCIA

Al instalar convertidores se deberán cumplir los reglamentos de seguridad!

Diagrama de bloques

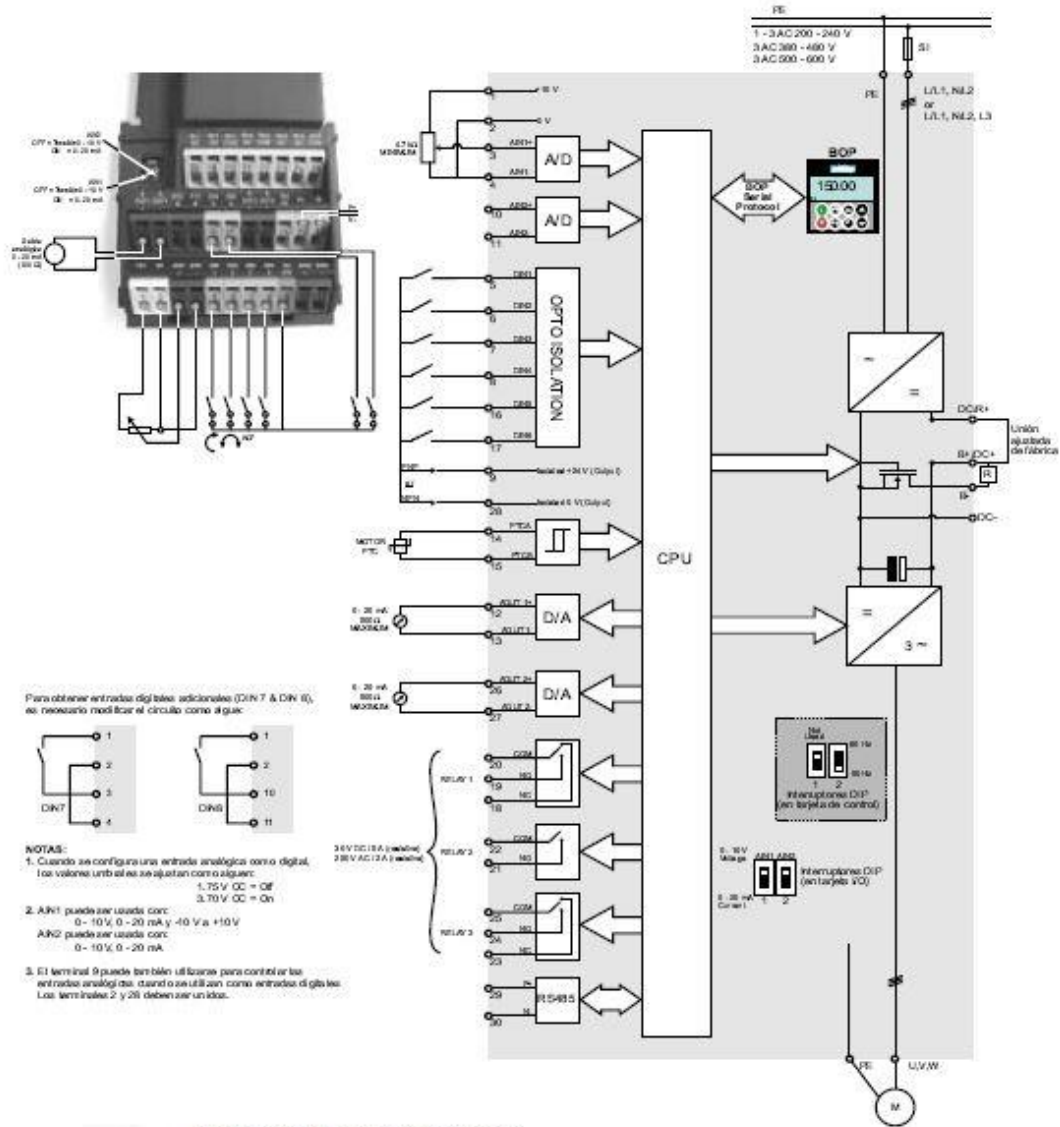


Diagrama de bloques del convertidor

Modos de puesta en servicio

En la versión estándar, el MICROMASTER 440 cuenta con un SDP (ver Figura 3-2). Este panel permite una aplicación múltiple del convertidor con los preajustes efectuados en fábrica. Si dichos preajustes no se adaptan a las condiciones de su instalación, puede modificarlos con ayuda de los paneles opcionales BOP (ver Figura 3-2) o AOP (ver Figura 3-2). Además, los ajustes de fábrica pueden readaptarse con las herramientas PC-IBN "Drive Monitor" o "STARTER". Este Software está contenido en el CD-ROM que se adjunta con la documentación del equipo.



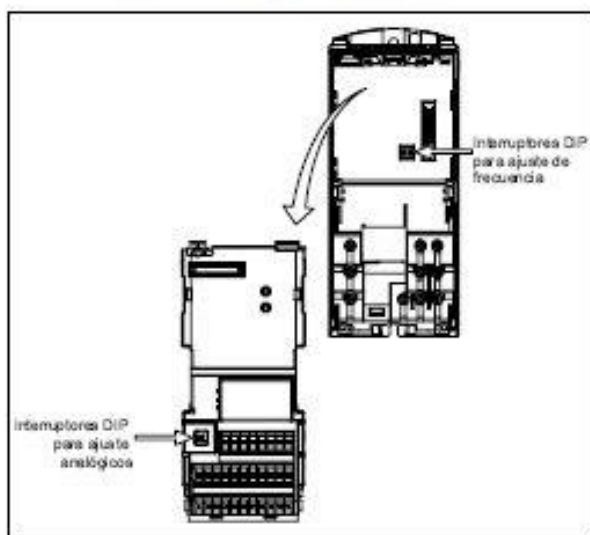
Figura 3-2 Paneles disponibles para los convertidores MICROMASTER 440

Una información más detallada sobre como cambiar los paneles de operador puede obtenerse en el Apéndice D de este manual.

ATENCIÓN

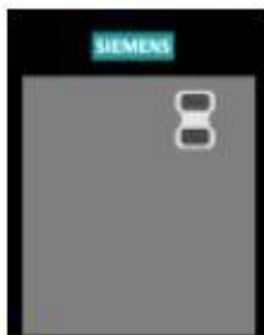
Ajuste de frecuencia; el interruptor DIP está ubicado en el panel de control, bajo la tarjeta de E/S tal y como muestra la Figura 3-3 de abajo. El convertidor se suministra de la forma siguiente:

- Interruptor DIP 2 :
 - ◆ Posición Off : Ajustes europeos por defecto (50 Hz, kW etc.)
 - ◆ Posición On: Ajustes norteamericanos por defecto (60 Hz, hp etc.)
- Interruptor DIP 1 : no para uso del cliente.



Interruptor DIP

Puesta en servicio con el panel SDP



El panel SDP dispone de dos diodos LED frontales que muestran el estado operativo del convertidor (ver apartado 6.1).

Al utilizar el SDP, los preajustes del convertidor deben ser compatibles con los siguientes datos del motor:

- Potencia nominal del motor
- Tensión del motor
- Corriente nominal del motor
- Frecuencia nominal del motor

(Se recomienda el uso de un motor estándar Siemens).

Además, deben cumplirse las siguientes condiciones:

- Velocidad variable linealmente (U/f), con un potenciómetro analógico.
- Velocidad máxima: 3000 r/min a 50 Hz (3600 r/min a 60 Hz); controlada mediante un potenciómetro a través de una entrada analógica del convertidor
- Tiempo de aceleración en rampa/tiempo de deceleración en rampa = 10 s

Los ajustes para aplicaciones complejas deben consultarse en la lista de parámetros y en el apartado 3.2.2 Puesta en servicio con los paneles BOP o AOP.

Tabla 3-1 Ajustes por defecto para funcionamiento utilizando el panel SDP

	Bornes	Parámetro	Funcionamiento por defecto
Entrada digital 1	5	P0701 = '1'	ON a derechas
Entrada digital 2	6	P0702 = '12'	Invertir
Entrada digital 3	7	P0703 = '9'	Acuse de fallo
Entrada digital 4	8	P0704 = '15'	Frecuencia fijada
Entrada digital 5	16	P0705 = '15'	Frecuencia fijada
Entrada digital 6	17	P0706 = '15'	Frecuencia fijada
Entrada digital 7	Mediante AIN1	P0707 = '0'	Inactiva
Entrada digital 8	Mediante AIN2	P0708 = '0'	Inactiva

Puesta en servicio con el panel BOP



Mediante el panel BOP se pueden modificar los valores de parámetros. Para parametrizar con el panel BOP se debe retirar el SDP y se debe colocar el BOP (véase Anexo 0).

El panel BOP contiene una pantalla de siete segmentos en la que se muestran los números y valores de parámetros, mensajes de alarma y de fallo así como valores de consigna y valores reales. No es posible el almacenamiento de información de parámetros con el BOP.

La Tabla 3-2 muestra los ajustes por defecto de fábrica para funcionamiento usando el panel BOP.










ATENCIÓN

- ◆ Por defecto están bloqueadas las funciones de control del motor del BOP. Para controlar el motor mediante el panel BOP, se debe ajustar el parámetro P0700 a 1 y el parámetro P1000 a 1.
- ◆ El panel BOP se puede colocar y retirar del convertidor mientras se esté aplicando potencia.
- ◆ Si el panel BOP se ha ajustado como control E/S (P0700 = 1), el accionamiento se parará si se retira el panel BOP.

Tabla 3-2 Ajustes por defecto para funcionamiento mediante panel BOP

Parámetro	Significado	Por defecto Europa (Norteamérica)
P0100	Modo operación Europa/USA	50 Hz, kW (60Hz, hp)
P0307	Potencia nominal del motor	Las unidades (kW o Hp) dependen del ajuste de P0100. [valor dependiente de la variante.]
P0310	Frecuencia nominal del motor	50 Hz (60 Hz)
P0311	Velocidad nominal del motor	1395 (1680) rpm [dependiendo de la variante]
P1082	Frecuencia máxima del motor	50 Hz (60 Hz)

Botones en el panel BOP

Panel/Botón	Función	Efectos
	Indicación de estado	La pantalla de cristal líquido muestra los ajustes actuales del convertidor.
	Marcha	Al pulsar este botón se arranca el convertidor. Por defecto está bloqueado este botón. Para habilitar este botón, ajustar P0700 = 1.
	Parada	OFF1 Pulsando este botón se para el motor siguiendo la rampa de deceleración seleccionada. Por defecto está bloqueado; para habilitarlo, ajustar P0700 = 1. OFF2 Pulsando el botón dos veces (o una vez prolongada) el motor se para de forma natural (por inercia). Esta función está siempre habilitada.
	Invertir sentido de giro	Pulsar este botón para cambiar el sentido de giro del motor. El inverso se indica mediante un signo negativo (-) o un punto decimal intermitente. Por defecto está bloqueado; para habilitarlo, ajustar P0700 = 1.
	Jog motor	Pulsando este botón mientras el convertidor no tiene salida hace que el motor arranque y gire a la frecuencia Jog preseleccionada. El motor se detiene cuando se suelta el botón. Pulsar este botón cuando el motor está funcionando carece de efecto.
	Funciones	Este botón sirve para visualizar información adicional. Pulsando y manteniendo este botón apretado durante 2 segundos desde cualquier parámetro durante la operación, muestra lo siguiente: 1. Tensión del circuito intermedio (indicado mediante d – unidades en V). 2. Corriente de salida. (A) 3. Frecuencia de salida (Hz) 4. Tensión de salida (indicada mediante o – unidades en V). 5. El valor seleccionado en P0005 (si P0005 está ajustado para mostrar cualquiera de los valores de amba (3,4 ó 5) entonces éste no se muestra de nuevo). Cualquier pulsación adicional hace que vuelva a visualizarse la sucesión indicada anteriormente. Función de salto Pulsando brevemente el botón Fn es posible saltar desde cualquier parámetro (rXXXX o PXXXX) a r0000, lo que permite, si se desea, modificar otro parámetro. Una vez retornado a r0000, si pulsa el botón Fn irá de nuevo a su punto inicial.
	Acceder a parámetros	Pulsando este botón es posible acceder a los parámetros.
	Subir valor	Pulsando este botón se sube el valor visualizado.
	Bajar valor	Pulsando este botón se baja el valor visualizado.

Botones en el panel BOP

Cambio de parámetros con el panel BOP










A continuación se describe cómo se puede modificar el parámetro P0004. La modificación del valor de un parámetro indexado se muestra con un ejemplo del P0719. Para el resto de los parámetros que se deseen ajustar mediante el BOP, se debe proceder exactamente de la misma forma.

Cambiar P0004 – función de filtro de parámetros

Paso	Resultado en pantalla
1 Pulsar  para acceder a parámetros	r0000
2 Pulsar  hasta que se visualice P0004	P0004
3 Pulsar  para acceder al nivel de valor del parámetro	0
4 Pulsar  o  hasta el valor requerido	7
5 Pulsar  para confirmar y guardar el valor	P0004
6 Sólo los parámetros de mando son visibles al usuario.	

Cambiar P0719 un parámetro indexado

P0719 – Selección de fuente de comandos/valores de consigna

Paso	Resultado en pantalla
1 Pulsar  para acceder a parámetros	r0000
2 Pulsar  hasta que se visualice P0719	P0719
3 Pulsar  para acceder al nivel del valor del parámetro	r0000
4 Pulsar  para visualizar el valor actual ajustado	0
5 Pulsar  o  hasta el valor requerido	12
6 Pulsar  para confirmar y guardar el valor	P0719
7 Pulsar  hasta que se visualice r0000	r0000
8 Pulsar  para que la pantalla vuelva a su forma estándar (tal y como se definió por el cliente)	






NOTA

En algunos casos - al cambiar valores de parámetros - la pantalla del BOP muestra **P- - - -**. Esto significa que el convertidor está ocupado con tareas de mayor prioridad.

Cambiar dígitos individuales en valores de parámetro

Para cambiar rápidamente un valor de parámetro, sus dígitos en pantalla pueden modificarse usando las acciones siguientes:

Asegurarse de que se esté en el nivel de cambio de valor de parámetro (ver "Cambiar parámetros con el panel BOP").

1. Pulsar  (botón de funciones), lo que hace que parpadee el dígito derecho.
 2. Cambiar el valor de dicho dígito pulsando  / .
 3. Pulsar  (botón de funciones), lo que hace que parpadee el siguiente dígito.
 4. Ejecutar las etapas 2 a 4 hasta que se visualice el valor requerido.
 5. Pulsar  para salir del nivel de cambio de valor de parámetro.
-

NOTA

El botón de función también puede utilizarse para acusar una condición de fallo

Puesta en servicio con el panel AOP



El panel AOP está disponible como opción. Entre sus características avanzadas figuran las siguientes:

- Visualización multilingüe de textos explícitos
- Carga/descarga de varios juegos de parámetros
- Programable vía PC
- Capacidad multipunto para controlar hasta 30 convertidores

Para detalles, consultar el Manual del panel AOP o contactar con su oficina de ventas local de Siemens.

Funciones de puesta en marcha con el BOP / AOP

Puesta en servicio rápida (P0010=1)

Es importante que el parámetro P0010 se use para la puesta en servicio y el P0003 para seleccionar el número de parámetros a los que es posible acceder. Este parámetro permite seleccionar un grupo de parámetros para facilitar la puesta en servicio rápida. Entre ellos se incluyen los parámetros de ajuste del motor y de los tiempos de rampa.

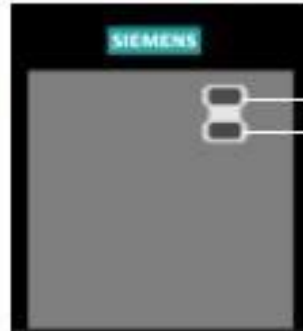
Al acabar la secuencia de puesta en servicio rápida es necesario seleccionar P3900, el cual, si está ajustado a 1, activa el cálculo del motor necesario y pone el resto de parámetros (no incluidos en P0010=1) a los ajustes por defecto. Esto sólo ocurre en el modo de puesta en servicio rápida.

Búsqueda de averías con el panel SDP

La tabla 6-1 explica el significado de los distintos estados de los LEDs en el panel SDP.

Estados del convertidor indicados por los LEDs en el panel SDP

La Tabla 6-1 explica el significado de los varios estados de los LEDs en el panel SDP.



LEDs indicadores estado de accionamiento

- Off
- ☀ On
- ⊙ ca. 0,3 s, Parpadeo
- ⊙ ca. 1 s, Intermitencia

Estados del convertidor indicados por los LEDs en el panel SDP

●	Red no presente	☀	Fallo sobretemperatura convertidor
☀	Preparado para funcionar	⊙	Alarma límite corriente - Ambos LEDs intermiten al mismo tiempo
●	Fallo en convertidor, uno de los listados abajo	⊙	Otras alarmas - Ambos LEDs intermiten alternativamente
☀	Convertidor en marcha	⊙	Disparo/alarma por mínima tensión
⊙	Fallo sobrecorriente	⊙	Accionamiento no listo
⊙	Fallo sobretensión	⊙	Fallo en ROM - Ambos LEDs parpadean al mismo tiempo
⊙	Fallo sobretemperatura motor	⊙	Fallo en RAM - Ambos LEDs parpadean alternativamente

Característica		Especificación		
Tensión de red y Márgenes de potencia	CT	1 AC 200 a 240 V ± 10 %	0,12 kW – 3,0 kW	(0,16 hp – 4,0 hp)
		3 AC 200 a 240 V ± 10 %	0,12 kW – 45,0 kW	(0,16 hp – 60,0 hp)
	VT		5,50 kW – 45,0 kW	(7,50 hp – 60,0 hp)
	CT	3 AC 380 a 480 V ± 10 %	0,37 kW – 75,0 kW	(0,50 hp – 100 hp)
	VT		7,50 kW – 90,0 kW	(10,0 hp – 120 hp)
	CT	3 AC 500 a 600 V ± 10 %	0,75 kW – 75,0 kW	(1,00 hp – 100 hp)
	VT		1,50 kW – 90,0 kW	(2,00 hp – 120 hp)
Frecuencia de entrada		47 a 63 Hz		
Frecuencia de salida		0 Hz a 650 Hz		
Factor de potencia		≥0,7		
Rendimiento del convertidor		96 a 97 %		
Capacidad de sobrecarga (Par constante (CT))		50 % de sobrecarga durante 60 s en un periodo de 5 min o 100 % de sobrecarga durante 3 s en un periodo de 5 min referido a la corriente nominal de salida		
Corriente de arranque		Inferior a la corriente nominal de entrada		
Método de control		Control V/f lineal; Control V/f lineal con Flux Current Control (FCC); U Control V/f cuadrático; Control V/f multipunto; Control V/f lineal con modo ECO; Control V/f para aplicaciones textiles; Control V/f con FCC para aplicaciones textiles; Control V/f con consigna de tensión independiente; Sensorless Vector Control; Sensorless Vector Torque Control		
Frecuencia de pulsación		2 kHz a 16 kHz (en pasos de 2 kHz)		
Frecuencias fijas		15, parametrizable		
Frecuencias inhibibles		4, parametrizable		
Resolución de consigna		0,01 Hz digital, 0,01 Hz serie, 10 bits analógica (potenciómetro motorizado 0.1 Hz [0.1% (en modo PID)])		
Entradas digitales		6, parametrizable (libre de potencial), conmutables entre activa con high / activa con low (PNP/NPN)		
Entrada analógica 1		0 – 10 V, 0 – 20 mA y –10 V a +10 V		
Entrada analógica 2		0 – 10 V y 0 – 20 mA		
Salidas de relé		3, parametrizable 30 V DC / 5 A (carga resistiva), 250 V AC 2 A (carga inductiva)		
Salida analógica		2, parametrizable (0 a 20 mA)		
Interface serie		RS-485, opcionales RS-232		
Compatibilidad electromagnética		Filtros CEM opcionales según EN55011 Clase A o B, y también disponibles filtros Clase A internos		
Frenado		frenado por inyección de corriente continua, frenado combinado y frenado dinámico		
Grado de protección		IP20		
Margen de temperatura	Par constante (CT)	-10 °C a +50 °C (14 °F a 122 °F)		
	Par variable (VT)	-10 °C a +40 °C (14 °F a 104 °F)		
Temperatura de almacenamiento		-40 °C a +70 °C (-40 °F a 158 °F)		
Humedad relativa		< 95 % (sin condensación)		
Altitud de operación		hasta 1000 m sobre el nivel del mar sin reducción de potencia		
Características de protección		Mínima tensión, sobretensión, sobrecarga, defecto a tierra, cortocircuito, protección basculante, protección de bloqueo del motor, sobretemperatura en motor, sobretemperatura en convertidor, bloqueo de parámetros		
Normas		UL, cUL, CE, C-tick		
Marcado CE		de acuerdo con las directivas europeas "Baja tensión" 73/23/CEE y "Compatibilidad electromagnética" 89/336/CEE		

Tamaño constructivo		A	B	C	D	E	F
Par de apriete	[Nm]	1,1	1,5	2,25	10 (máx)	10 (máx)	50
	[lbf.in]	10	13,3	20	87 (máx)	87 (máx)	435

Especificaciones del MICROMASTER 440

A fin de lograr una instalación que cumpla con las normas UL es necesario usar fusibles de la gama SITOR con la corriente nominal apropiada.

Margen de tensión de entrada 1 AC 200 V – 240 V, $\pm 10\%$ (con filtro integrado Clase A)

Referencia	6SE6440-	2AB11 -2AA0	2AB12 -5AA0	2AB13 -7AA0	2AB15 -5AA0	2AB17 -5AA0	2AB21 -1BA0	2AB21 -5BA0	2AB22 -2BA0	2AB23 -0CA0
Potencia nominal del motor	[kW] [hp]	0,12 0,16	0,25 0,33	0,37 0,5	0,55 0,75	0,75 1,0	1,1 1,5	1,5 2,0	2,2 3,0	3,0 4,0
Potencia de salida	[kVA]	0,4	0,7	1,0	1,3	1,7	2,4	3,2	4,6	6,0
Máxima corriente de salida	[A]	0,9	1,7	2,3	3,0	3,9	5,5	7,4	10,4	13,6
Corriente de entrada	[A]	1,4	2,7	3,7	5,0	6,6	9,6	13,0	17,6	23,7
Fusible recomendado	[A]	10	10	10	16	16	20	20	25	32
		3NA3803	3NA3803	3NA3803	3NA3805	3NA3805	3NA3807	3NA3807	3NA3810	3NA3812
Sección mínima cable de entrada	[mm ²] [awg]	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,5 15	2,5 13	4,0 11
Sección máxima cable de entrada	[mm ²] [awg]	2,5 13	2,5 13	2,5 13	2,5 13	2,5 13	6,0 9	6,0 9	6,0 9	10,0 7
Sección mínima cable de salida	[mm ²] [awg]	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,0 17	1,5 15
Sección máxima cable de salida	[mm ²] [awg]	2,5 13	2,5 13	2,5 13	2,5 13	2,5 13	6,0 9	6,0 9	6,0 9	10,0 7
Peso	[kg] [lbs]	1,3 2,9	1,3 2,9	1,3 2,9	1,3 2,9	1,3 2,9	3,4 7,5	3,4 7,5	3,4 7,5	5,7 12,5
Dimensiones	ancho [mm]	73,0	73,0	73,0	73,0	73,0	149,0	149,0	149,0	185,0
	alto [mm]	173,0	173,0	173,0	173,0	173,0	202,0	202,0	202,0	245,0
	prof. [mm]	149,0	149,0	149,0	149,0	149,0	172,0	172,0	172,0	195,0
	ancho [pulgadas]	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	5,87	5,87	5,87	7,28
	alto [pulgadas]	6,81	6,81	6,81	6,81	6,81	7,95	7,95	7,95	9,65
	prof. [pulgadas]	5,87	5,87	5,87	5,87	5,87	6,77	6,77	6,77	7,68

Anexo. B guía práctica de laboratorio

OBJETIVO: Monitorear el banco de pruebas de intercambiador de calor de tubos y aletas enfriados por aire para observar el comportamiento térmico dentro del sistema y así generar las curvas de tendencia

MARCO TEORICO

TRANSFERENCIA DE CALOR DE TUBOS CON ALETAS

La liberación de calor y la absorción de las superficies se pueden mejorar mediante

aletas. Las aletas se van a colocar en el lado de menor transferencia de calor. Esto implicara un incremento del Área superficial aumentando la transferencia de calor por la adición de una superficie extendida.

El Requisito básico para el siguiente enfoque es un ideal entre el contacto de la base de la aleta y el tubo o superficie. El método tiene que ser considerada como un primer enfoque, No va a encajar para dimensiones anormales o números extremadamente altos de Reynolds. En la transferencia de calor el coeficiente de convección en la aleta tiene que ser encontrado y evaluado en la base de la consideración geoméricamente determinada. Por lo tanto, el modelo no puede diferenciar los cambios locales en el calor de reflujo debido a diferentes temperaturas a lo largo de la aleta causadas por convección.

Se supone que la dirección de flujo fluido corresponde a la orientación de las aletas. La transferencia de calor por radiación térmica no será considerada, así como la transferencia de calor en la punta de la aleta ya que normalmente contribuye menos de la superficie total.

Diseño, dimensiones de la forma, y las abreviaturas de superficies aleteadas se muestran en la Fig. 1

El flujo de calor desde un tubo aleteado es

$$\dot{Q} = \alpha_m (A_t + \eta_f A_f) (\Theta_t - \Theta_a).$$

En relación con la superficie total y el gradiente de temperatura entre ambos fluidos de transferencia de calor el coeficiente de transferencia de calor se da por:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_0 - d_i}{2\lambda_t} \right).$$

El gradiente de temperatura de conducción para este caso es la diferencia entre la temperatura de la superficie del tubo y el fluido. La longitud característica del tubo circular aleteado es:

$$l = \frac{\pi}{2} \sqrt{d_0^2 + h_f^2}$$

La velocidad w_s en la sección de cruz más pequeña está calculada a la velocidad muerta en el flujo libre w_0 , el radio desde el área seccional del flujo cruzado A_0 y el área seccional más pequeña entre aletas, A_s

$$w_s = w_0 \frac{A_0}{A_s}.$$

La eficiencia de la aleta es la razón del promedio de temperaturas entre la respectiva base de la aleta o tubo y el fluido.

$$\eta_f = \frac{\Theta_f - \Theta_a}{\Theta_t - \Theta_a}.$$

Junto con esto, el coeficiente virtual de transferencia de calor se convierte en:

$$\alpha_v = \alpha_m \left[\frac{A_t}{A} + \eta_f \frac{A_f}{A} \right] = \alpha_m \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right].$$

La manera formal para calcular la eficiencia de la aleta es

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X}$$

Figura. 1 Diferentes diseños para las figuras de aletas.

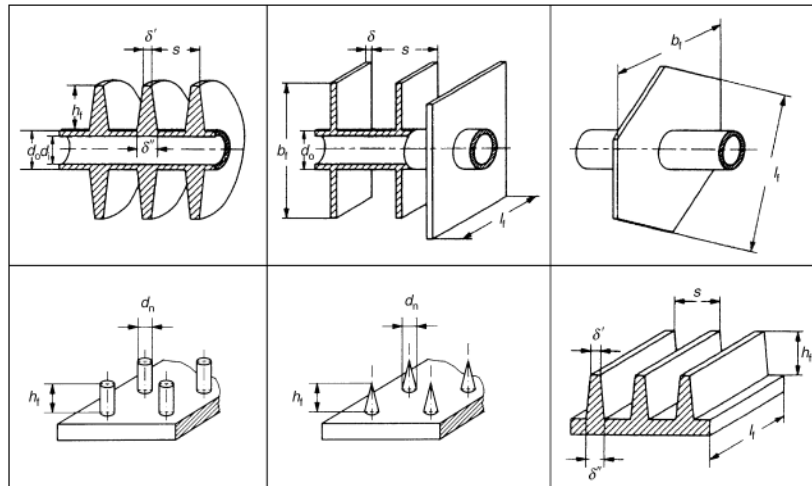
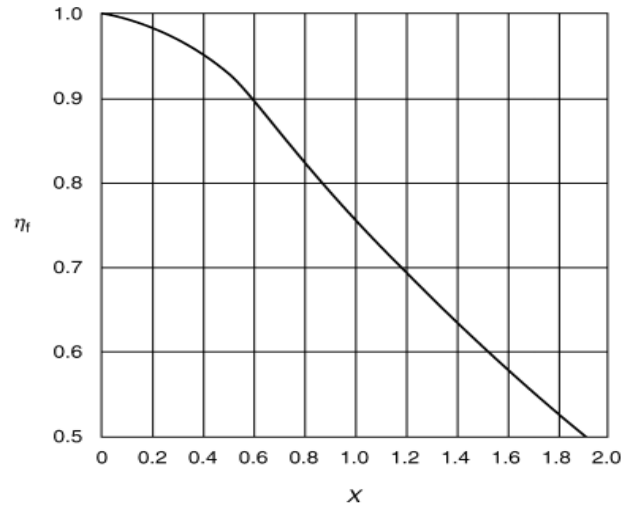


Figura. 2 Factor de eficiencia de superficies de aletas



GEOMETRÍA DE ALETAS PARA EL CASO ESPECÍFICO

ALETAS ADYACENTES

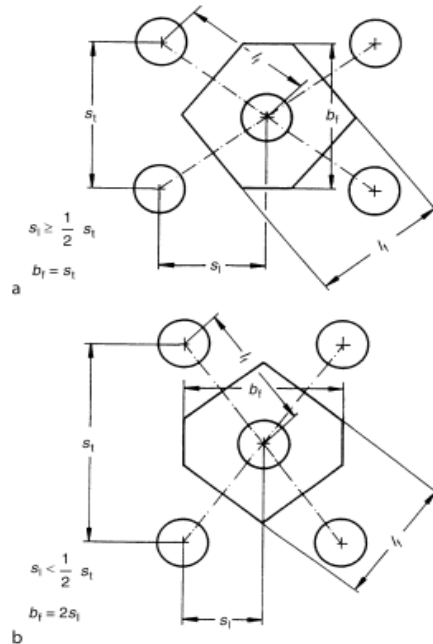
Para arreglos con los bancos en línea, son válidas las Ecuaciones

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0.35 \ln \varphi'),$$

$$\varphi' = 1.27 \frac{b_f}{d_0} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0.3\right)} \quad \text{with } l_f = \sqrt{s_1^2 + \frac{s_1^2}{4}}.$$

El espaciamiento de dos arreglos debe ser distinguido de acuerdo a la **Figura. 3**

Figura. 3 Esquema de diferentes espacios en la sección transversal de diseño hexagonal entre los tubos paralelos con aletas.



Para bancos con una o tres filas, se recomienda modificar el factor C de la ecuación de poder de Nusselt.

$$Nu_d = C Re_d^{0.6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} .$$

Para disposiciones escalonadas de tres filas $C = 0.36$.

PROCEDIMIENTO

1. Conectar el equipo de monitoreo al gabinete de control
2. Verificar la alimentación a 110 V del gabinete de control
3. Conectar la bomba centrífuga a un toma corriente a 110V
4. Conectar el variador de frecuencia al motor trifásico del ventilador axial y posteriormente Conectar el variador de frecuencia a un toma corriente a 220 V
5. Ubicar el anemómetro en la salida del intercambiador de calor
6. Encender el gabinete de control
7. Verificar que el programa del banco de pruebas este cargado en la CPU del PLC.
8. Establecer la temperatura de la termo resistencia teniendo en cuenta que esta no puede superar los 60°C ya que comprometería el sello mecánico de la bomba centrífuga
9. Fijar la frecuencia de trabajo del ventilador axial
10. Registrar y tabular los datos obtenidos de los instrumentos de monitoreo

DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR

Diámetro interior	0,58	cm
Diámetro exterior	0,95	cm
Paso vertical	2,8	cm
Paso horizontal	2,3	cm
paso de aletas	0,43	cm
ancho de aletas	0,05	cm
longitud de tubo	10,6	m

TABLA DE DATOS

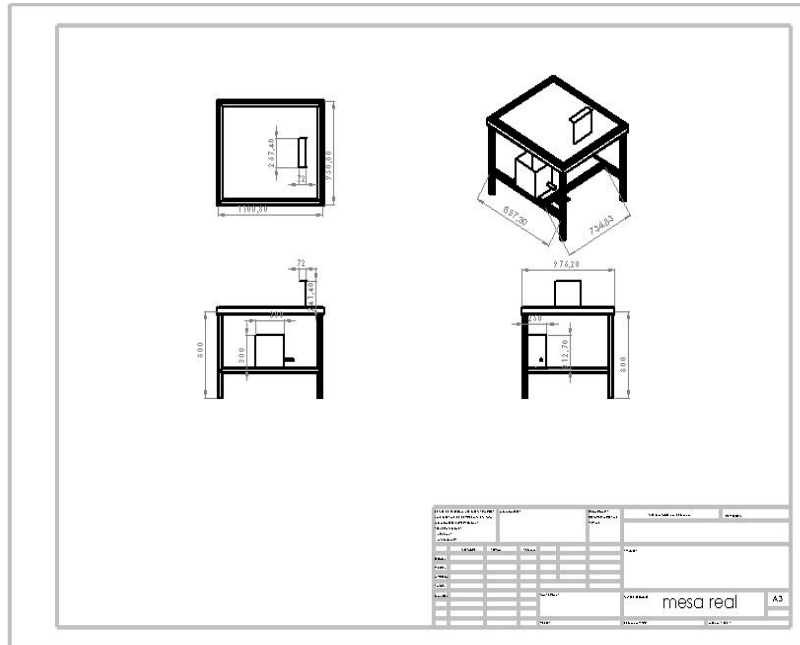
		PRUEBA 1 [10 Hz- m/s]			
<u>Q1</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q2</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q3</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q4</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q5</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			

		PRUEBA 2 [35 Hz- m/s]			
<u>Q1</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q2</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q3</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q4</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
<u>Q5</u>		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			

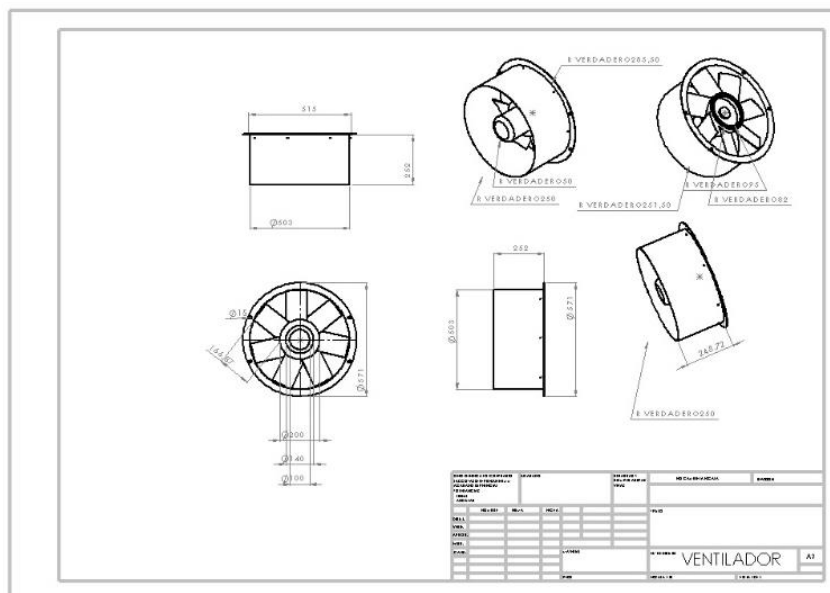
		PRUEBA 1 [60 Hz- m/s]			
Q1		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
Q2		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
Q3		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
Q4		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			
Q5		TIN INTERCOOLER	TOUT INTERCOOLER	TIN AIR	TOUT AIR
		DIFERENCIAL DE PRESION			

Anexo. C Planos del banco de pruebas

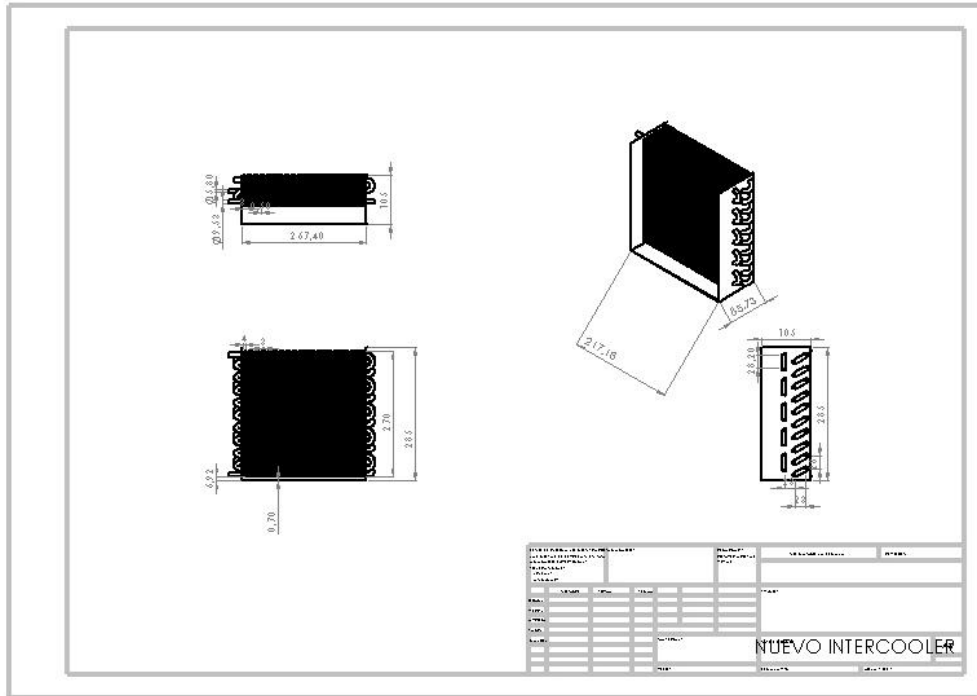
Plano. 2 Mesa soporte



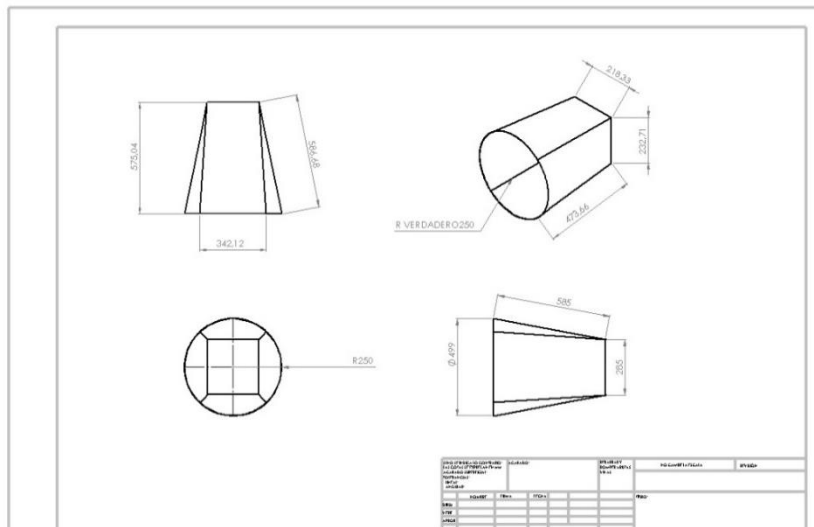
Plano. 3 Ventilador axial



Plano. 4 Intercambiador de calor de tubos y aletas



Plano. 5 Tobera



7 BIBLIOGRAFÍA

CHAPMAN, Alan. Transmisión del calor: tercera edición. Madrid: Bellisco, 1984. 555p

INCROPERA, Frank y DEWITT, David. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. México: Pearson educación, 1999.582 p

HOLMAN, J. P. Transferencia de calor. Décima edición. México: McGraw HILL BOOK COMPANY, INC, 1999.483 p

MANTILLA, Alirio. Y PADILLA, Jorge. (2013).Montaje de bancos para pruebas de evaluación en intercambiador de calor enfriados por aire para el laboratorio de transferencia de calor aplicada. Trabajo de grado no publicado, universidad industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.

VDI Atlas Heat: second edition.Germany: Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2010.1273p

CASTELLANOS, Javier. Guía práctica de hechos y fórmulas para la transferencia de calor: primera edición. Colombia: ,2012