

**DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA EL REACTOR JUPITER (JOINT
UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)**

CRISTIAN DANIEL RODRÍGUEZ VILLAMIZAR

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA EL REACTOR JUPITER (JOINT
UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)**

CRISTIAN DANIEL RODRÍGUEZ VILLAMIZAR

Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

Codirector

ELY DANNIER V. NIÑO

MSc. en Física

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

A **Dios**, a mis cuatro Mujeres que son: mi Madre **Nancy**, mis dos Hermanas **Yheily** y **Karen**, y **Ma.Jo**, que son el motivo principal por el cual salgo adelante; mi Padre **Daniel Rodríguez**, que siempre me dio la fuerza invisible para levantarme cuando estaba en la sima; mi Tía **Amparo** y su esposo **Rafael**, mi Tía **Martha** y demás Familiares creyentes, Amigos, Compañeros y Secuaces que de una u otra forma estuvieron conmigo para ayudarme a dejar huella en este grandioso camino.

CRISTIAN DANIEL RODRÍGUEZ VILLAMIZAR

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Gélvez, por haber aceptado dirigir este proyecto y con su experiencia y conocimiento orientarme para poder desarrollar este propósito. Es una gran persona y un gran maestro en el arte de la enseñanza de la Ingeniería Mecánica.

A Ely Dannier mi Codirector, por haber confiado en mis capacidades para la realización de este proyecto. Siempre contribuyo, prestando atención a las necesidades que se presentaban en el desarrollo del plan.

A Hernán Garnica por su gran apoyo en la construcción de este proyecto.

A los Ingenieros Jorge Luis Chacón Velasco y Jorge Enrique Meneses Flórez por aceptar ser calificadores de este proyecto, un agradecimiento muy cordial para ellos.

A mi familia, siempre me brindaron un apoyo incondicional y vieron en mí un gran futuro. En que universo paralelo me encontraría de no ser por ellos.

A mis compañeros y amigos que hicieron de la UIS un lugar más amable para recorrer este camino, y poder dejar la huella que muchos tratan de dejar pero que pocos lo logran.

CRISTIAN DANIEL RODRÍGUEZ VILLAMIZAR

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. REACTOR JUPITER (JOINT UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)	21
2. INTERCAMBIADORES DE CALOR	26
2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR POR TIPO DE APLICACIÓN	28
2.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN LA RELACIÓN TÉRMICA ENTRE LOS FLUIDOS	28
2.3 CLASIFICACIÓN SEGÚN LAS CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS DEL FLUJO	30
3. TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN SUPERFICIES EXTENDIDAS (INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA)	33
3.1 MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS (LMTD)	34
3.2 MÉTODO DEL NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA (NTU)	38
3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR; FLUIDOS DE UN SOLO COMPONENTE	40
3.4 EFICIENCIA DE LAS ALETAS	41
3.4.1 Eficiencia compensada de superficies aletadas	44
3.5 COEFICIENTE DE TRANSPORTE EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS	45
3.5.1 Flujo turbulento de los líquidos en el interior de los tubos	45
3.6 COEFICIENTES DE TRANSPORTE EN EL EXTERIOR DE LOS TUBOS Y SUPERFICIES COMPACTAS	47
3.6.1 Coeficiente de transferencia de calor del aire	47

3.6.2 Velocidad máxima del fluido	49
3.6.3 Áreas en un banco de tubos aletados	50
3.6.4 Número de Reynolds	51
3.6.5 Número de Prandtl	52
3.6.6 Número de Nusselt	52
3.7 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR SENSIBLE	53
4. TORRES DE ENFRIAMIENTO	55
4.1 DIFUSIÓN	56
4.1.1 Teoría de la difusión	57
4.2 ANÁLISIS DE LOS REQUERIMIENTOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	67
4.2.1 Determinación del número de unidades de difusión	69
5. CARACTERIZACIÓN Y MODELAMIENTO DEL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	70
5.1 ESPECIFICACIONES DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA	70
5.2 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDADE DE ENFRIAMIENTO DEL SISTEMA	70
5.3 ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE ENFRIAMIENTO	75
5.4 ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (RADIADOR)	78
5.4.1 Especificaciones geométricas del Radiador.	80
5.4.2 Especificaciones del Proceso	81
5.4.3 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior (h_o)	81
5.4.3.1 Velocidad media del fluido	82
5.4.3.2 Espaciamiento entre aletas	84

5.4.3.3 Número de Reynolds	84
5.4.3.4 Número de Prandtl	84
5.4.3.5 Número de Nusselt	85
5.4.3.6 Área de un banco de tubos aleteados	86
5.4.3.7 Eficiencia de las aletas	87
5.4.3.8 Altura efectiva de la aleta	87
5.4.3.9 Factor de ensuciamiento de Young y Ward	88
5.4.3.10 Eficiencia del aletaje considerando que la transferencia de calor es uniforme	88
5.4.3.11 Factor de compensación ψ (factor de no uniformidad de transferencia de calor)	89
5.4.3.12 Eficiencia compensada de superficies aletadas	89
5.4.4 Coeficiente de transferencia de calor en el interior (h_i)	90
5.4.4.1 Número de Reynolds en el interior de los tubos	90
5.4.4.2 Número de Prandtl	91
5.4.5 Coeficiente global de transferencia de calor (Lado aire)	92
5.4.6 Balance de energía en el sistema	92
5.4.7 Temperatura ambiente (T_i, air)	94
5.4.8 Método del NTU para el cálculo del área	95
5.4.9 Proceso de Iteración para encontrar el balance en el sistema	97
5.4.10 Método de la LMTD para el cálculo de la energía	98
5.4.11 Caída de Presión en el Intercambiador	99
5.5 ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (TORRE DE ENFRIAMIENTO)	102
5.5.1 Cotización de la Torre de Enfriamiento	107

6. ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO Y OPERACIONAL PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA A IMPLEMENTAR	108
6.1 DETERMINACIÓN DEL COSTO INICIAL Y DE CAPITAL	108
6.2 DEPRECIACIÓN DE EQUIPOS	108
6.3 DETERMINACIÓN DEL COSTO DE ENERGÍA	109
6.4 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO	109
6.5 COSTO INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (RADIADOR)	110
6.5.1 Costo de Capital.	110
6.5.2 Costo de Depreciación	111
6.5.3 Costo de Mantenimiento	111
6.5.4 Costo de la Energía.	111
6.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (TORRE DE ENFRIAMIENTO)	112
6.6.1 Costo de Capital.	112
6.6.2 Costo de Depreciación	113
6.6.3 Costo de Mantenimiento	114
6.6.4 Costo de la Energía.	114
6.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y ANÁLISIS DEL BENEFICIO	115
7. SELECCIÓN DEL CONTROL PID DE TEMPERATURA	117
7.1 REQUERIMIENTOS	117
7.2 PROPUESTAS DE CONTROL	118
8. PRUEBAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SELECCIONADO	119
8.1 PRUEBAS DE PRESIÓN Y DE CAUDAL	119
8.2 PRUEBAS DE TEMPERATURA	121

8.2.1 PRUEBAS REALIZADAS EL 6 DE MAYO/2013	121
8.2.2 PRUEBAS REALIZADAS EL 8 DE MAYO/2013	123
9. RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO	125
9.1 RADIADOR	125
9.2 BOMBA CENTRÍFUGA	126
9.2.1 Condiciones de Empleo	126
9.2.2 Instalación	126
9.2.3 Conexiones Eléctricas	128
9.2.4 Cebado	129
9.2.5 MANTENIMIENTO	130
CONCLUSIONES	131
RECOMENDACIONES	133
BIBLIOGRAFÍA	135
ANEXOS	137

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema de sistemas de función del reactor JUPITER	22
Figura 2. Esquema de bloque del reactor JUPITER	23
Figura 3. Fotografía del equipo JUPITER	24
Figura 4. Actual sistema de enfriamiento del Reactor JUPITER	25
Figura 5. Clasificación de los intercambiadores de calor	29
Figura 6. Clasificación según las configuraciones geométricas del flujo	30
Figura 7. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para distintas configuraciones de intercambiadores	32
Figura 8. Intercambiador de calor con flujo a contracorriente.	35
Figura 9. Intercambiador de calor con flujo paralelo	35
Figura 10. Factor de corrección F para el cálculo de la LMTD	37
Figura 11. Arreglo de tubos en un banco (a) Escalonados (b) Alineados	48
Figura 12. Efectividad de un intercambiador de flujo transversal sin mezcla de fluidos.	53
Figura 13. Serpentín de cinco filas con dos pasos de fluido por fila	54
Figura 14. Teoría de película mostrando las resistencias principales	58
Figura 15. Caracterización del proceso de transferencia de calor	71
Figura 16. FIELDPOINT FP-1601	72
Figura 17. National Instruments Measurement & Automation Explorer	73
Figura 18. Termocupla tipo J y Caudalímetro	73

Figura 19. Sistemas de enfriamiento Intercambiador de Calor Aire-Agua (Radiador)	75
Figura 20. Sistemas de enfriamiento Intercambiador de Calor Aire-Agua (Torre)	77
Figura 21. Análisis conceptual del Radiador	78
Figura 22. Dimensiones del Radiador (medidas en [mm])	80
Figura 23. Geometría de detalle del Radiador (medidas en [mm])	81
Figura 24. Temperatura ambiente el día 15 de Febrero de 2013	94
Figura 25. Pérdidas de Presión en el Radiador	100
Figura 26. Curva del Sistema (Reactor JUPITER)	101
Figura 27. Análisis de una Torre de Enfriamiento	102
Figura 28. Proceso de transferencia de calor – Torre de enfriamiento	104
Figura 29. Montaje para las pruebas de temperatura y presión del sistema	119
Figura 30. Punto de operación de la Bomba Centrífuga	120
Figura 31. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Ambiente)	126
Figura 32. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Desnivel tubería aspiración)	127
Figura 33. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Conexión eléctrica)	128
Figura 34. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (cebado)	129

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Distintos tipos de arreglos en bancos de tubos	50
Tabla 2. Caracterización del proceso de transferencia de energía del Reactor JUPITER	74
Tabla 3. Efectividad térmica de intercambiadores de calor con diferentes configuraciones o arreglos de flujo.	96
Tabla 4. Iteración para encontrar las temperaturas del agua en el sistema	97
Tabla 5. Cálculos de integración para una torre de enfriamiento	105
Tabla 6. Datos experimentales para la caracterización del relleno	106
Tabla 7. Costo Inicial del Sistema Enfriado por Radiador	110
Tabla 8. Energía que consume el Sistema de Enfriamiento (Radiador)	112
Tabla 9. Costo Inicial del Sistema Enfriado por Torre	113
Tabla 10. Energía que consume el Sistema de Enfriamiento (Torre)	114
Tabla 11. Desarrollo de la Función Calidad para el Control de Temperatura	118
Tabla 12. Prueba de Presión y Caudal en la Bomba	120
Tabla 13. Pruebas realizadas con la resistencia de 2 [Kw]	121
Tabla 14. Prueba realizadas con la resistencia de 3 [Kw]	122
Tabla 15. Prueba realizada al Reactor JUPITER	122
Tabla 16. Prueba realizada con la resistencia de 1 [Kw]	123
Tabla 17. Pruebas realizadas con la resistencia de 2 [Kw]	123
Tabla 18. Prueba realizadas con la resistencia de 3 [Kw]	124
Tabla 19. Prueba realizada al Reactor JUPITER	124

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. RELACIONES DE EFICIENCIA VS NTU	137
ANEXO B. VALORES REPRESENTATIVOS DE LAS RESISTENCIAS POR ENSUCIAMIENTO	141
ANEXO C. COTIZACIÓN TORRE DE ENFRIAMIENTO	142
ANEXO D. CARACTERIZACIÓN TORRE DE ENFRIAMIENTO	145
ANEXO E. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LOS MEDIOS DE ENFRIAMIENTO AIRE-AGUA	154
ANEXO F. CÓDIGO DE CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (RADIADOR) EN EL PROGRAMA EES	159
ANEXO G. CONTROL PID DE TEMPERATURA VIA	163
ANEXO H. PLANOS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	171

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA EL REACTOR JUPITER (JOINT UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)

AUTOR: Cristian Daniel Rodríguez Villamizar **

PALABRAS CLAVE:, Reactor JUPITER, plasma, enfriamiento, agua, sobrecalentamiento, costo, modificación superficial.

DESCRIPCIÓN:

Los experimentos e investigaciones realizadas por los grupos de investigación FITEK, GOTS, LEAM, GIC de las UIS y GINTEP-UPB sobre modificación superficial mediante el uso de tecnologías de plasma, son realizados en el reactor JUPITER, que está fundamentado en las descargas pulsadas de alto voltaje y de arco eléctrico a bajas presiones. El sistema que corresponde al enfriamiento por agua, está unido directamente a la línea de suministro del edificio, lo que crea dependencia del sistema, al ser la fuente, un recurso que debe su disponibilidad al acueducto metropolitano del área de Bucaramanga.

La línea de suministro del agua está muchas veces llena de partículas que se acumulan en el sistema de enfriamiento, desfavoreciendo la transferencia de energía entre el agua, el sistema de vacío y el cátodo, lo que puede llevar a un sobrecalentamiento del reactor JUPITER, lo que no es conveniente en un equipo que tiene un costo cercano a los seis cientos millones de pesos, ya que puede fundir los elementos que componen el sistema de alimentación por energía eléctrica.

Se desea tener un sistema independiente a la línea de suministro del edificio, con lo cual se busca poner a recircular el agua con el fin de cuidar el recurso natural, volver el sistema de enfriamiento independiente y ahorrar los costos generados por el desperdicio del agua.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Omar Armando Gélvez Arocha (Director). Ely Dannier V. Niño (Codirector)

ABSTRACT

TITLE: DESIGN, SELECTION, ASSEMBLY AND SETTING IN OPERATION OF THE SYSTEM OF COOLING FOR THE REACTOR JUPITER (JOINT UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)^{*}

AUTHOR: Cristian Daniel Rodríguez Villamizar^{**}

KEYWORDS: JUPITER reactor, plasma, cooling, water, overheating, cost, modification superficial.

DESCRIPTION:

The experiments and investigations carried out by the investigation groups FITEK, GOTS, LEAM, GIC of UIS and GINTEP-UPB, about the superficial modification by means of use of plasma technologies, are carried out in the reactor JUPITER that is based in the pressed discharges of high voltage and electric arch at low pressures. The system that corresponds to the process of cooling by water, is joined directly to the line of supply of the building, which creates dependence on the system for being the source, a resource that owes its readiness to the metropolitan aqueduct of Bucaramanga's area.

The line of supply of the water is many times full with particles that accumulates in the cooling system, disfavoring the energy transfer among the water, the hole system and the cathode. This can lead to an overheating of the reactor JUPITER and is not convenient in equipment that has an approximate cost of six hundred million pesos, since it can fuse the elements that compose the feeding system by electric power.

It is desired to have an independent system to the line of supply of the building, Its mean to be used to recirculate the water with the purpose of taking care of this value natural resource, to transform the cooling system into an independent one and to save costs generated for the waste of water.

^{*} Degree Project

^{**} Physical-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering. Omar Armando Gélvez Arocha (Director). Ely Dannier V. Niño (Codirector)

INTRODUCCIÓN

Algunos fluidos son utilizados como medio de enfriamiento en los procesos industriales; cuando alguno de ellos tiene gran valor natural o económico, por lo general se decide poner en recirculación el mismo, con el fin de obtener un beneficio reflejado en un ahorro de dinero o ventaja medio ambiental.

El reactor JUPITER utiliza las tecnologías del plasma para los experimentos sobre modificación superficial, utilizando el agua como medio de enfriamiento para su sistema y evitar así el sobrecalentamiento del mismo que puede llevar a fallas en el equipo, lo que no es conveniente en un equipo tan costoso.

El sistema de enfriamiento del reactor JUPITER es abierto, lo que no permite la reutilización del agua, y esto trae dependencia del proceso al ser la fuente un recurso que debe su disponibilidad a la línea de suministro del edificio.

Los intercambiadores de calor y las torres de enfriamiento, son máquinas térmicas que extraen energía del fluido de trabajo, disminuyendo así su temperatura, dando la posibilidad de retornar el mismo al circuito del proceso, obteniendo así un ahorro de dinero; esto debería verse manifestado en el análisis costo-beneficio, que se relaciona directamente con el consumo de energía de los componentes, en donde se hace posible que el fluido de trabajo recircule por el sistema una y otra vez.

Tanto los intercambiadores de calor como las torres de enfriamiento, son medios efectivos para disminuir la temperatura del fluido de trabajo, pero a la hora de

seleccionar el medio, hay que tener en cuenta las ventajas que cada uno ofrece en aspectos como el mantenimiento, instalación, construcción, elementos que lo componen (Bombas, ventiladores, empaques, depósito, tubería, rellenos, etc.), entre otros factores que se van a ver evidenciados en el costo total del proyecto. Después de hacer este análisis, el costo total del proyecto debería recuperarse en un tiempo determinado.

Las numerosas configuraciones que hay en los intercambiadores de calor, y los diferentes tipos de torres de enfriamiento, hacen posible crear diseños que suplan casi todas las necesidades de transferencia de energía entre fluidos que se solicite en los procesos industriales. Por esta razón juegan un papel muy importante en la solución de la necesidad, y son seleccionados como opciones en el desarrollo del proyecto.

1. REACTOR JUPITER (JOINT UNIVERSAL PLASMA AND ION TECHNOLOGIES EXPERIMENTAL REACTOR)

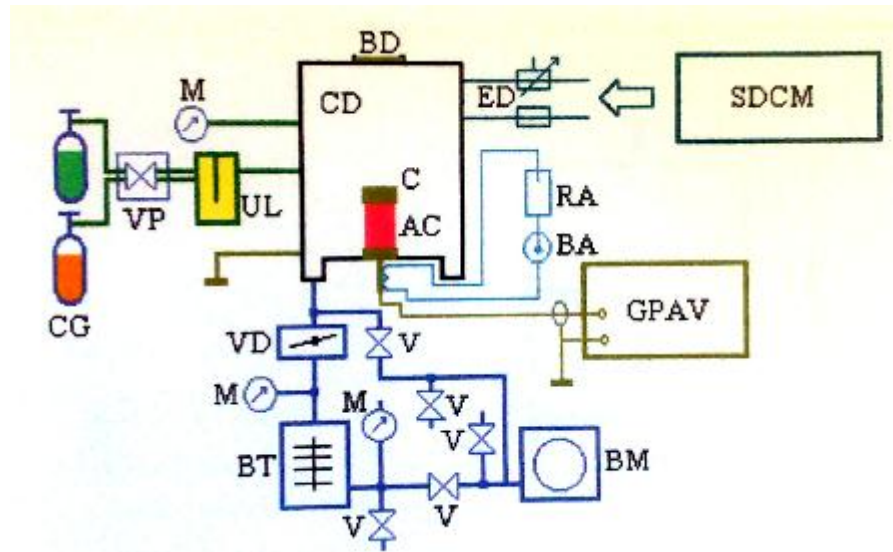
El Grupo de Investigación en Física y Tecnología del Plasma y Corrosión, adscrito a la escuela de Física de la Universidad Industrial de Santander, bajo la dirección del Doctor Valeriy Dugar-Zhabon, con financiación compartida Colciencias - UIS, implementaron el reactor semi-industrial JUPITER (Joint Universal Plasma and Ion Technologies Experimental Reactor), para las investigaciones de las descargas pulsadas de alto voltaje y de arco eléctrico a bajas presiones, y la modificación superficial de materiales mediante la técnica de implantación de iones y deposición superficial de especies metálicas y no metálicas.

El reactor JUPITER, se fundamenta en las descargas pulsadas de alto voltaje y de arco eléctrico a bajas presiones, el cual permite el desarrollo de una técnica alternativa para el tratamiento superficial avanzado denominada implantación iónica tridimensional 3DII. El equipo posee los parámetros de pulso: duración hasta 2,5 [ms], frecuencia de repetición hasta 60 [Hz] y voltaje hasta 60 [Kv]. Con los anteriores parámetros se garantiza la implantación de iones cuasi mono energéticos con un ángulo de incidencia a la superficie de los materiales a tratar; además se consiguen altas dosis de átomos implantados en cortos tiempos de tratamiento (por ejemplo, la dosis $1 * 10^7 \text{ cm}^{-2}$ de iones con energía de 30 [keV] se consiguen en 30 minutos de descarga). Esta dosis son suficientes para mejorar propiedades tribológicas de aceros al carbón tales como: aumento de la resistencia a la corrosión, disminución de la permeación de hidrógeno, etc.

A partir de los resultados experimentales obtenidos y la experiencia de manejo se puede afirmar que el equipo JUPITER por su productividad, monoenergicidad de iones, ángulo de incidencia, simplicidad de manejo, servicio de los sistemas del equipo, y seguridad, es más eficiente que los equipos existentes y reportados

hasta la fecha. Este equipo se puede utilizar para el mejoramiento de artículos que funcionan en condiciones severas; por ejemplo sierras que cortan madera sin enfriamiento por agua, etc.¹

Figura 1. Esquema de sistemas de función del reactor JUPITER



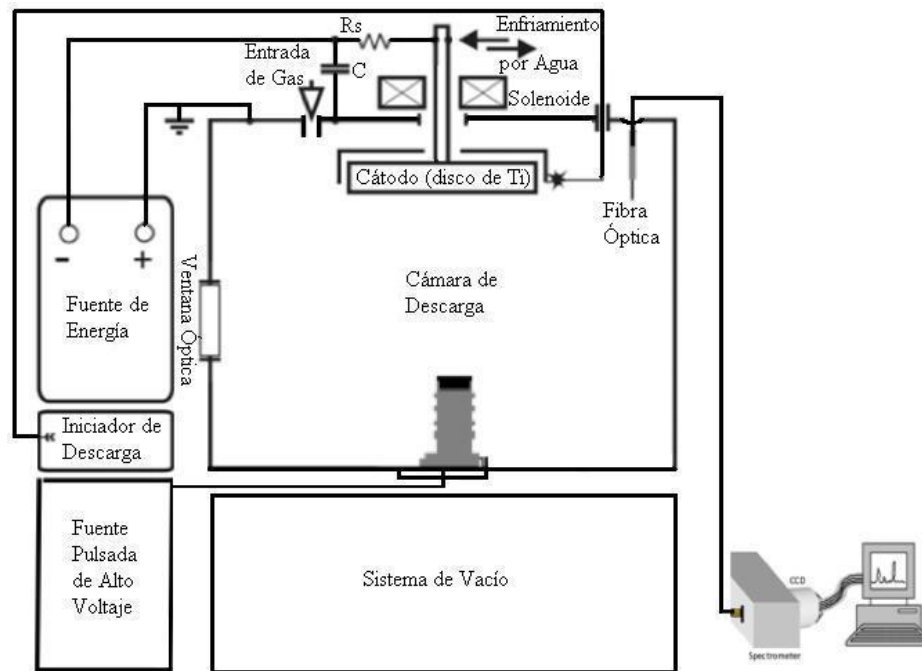
CD: Cámara de descarga
C: Cátodo
AC: Aislador cerámico
BD: Brida de diagnóstico
ED: Elementos de diagnóstico
SDCM: Sistema automático de control de diagnóstico y manejo por todos los sistemas del equipo
BA: Bomba de enfriamiento del cátodo por agua
RA: Recipiente de agua

GPAV: Generador de pulsos de alto voltaje
M: Manómetro
CG: Cilindro de gas
VP: Válvula piezoeléctrica de dos canales
UL: Unidad de limpieza de gas
VD: Válvula de disco
BT: Bomba turbo molecular
BM: Bomba mecánica tipo rotor

Fuente: Tesis Doctoral de Héctor Jaime Dulce Moreno. Implantación Iónica Tridimensional Mediante Descargas de Alto Voltaje a Bajas Presiones del Reactor JUPITER

¹ DULCE MORENO, Jaime Dulce. Implantación Iónica Tridimensional Mediante Descargas de Alto Voltaje a Bajas Presiones del Reactor JUPITER.

Figura 2. Esquema de bloque del reactor JUPITER



Fuente: Ely Dannier V. Niño, Valeriy Dugar-Zhabon, H. Jaime Dulce Moreno, Gabriel Peña Rodríguez, Hernán Alfonso Garnica, Petr Tsygankov. Aplicación de descargas simultáneas de alto voltaje y arco eléctrico para el tratamiento superficial avanzado de metales In: Revista Iteckne. 2012; 9 (1): 14-20.

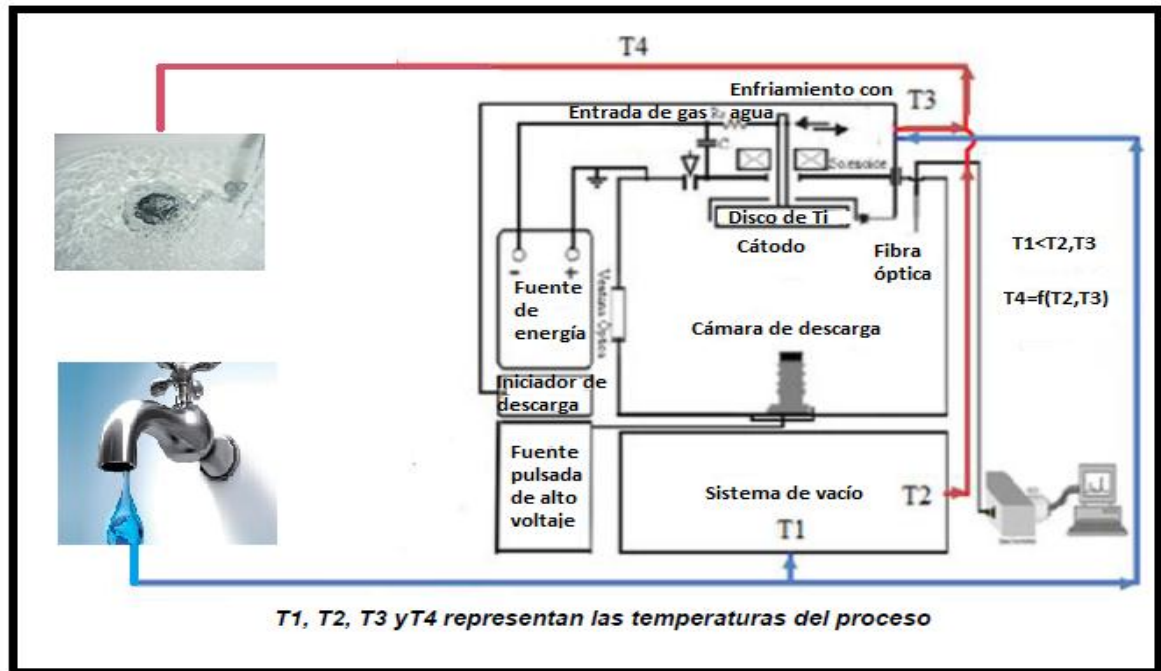
Figura 3. Fotografía del equipo JUPITER



1. Cámara de descargas
2. Sistema de vacío
3. Generador de pulsos de alto voltaje
4. Sistema de control

Fuente: Ely Dannier V. Niño, Valeriy Dugar-Zhabon, H. Jaime Dulce Moreno, Gabriel Peña Rodríguez, Hernán Alfonso Garnica, Petr Tsygankov. Aplicación de descargas simultáneas de alto voltaje y arco eléctrico para el tratamiento superficial avanzado de metales In: Revista Iteckne. 2012; 9 (1): 14-20.

Figura 4. Actual sistema de enfriamiento del Reactor JUPITER



Fuente: Autor

$$T_1 < T_2$$

$$T_1 < T_3$$

$$T_2 < T_3$$

$$T_1 < T_4$$

2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de la cámara de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen. Por ejemplo, en un radiador de un automóvil el calor se transfiere al agua caliente que fluye por los tubos de ese radiador hacia el aire que fluye a través de placas delgadas muy cercanas entre sí que se encuentran en el exterior, sujetas a dichos tubos.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La velocidad de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador. En el análisis de los intercambiadores de calor, suele ser conveniente trabajar con la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD (por sus siglas en inglés), la cual es una diferencia media equivalente de temperatura entre los dos fluidos para todo el intercambiador.²

² CENGEL, Yunus A. Transferencia de Calor. 2 ed. México: Mc Graw Hill, 2006, 667p.

Se han desarrollado muchos tipos de intercambiadores de calor para ser usados en varios grados de tamaños y de sofisticación tecnológica, como plantas de potencia de vapor, plantas de procesamiento químico, calefacción y acondicionamiento de edificios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóviles, radiadores de vehículos espaciales, etc.

En los tipos comunes, tales como intercambiadores de coraza y tubos y los radiadores de automóvil, la transferencia de calor se realiza fundamentalmente por conducción y convección desde un fluido caliente a otro frío, que están separados por una pared metálica.

En las calderas y los condensadores, es de fundamental importancia la transferencia de calor por ebullición y condensación. En ciertos tipos de intercambiadores de calor, como torres de enfriamiento, el fluido caliente (es decir agua) se enfría mezclándola directamente con el fluido frío (es decir aire) o sea que el agua se enfría por convección y vaporización al pulverizarla o dejarla caer en una corriente (o tiro) inducida de aire.

En los radiadores de las aplicaciones espaciales, el calor sobrante, transportado por el líquido refrigerante, es transferido por conducción y convección a la superficie de las aletas y de allí por radiación térmica al espacio vacío. En consecuencia en los diseños térmicos de los intercambiadores de calor es un área donde tiene numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor.

El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las consideraciones económicas. Así por ejemplo, aunque las consideraciones de costos son muy importantes en instalaciones grandes, tales como plantas de fuerza y planta de tratamiento químico las consideraciones de peso y tamaño

constituyen un factor predominante en la selección del diseño en el caso de aplicaciones espaciales y aeronáuticas.

La mayoría de los intercambiadores de calor se pueden clasificar en base a la configuración de las trayectorias del fluido a través del intercambiador, la aplicación que se les va a dar o la relación térmica entre los fluidos trabajados.³

2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR POR TIPO DE APLICACIÓN

Para caracterizar los intercambiadores en base a su aplicación se utilizan en general términos especiales.

- Calderas
 - Acuotubulares
 - Piro tubulares
- Condensadores
- Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos
- Torres de enfriamiento
 - Convección Natural
 - Convección Forzada
- Regeneradores
- Superficies Extendidas

2.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN LA RELACIÓN TÉRMICA ENTRE LOS FLUIDOS

Los intercambiadores con superficie de separación se pueden clasificar así:

³ GELVEZ AROCHA, Omar Armando. Transferencia de Calor: Versión no publicada. Colombia, Bucaramanga, p. 178,179

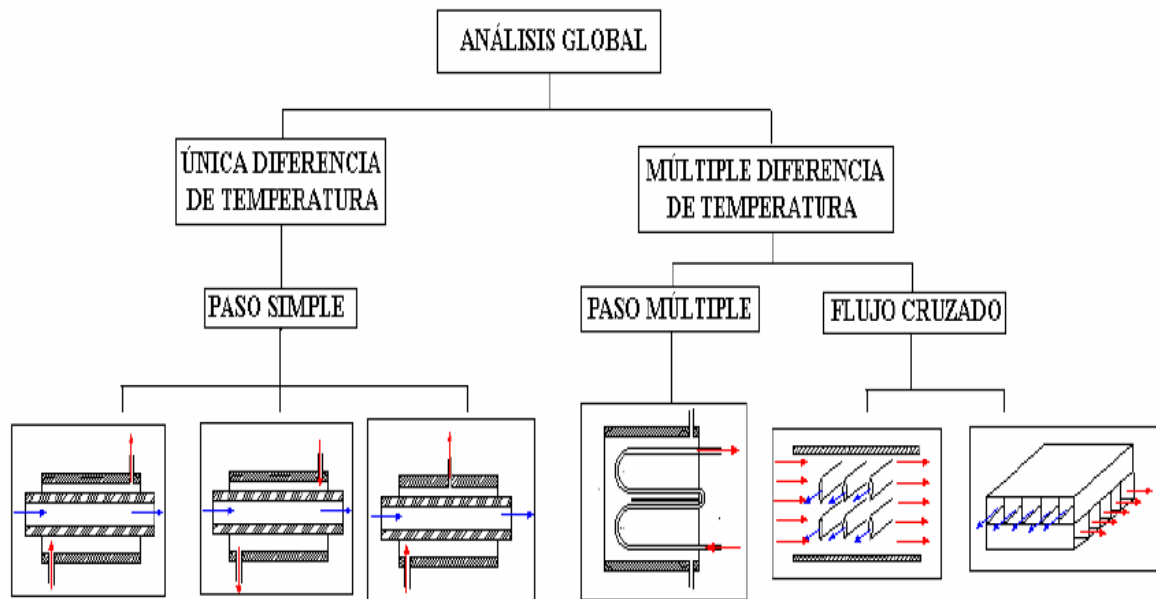
- **Por una única diferencia de temperaturas:**

De un solo paso: Los fluidos se encuentran térmicamente una vez, por lo que existe una única diferencia de temperatura local.

- **Por múltiples diferencias de temperatura:**

De múltiples pasos y de flujo cruzado: Existen múltiples diferencias de temperatura localmente por sección del intercambiador.

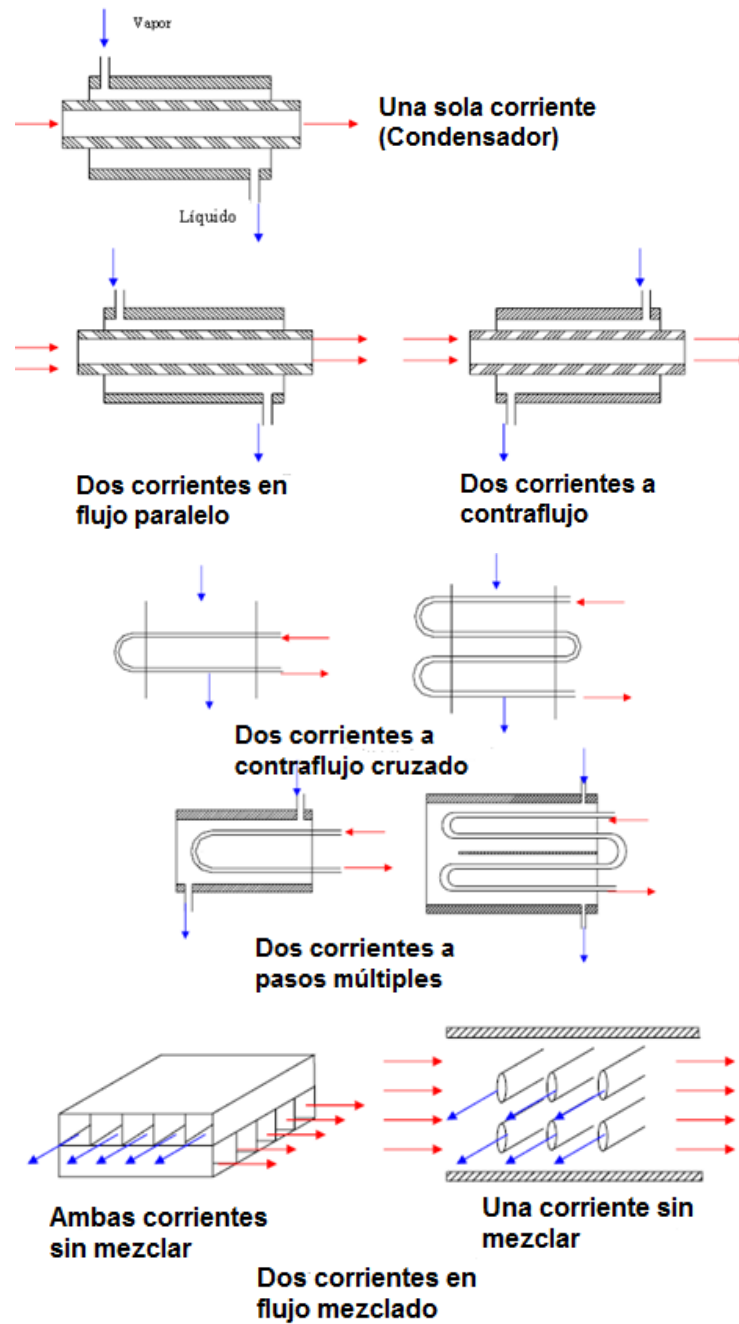
Figura 5. Clasificación de los intercambiadores de calor



Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

2.3 CLASIFICACIÓN SEGÚN LAS CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS DEL FLUJO

Figura 6. Clasificación según las configuraciones geométricas del flujo



Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

Las más importantes son:

- ✓ **Una sola corriente:** es un intercambiador en el que cambia sólo la temperatura de un fluido; la dirección del flujo carece de importancia.

- ✓ **Dos corrientes en flujo paralelo:** los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. Su forma más simple consta de dos tubos concéntricos. En la práctica, un gran número de tubos se coloca en una coraza para formar lo que se conoce como intercambiador de coraza y tubos. El intercambiador tipo placa consiste en varias placas separadas por juntas y resulta más adecuado para bajas presiones.

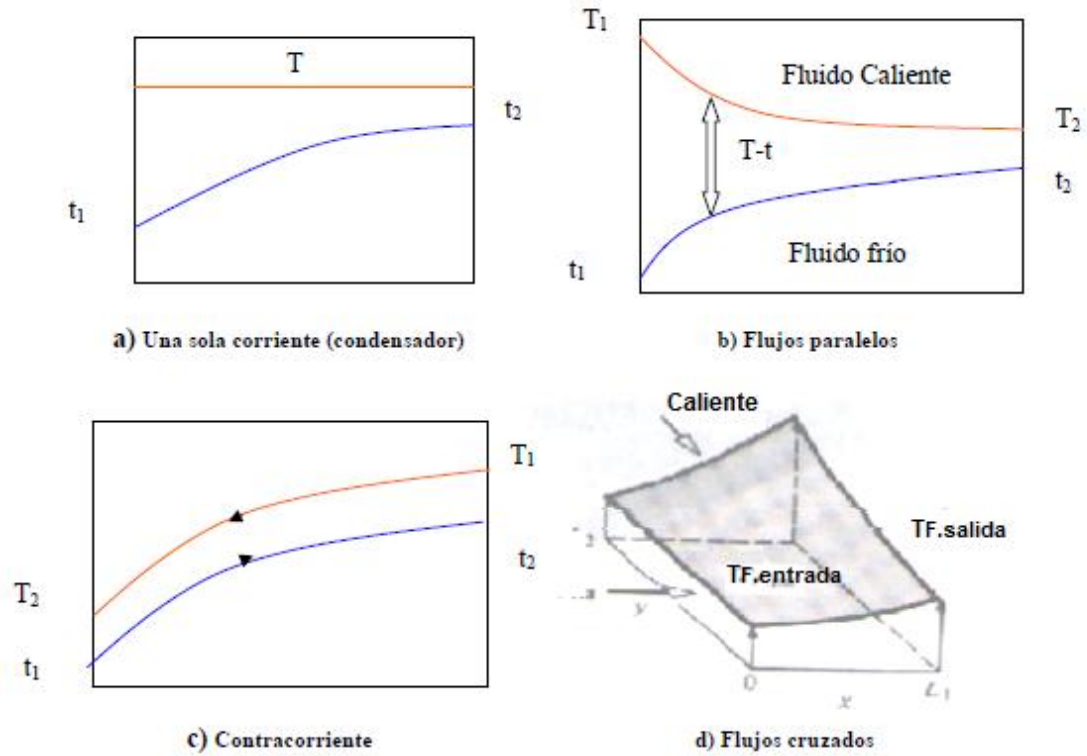
- ✓ **Dos corrientes en contracorriente:** los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. Los intercambiadores de coraza y tubos o de placas también son los más comunes. La efectividad de estos es mayor que la de flujos paralelos.

- ✓ **Dos corrientes en flujo cruzado:** Una o ambas corrientes pueden estar sin mezclar, tiene una efectividad intermedia entre el intercambiador a contracorriente y uno de flujo paralelo, pero su construcción es más sencilla.

- ✓ **Dos corrientes en contraflujo cruzado:** son intercambiadores en donde los tubos pasan varias veces por la coraza. El número de veces que pasa por la coraza se indica con el número de pasos y entre mayor es el número de pasos aumenta su efectividad.

- ✓ **Dos corrientes a pasos múltiples:** cuando los tubos de un intercambiador de coraza y tubos están dispuestos en uno o más pasos en el interior de la coraza, algunos de los pasos producen un flujo paralelo, mientras que otros producen un flujo a contracorriente

Figura 7. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para distintas configuraciones de intercambiadores



Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

3. TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN SUPERFICIES EXTENDIDAS (INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA)

En los intercambiadores de flujo cruzado o transversal agua-aire o refrigerante-aire, a los cuales se les denomina serpentines de haz de tubos, se utilizan tubos con aletas exteriores. La transferencia de calor puede darse en donde sólo ocurre un intercambio de calor sensible o, como en el caso de los serpentines deshumidificadores, donde ocurren simultáneamente intercambios de calor latente y sensible. Estos métodos pueden utilizarse, con algunas modificaciones, en todos los tipos de intercambiadores de calor.

Es posible lograr mejoras en las tasas de transferencia de calor de un intercambiador de un tamaño dado incrementando la velocidad de uno o de los dos torrentes de fluido. El costo de esta operación generalmente es un incremento en la caída de presión del fluido que pasa a través del intercambiador, con el consiguiente incremento en el costo de la energía utilizada en la ventilación o en el bombeo. Por el contrario, un incremento en el tamaño de un intercambiador le proporciona más área superficial, y esto reduce la caída de presión. El balance entre el incremento del costo inicial (debido principalmente al aumento de tamaño) y el incremento en el costo de operación (debido en su mayor parte a la caída de presión) es una consideración fundamental en el análisis y la selección del intercambiador de calor.

Cuando se intenta predecir la tasa de transferencia de calor entre dos torrentes de fluido en un intercambiador de calor real, salta a la vista la complejidad del problema. En la práctica, se ha reducido este problema a una ecuación simple pero útil para predecir la tasa de transferencia de calor, q :

$$q = U * A * \Delta t_m \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde A es el área superficial asociada con U . Se utiliza el diferencial medio entre las temperaturas de los torrentes de fluido, Δt_m , debido a que la diferencia de temperaturas entre los fluidos varía de un lugar a otro del intercambiador. En este caso es la ecuación 3.1 esencialmente la que define a U , el coeficiente de transferencia de calor global; no obstante, el valor real debe predecirse por otros métodos. Debe determinarse un valor promedio aceptable del coeficiente de transferencia de calor para que represente apropiadamente las condiciones variables a través de todo el intercambiador. Los valores precisos son difíciles de predecir, por lo que se recurre a la experiencia y a los datos experimentales.

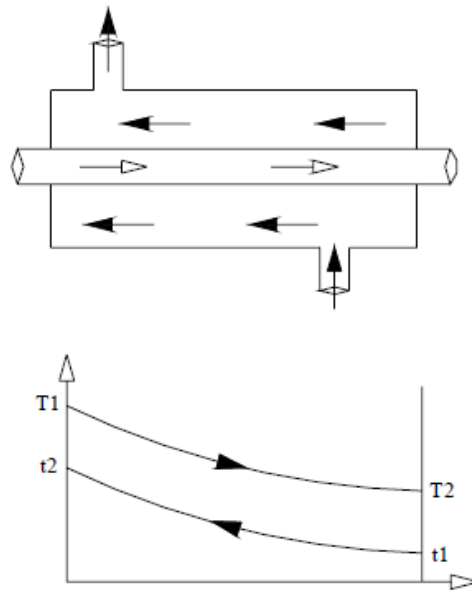
Los dos métodos básicos utilizados para dimensionar, analizar y seleccionar los intercambiadores de calor son el método de la diferencia media logarítmica de temperatura y el método de la eficacia-Número de Unidades de Transferencia.

3.1 MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS (LMTD)

Con las suposiciones adecuadas, es posible derivar una expresión para la diferencia de temperatura media requerida en la ecuación 3.1 para el flujo paralelo o el contraflujo. Las hipótesis son las siguientes:

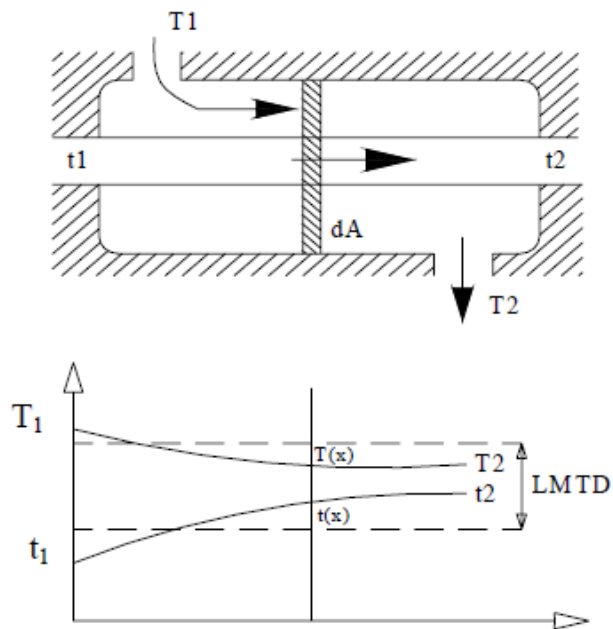
- a. El coeficiente global de transferencia de calor U , los gastos másicos m_c y m_h y los calores específicos C_c y C_h son constantes, y los subíndices c y h se refieren a los torrentes fríos y calientes.
- b. No hay pérdida o ganancia externa de calor para el intercambiador de calor, y tampoco hay conducción axial de calor.
- c. Se aplica una sola temperatura global a cada torrente de fluido a una sección transversal dada.

Figura 8. Intercambiador de calor con flujo a contracorriente.



Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

Figura 9. Intercambiador de calor con flujo paralelo



Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

La figura 8 y 9 representan los intercambiadores de calor de flujo contracorriente y paralelo que son los tipos más simples. Por tanto para los intercambiadores a contraflujo y paralelo la temperatura media apropiada es la LMTD, dada por:

$$\Delta t_m = LMTD = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde para una configuración en contracorriente se tiene:

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2 \quad \text{y} \quad \Delta t_2 = T_2 - t_1 \quad \text{Ecuación 3.3}$$

En muchas situaciones las rutas de flujo (circuitos de la tubería) en el intercambiador son bastantes complejas. En algunos casos se pueden desarrollar expresiones para Δt_m ; sin embargo, éstas generalmente son muy complicadas, por lo que se ha optado por desarrollar cartas para reemplazar las ecuaciones, utilizando el concepto de factor de corrección F :

$$q = U * A * F * \Delta t_m \quad \text{Ecuación 3.4}$$

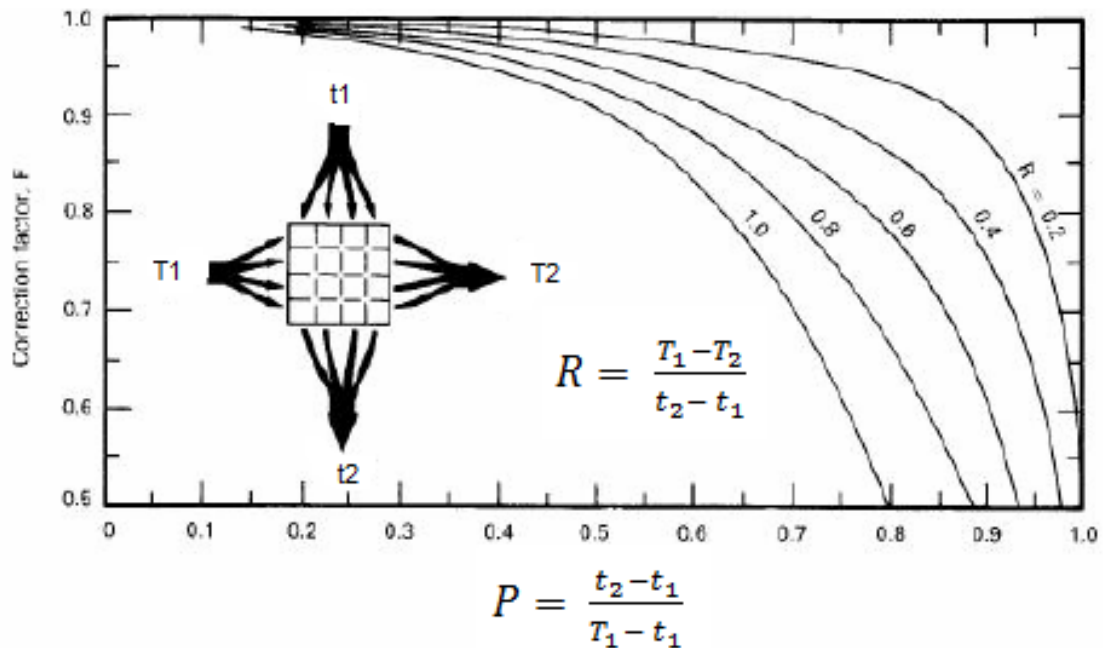
Donde Δt_m se calcula de la misma manera que la $LMTD$ para un intercambiador a contraflujo. En la figura 10 se muestra una carta para una configuración de flujo utilizada comúnmente en los sistemas CVAA (calefacción, ventilación y aire acondicionado). Los parámetros P y R se definen como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{y} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Los cálculos que involucran la $LMTD$ son más fáciles de realizar cuando se conocen las temperaturas de entrada y de salida del fluido. Si se conocen tres de las temperaturas, así como los gastos de los fluidos, se puede calcular la cuarta

temperatura con un simple balance de energía. Sin embargo, cuando sólo se conocen dos de las temperaturas se requiere del procedimiento de prueba y error, debido a la forma de la ecuación para la *LMTD*, es decir, de la ecuación 3.2.

Figura 10. Factor de corrección *F* para el cálculo de la *LMTD*



F for a one-pass cross-flow exchanger with both passes unmixed.

Fuente: Transferencia de Calor (Versión no publicada de Omar Gélvez)

El factor de corrección *F*, para el flujo contracorriente se puede calcular de la forma:

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2+1} \cdot \ln[(1-P)/(1-R*P)]}{(R-1) \cdot \ln\left[\frac{2-P*(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P*(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

3.2 MÉTODO DEL NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA (NTU)

El método del número de unidades de transferencia “NTU” tiene la ventaja de eliminar el procedimiento de ensayo y error que requiere el método LMTD en muchos problemas prácticos, cuando sólo se conocen las temperaturas del fluido de entrada.

La eficacia del intercambiador de calor es:

$$\varepsilon = \frac{\textit{Tasa real de transferencia de calor}}{\textit{Tasa máxima posible de transferencia de calor}} \quad \textit{Ecuación 3.7}$$

La tasa real de transferencia de calor está dada por:

$$q = C_h * (t_{hi} - t_{ho}) = C_c * (t_{co} - t_{ci}) \quad \textit{Ecuación 3.8}$$

Los subíndices (c, h) e (i, o) representan las temperaturas (frio, caliente) y (entrada, salida) del fluido respectivamente.

La tasa máxima posible de transferencia de calor está expresada por:

$$q_{max} = C_{min} * (t_{hi} - t_{ci}) \quad \textit{Ecuación 3.9}$$

Esto es válido debido a que ocurriría la tasa máxima de transferencia de calor si uno de los fluidos, sufriera un cambio de temperatura igual al máximo en el intercambiador ($t_{hi} - t_{ci}$). El fluido que experimenta el máximo cambio de temperatura debe ser el que tenga el valor mínimo de C ($m * C_p$), para satisfacer el balance de energía.

El fluido con el mínimo valor de C puede ser el fluido frío o el caliente:

Para $C_h = C_{min}$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(t_{hi}-t_{ho})}{C_{min}(t_{hi}-t_{ci})} = \frac{(t_{hi}-t_{ho})}{(t_{hi}-t_{ci})} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Para $C_c = C_{min}$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_c(t_{co}-t_{ci})}{C_{min}(t_{hi}-t_{ci})} = \frac{(t_{co}-t_{ci})}{(t_{hi}-t_{ci})} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Por tanto, es necesario tener dos expresiones para la efectividad (ecuaciones 3.10 y 3.11). Cuando se conoce la efectividad, la temperatura de salida puede ser fácilmente calculada.

Por ejemplo cuando $C_h < C_c$

$$t_{ho} = \varepsilon * (t_{ci} - t_{hi}) + t_{hi} \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Expresiones para ε en varias configuraciones de flujo se muestran en el anexo A.

El parámetro NTU se define como $U * A / C_{min}$, el cual puede ser considerado como un factor de tamaño de transferencia de calor. La configuración de flujo es poco importante cuando $C_{min}/C_{max} = 0$. Esto corresponde a la situación de un fluido sometido a un cambio de fase en donde el calor específico puede ser tomado con tendencia al infinito. Los refrigerantes que se evaporan o se condensan son ejemplos de $C_{min}/C_{max} = 0$.

3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR; FLUIDOS DE UN SOLO COMPONENTE

La tasa de transferencia de calor de un fluido a otro en un intercambiador de calor se puede expresar como:

$$q = U * A * F * \Delta t_m \quad \text{Ecuación 3.13}$$

O del cambio de temperatura para cualquiera de los dos fluidos. Por ejemplo:

$$q = (m * C_p)_h * (t_{hi} - t_{ho}) \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Es evidente que un valor promedio de U coeficiente global de transferencia de calor debe ser conocido para ambos métodos de diseño.

Para un intercambiador de calor simple y sin aletas, el coeficiente global U es dado por:

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{h_o * A_o} + \frac{\Delta X}{K * A_m} + \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Donde:

h_o = coeficiente de transferencia de calor en el exterior

h_i = coeficiente de transferencia de calor en el interior

ΔX = grosor de la pared de separación

K = conductividad térmica de la pared de separación

A = área de transferencia de calor, donde o, m e i se refieren a la superficie exterior, media e interior, respectivamente.

R_f = factor de suciedad

En general las áreas A_o , A_m , y A_i no son iguales, y U puede ser referenciado con cualquiera de las tres. Si $A = A_o$; entonces:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{\Delta X}{k * (A_m / A_o)} + \frac{1}{h_i * (A_i / A_o)} + \frac{R_{fi}}{A_i / A_o} + R_{fo} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

3.4 EFICIENCIA DE LAS ALETAS

Muchos de los intercambiadores de calor utilizados en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado tienen aletas en uno o en ambos lados. Debido a que las aletas no tienen una temperatura uniforme, se utiliza el factor Ω de eficiencia para describir la tasa de transferencia de calor.

La eficiencia del aletaje es introducido para simplificar el cálculo de la transferencia de calor desde una superficie extendida. Esto es definido como la razón de calor actual transferido desde la superficie extendida " Q_a ", para la cantidad de calor que podría ser transmitido si la superficie completa de la aleta estuviera a la temperatura de la base del aletaje " Q_i ". Así⁴:

$$\Omega_f = \frac{Q_a}{Q_i} = \frac{Q_a}{\alpha * A_f * (T_r - T_b)} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

Donde:

A_f = área aletada del banco de tubos

T_r = temperatura de aleta en el punto de unión con la superficie base

T_b = temperatura del fluido que circula alrededor del aletaje

α = coeficiente de transferencia del aire

⁴ Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page. 2.5.3-19

Para calcular el coeficiente de transferencia del aire y la eficiencia del aletaje hay que considerar ciertos factores como el efecto de ensuciamiento, que se tenga o no uniformidad en el espesor del aletaje y un aumento en la altura de cada aleta tomando en consideración la recomendación formulada por Schmidt la misma que es aplicable para aleta que cumplan con las siguientes especificaciones geométricas $D/d < 3$ y $h/\delta > 2,5$; por lo tanto para aplicar cada uno de estos factores utilizamos las siguientes fórmulas:

$$\delta_e = 0,75 * \delta_r + 0,25 * \delta_t \quad \text{Ecuación 3.18}$$

$\delta_r =$ espesor en la base de cada aleta

$\delta_t =$ espesor en el tope de cada aleta

Hay que considerar que para un espesor constante de aleta tenemos que:

$$\delta_e = \delta_r = \delta_t = \delta$$

$$h_e = h * \left[\left(1 + \frac{\delta}{2 * h} \right) * \left(1 + 0,35 * \ln \left(\frac{d}{D} \right) \right) \right] \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Donde:

$h_e =$ altura efectiva de aleta

$\delta =$ espesor de cada aleta

$h =$ altura de aleta

El factor de ensuciamiento de acuerdo a Young y Ward puede ser incluido junto con el coeficiente de transferencia de calor α , asumiendo que la capa de ensuciamiento es un depósito delgado y uniforme sobre la superficie entera, así no

se altera la geometría de cada aleta. Finalmente la expresión que relaciona el coeficiente α y la resistencia por ensuciamiento es⁵:

$$m_e = \sqrt{\frac{2}{\left[\frac{1}{\alpha} - R_{fo}\right] * \lambda_f * \delta}} \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Donde:

R_{fo} = resistencia por ensuciamiento

δ = espesor de cada aleta

λ_f = conductividad térmica del material del aletaje

La eficiencia del aletaje considerando que la transferencia de calor es uniforme está expresada de la siguiente manera:

$$\Omega_{f1} = \frac{\tanh(m_e * h_e)}{m_e * h_e} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Pero debido a que el coeficiente de transferencia de calor no es uniforme para aletas rectangulares, radiales se recomienda utilizar un factor de compensación ψ (factor de no uniformidad de transferencia de calor) y el mismo ser aplicado a la ecuación, así tenemos:

$$\psi = 1 - 0,058 * (m_e * h_e) \quad \text{Ecuación 3.22}$$

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m_e * h_e)}{m_e * h_e} * [1 - 0,058 * (m_e * h_e)] \quad \text{Ecuación 3.23}$$

⁵ Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page. 2.5.3-19

3.4.1 Eficiencia compensada de superficies aletadas. Una de las teorías para la obtención de la eficiencia del aletaje sin considerar un factor de compensación fue considerar que el coeficiente de transferencia de calor es constante sobre el área total que conforma el aletaje desde la base hasta el tope, una extensión lógica de esto fue considerar que el mismo coeficiente es aplicable al área base del aletaje. De cualquier manera la teoría de la eficiencia compensada se basa en que la porción de la superficie total a la cual se le debe aplicar una eficiencia es la porción aletada, A_f , mientras que en la base o área no cubierta por aletas se asume una eficiencia de 1.

Para desarrollar la teoría de la eficiencia compensada de superficies aletadas, es necesario tomar en consideración el coeficiente de transferencia de calor de diseño α_0 , el cual es el resultado de añadir la corrección de eficiencia de aletaje al coeficiente de transferencia de calor α , este nuevo coeficiente es aplicable para cualquier tipo de material y se expresa así:

$$Q = \alpha_0 * A_t * (T_b - T_r) = \alpha * (\Omega_f * A_f + A_r) * (T_b - T_r) \quad \text{Ecuación 3.24}$$

El área $(\Omega_f * A_f + A_r)$ es en ocasiones referida como un área equivalente y esto es conveniente para definir la eficiencia compensada de aleta Ω así:

$$Q = \alpha * \Omega * A_t * (T_b - T_r) \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Donde:

$Q =$ carga de calor sobre la superficie total

$A_t =$ área total del banco de tubos

$\alpha =$ coeficiente de transferencia del aire

De las ecuaciones 3.36 y 3.37 se obtiene:

$$\Omega = \left[1 - \frac{A_f}{A_t} * (1 - \Omega_f) \right] \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Y

$$\alpha_o = \alpha * \Omega \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Utilizando las ecuaciones 3.26 y 3.27 se tiene:

$$\alpha_o = \frac{\alpha * (A_f * \Omega_f + A_r)}{A_t} \quad \text{Ecuación 3.28}$$

3.5 COEFICIENTE DE TRANSPORTE EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

La mayoría de las aplicaciones de los intercambiadores de calor en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, el flujo en el interior de los tubos y pasajes involucra agua y vapor de agua, así como evaporación y condensación de refrigerantes. La configuración circular del tubo de cobre de superficie tersa es la geometría más común asociada con estos fluidos, y el flujo turbulento de convección forzada es el régimen de flujo más habitual, aun cuando en ocasiones ocurre flujo laminar.

3.5.1 Flujo turbulento de los líquidos en el interior de los tubos. La correlación de transferencia de calor más usada para este caso común es la ecuación:

$$\frac{h * D}{k} = 0,023 * (Re_D)^{0,8} * (Pr^n) \quad \text{Ecuación 3.29}$$

La ecuación 3.29 es válida si $Re_D > 10000$ y $0,7 < Pr < 100$

Donde:

$n = 0,4$ si el fluido se está calentando

$n = 0,3$ si el fluido se está enfriando

Todas las propiedades deben ser evaluadas en la media aritmética de temperatura del fluido. Se puede utilizar la ecuación 3.30 para secciones transversales anulares o no circulares para cálculos aproximados. En este caso el diámetro del tubo D se sustituye por el diámetro hidráulico D_h .

$$D_h = \frac{4 * \text{área sección trasnversal}}{\text{perímetro mojado}} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

3.5.2 Flujo laminar de los líquidos en el interior de los tubos. La correlación recomendada para predecir el coeficiente de película promedio en el flujo laminar dentro de los tubos es:

$$\frac{h*D}{k} = 1,86 * [Re_D * Pr * \frac{D}{L}]^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad \text{Ecuación 3.31}$$

Cuando el factor entre corchetes es menor que 20, la ecuación 3.31 deja de ser válida, sin embargo, esto no ocurre en la mayoría de las aplicaciones de los intercambiadores de calor. Las propiedades deben ser evaluadas en la media aritmética de temperatura global a excepción de μ_s que se evalúa a la temperatura de la pared. Hay que evitar la transición entre régimen laminar y turbulento ya que los coeficientes de transferencia de calor y fricción son inciertos ahí, este está

comprendido entre $2000 < Re < 10000$; esto lo logramos mediante la selección apropiada del diámetro del tubo y la velocidad del fluido

El factor de fricción para calcular la caída de presión en flujo laminar está dado por:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

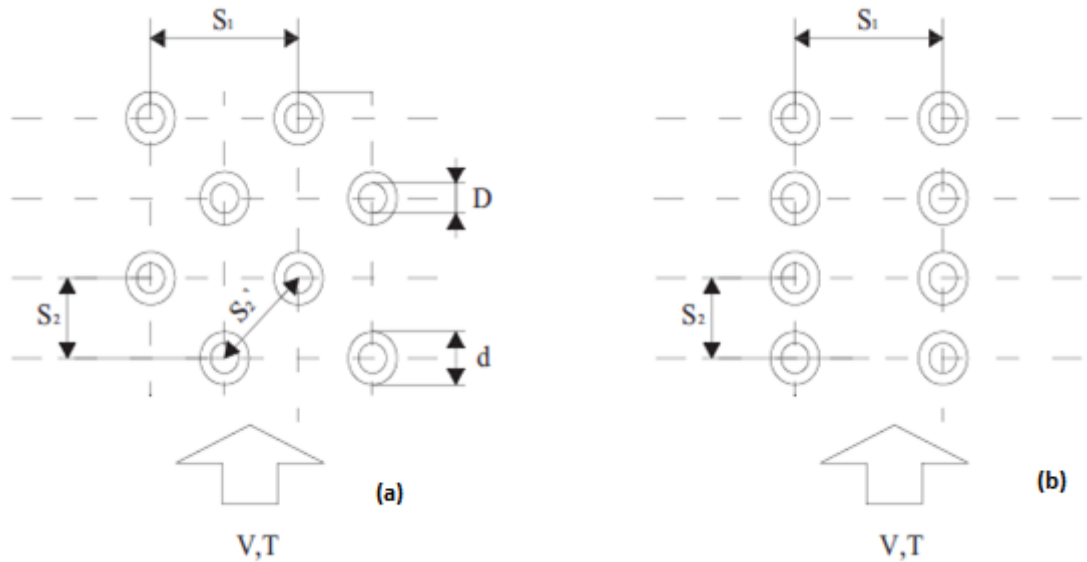
3.6 COEFICIENTES DE TRANSPORTE EN EL EXTERIOR DE LOS TUBOS Y SUPERFICIES COMPACTAS

El aire es el fluido más común que se usa en estos casos, excepto en los evaporadores de envolvente y tubos en los condensadores, donde la transferencia de calor es entre un refrigerante en el interior de los tubos y agua en el exterior de éstos. También puede ocurrir transferencia de calor agua-agua. En el caso de haces de tubos desnudos (sin aletas), el flujo puede ser perpendicular o paralelo a los tubos, o combinado, cuando se utilizan deflectores. En las superficies compactas, como los tubos con aletas o las placas aletadas. Generalmente el flujo del aire es paralelo a las aletas y perpendicular a los tubos.

3.6.1 Coeficiente de transferencia de calor del aire. El flujo cruzado a través de un haz de tubos es común en los intercambiadores de calor, que se usan ampliamente en evaporadores y condensadores en sistemas generadores de potencia o sistemas de refrigeración, así como una gran variedad de aplicaciones industriales. El haz de tubos pueden estar alineados o alternados. El flujo en un haz de tubos es muy complicado: cada tubo presenta el fenómeno de separación

de capa límite y las estelas resultantes interactúan como estelas contiguas y con los tubos posteriores.⁶

Figura 11. Arreglo de tubos en un banco (a) Escalonados (b) Alineados



Fuente: Transferencia de calor, Mills, Pág. 328

Para un flujo de aire a través de un banco de tubos escalonados Kaunas obtuvo la siguiente expresión⁷:

$$Nu = 0,19 * \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} * \left(\frac{S}{d}\right)^{0,18} * \left(\frac{h}{d}\right)^{-0,14} * Re_{air}^{0,65} * Pr_{air}^{0,33} \quad \text{Ecuación 3.33}$$

Donde:

$$a = s_1/d$$

⁶ Transferencia de calor, Mills, Pág. 328

⁷ Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page. 2.5.3-21

$$b = s_2/d$$

$s_1 =$ Pitch transversal

$s_2 =$ Pitch longitudinal

$d =$ diámetro exterior del tubo desnudo en la base del aletaje

$h =$ altura de la aleta

$s =$ espacio entre aletas

Esta ecuación es válida en el rango de $10^2 < Re < 2 * 10^4$

3.6.2 Velocidad máxima del fluido. La velocidad máxima del fluido que ocurre en un banco de tubos aletado está relacionada directamente con el área mínima de flujo; en la tabla 1 se indica los distintos tipos de arreglos que se pueden encontrar en un banco de tubos aletado.

Por lo tanto la velocidad máxima está dada por la siguiente expresión:

$$Vm = \frac{m_{air}}{\rho_{air} * S_{min}} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Donde:

m_{air} : caudal másico del aire

ρ_{air} : densidad del aire a la temperatura filmica

s_{min} : área mínima de flujo

Tabla 1. Distintos tipos de arreglos en bancos de tubos

Tipo de arreglo	S_{\min}	
Cuadrado	$n_t(p - d - 2n_F\delta h)L$	
Triangular	$n_t(p - d - 2n_F\delta h)L$	
Cuadrado rotado	$2n_t(p - d - 2n_F\delta h)L$	para $p/d < 1.71$
	$n_t(1.414p - d - 2n_F\delta h)L$	para $p/d > 1.71$
Triangular rotado	$2n_t(p - d - 2n_F\delta h)L$	para $p/d < 3.73$
	$n_t(p - d - 2n_F\delta h)L$	para $p/d > 3.73$

Fuente: Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page 2.5.3-24

Donde:

n_t : número de tubos por fila o hilera

d : diámetro de la base del tubo (base del aletaje)

n_F : número de aletas por unidad de longitud

δ : espesor de la aleta

h : altura de la aleta

L : longitud del tubo

p : distancia entre ejes más próximos de los tubos de una misma fila

3.6.3 Áreas en un banco de tubos aletados. Las áreas extendidas con las que cuenta un banco aletado se pueden determinar por medio de las siguientes expresiones:

$$A_f = 2 * L * n_f * \left(L_2 * L_3 - \frac{\pi * d^2}{4} * z * n_t \right) \quad \text{Ecuación 3.35}$$

$$A_r = \pi * d * n_t * z * L [1 - n_F * \delta] \quad \text{Ecuación 3.36}$$

$$A_t = A_f + A_r \quad \text{Ecuación 3.37}$$

Donde:

A_f = área aletada del banco de tubos

A_r = área no aletada exterior

A_t = área total

z = número de filas

L_2 y L_3 = profundidad y altura del intercambiador

El espaciamiento entre aletas está dado por⁸:

$$S = \frac{1}{n_F} - \delta \quad \text{Ecuación 3.38}$$

3.6.4 Número de Reynolds. El número de Reynolds para el aire fluyendo a través de un banco de tubos aletados determina la similitud hidromecánica entre las corrientes de los agentes portadores de calor, se obtiene conociendo ciertas variables como son: la velocidad máxima del fluido, diámetro del tubo descubierto sin aletaje y viscosidad; por lo que el Reynolds está expresado por la siguiente expresión⁹:

⁸ Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page. 2.5.3-24

⁹ Heat Exchanger Design Handbook, Hewitt, Page. 2.5.3-25

$$Re_{air} = \frac{V_m * \rho_{air} * d}{\mu_{air}} \quad \text{Ecuación 3.39}$$

Donde:

V_m = velocidad máxima del aire

d = diámetro exterior del tubo

ρ_{air} = densidad del aire

μ_{air} = viscosidad dinámica del aire

3.6.5 Número de Prandtl. El número de Prandtl es la característica termo física del agente portador de calor y está expresado por la relación:

$$Pr_{air} = \frac{Cp_{air} * \mu_{air}}{\lambda_{air}} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

Donde:

Cp_{air} = calor específico del aire

μ_{air} = viscosidad dinámica del aire

λ_{air} = conductividad térmica del aire

3.6.6 Número de Nusselt. El número de Nusselt determina el coeficiente convectivo del aire; y está expresado por la relación:

$$\alpha = \frac{Nu_{air} * \lambda_{air}}{d} \quad \text{Ecuación 3.41}$$

Donde:

λ_{air} = conductividad térmica del fluido

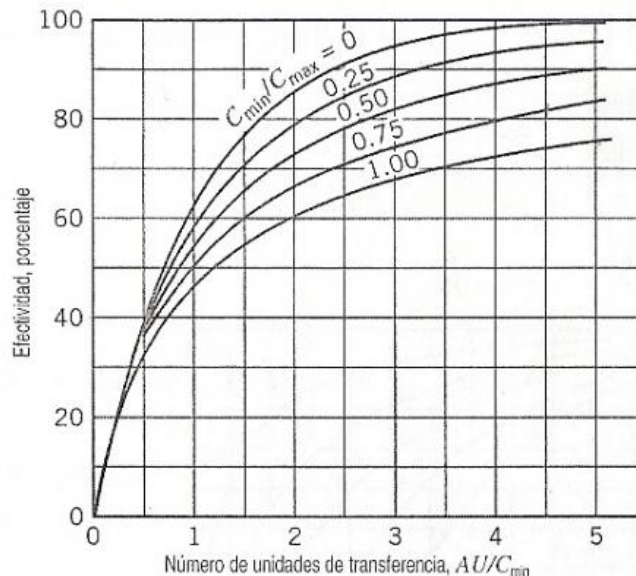
α = coeficiente de transferencia del aire

3.7 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR SENSIBLE

Si se considera la transferencia de calor sensible donde t_{hi} , t_{ho} , t_{ci} , m_c y m_h son conocidos y el área A de la superficie apenas va a ser determinada. Independientemente del método que se utilice, deben determinarse los coeficientes de transferencia de calor, de manera que se pueda calcular el coeficiente global U . si se utiliza el enfoque NTU, entonces el procedimiento es como sigue:

1. Calcule la eficiencia ϵ y C_{min}/C_{max} con los datos dados.
2. Determine el NTU para la configuración de este flujo particular, a partir de la curva ϵ vs NTU, tal como aparece en la figura 12 o en las ecuaciones del Anexo A.
3. Calcule A , a partir de $A = NTU \left(\frac{C_{min}}{U} \right)$.

Figura 12. Efectividad de un intercambiador de flujo transversal sin mezcla de fluidos.



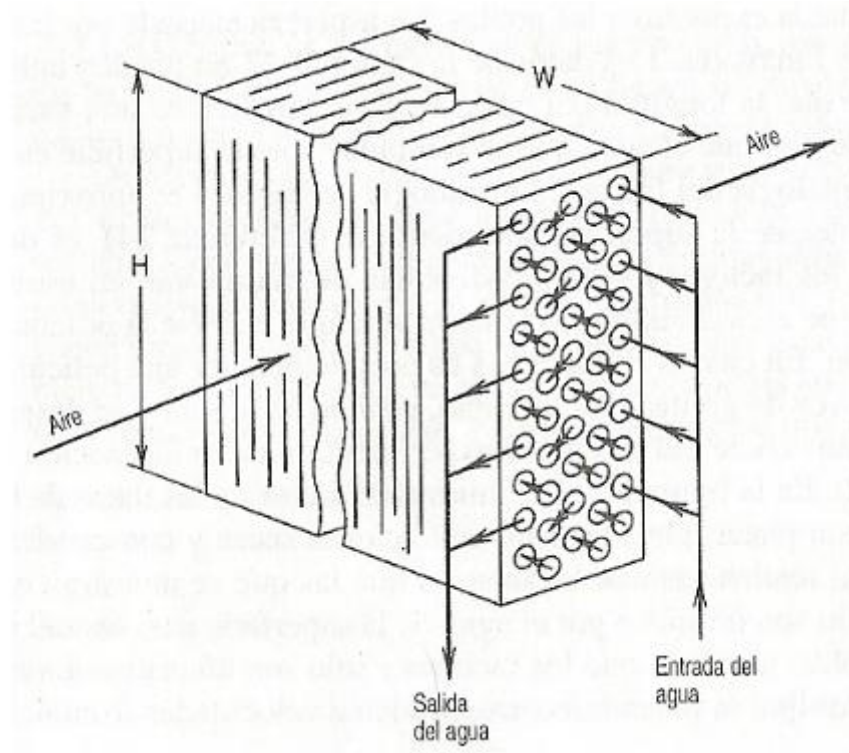
Fuente: Heating, Ventilating and Air Conditioning (Analysis and Design).
McQuiston, Parker and Spitler.

El enfoque de la LMTD tiene la siguiente secuencia:

1. Calcule P y R a partir de las temperaturas terminales dadas.
2. Determine el factor de corrección F a partir de la curva apropiada.
3. Calcule A a partir de $A = q / (U * F * LMTD)$, donde:

$$q = C_c * (t_{co} - t_{ci}) = C_h * (t_{hi} - t_{ho}) \quad \text{Ecuación 3.42}$$

Figura 13. Serpentín de cinco filas con dos pasos de fluido por fila



Fuente: Heating, Ventilating and Air Conditioning (Analysis and Design).
McQuiston, Parker and Spitler.

4. TORRES DE ENFRIAMIENTO

En los intercambiadores de calor como los Radiadores el fluido caliente y frío está separado por superficies impermeables. En equipo tubular, el tubo limita la intimidad de contacto entre los fluidos frío y caliente y también sirven como superficie sobre la que se acumulan resistencias como la de obstrucción y de incrustación. Para que un fluido turbulento pueda recibir calor en un tubo, las partículas que forman los remolinos en el cuerpo del fluido deben entrar en contacto con una película caliente en la pared del tubo, tomando calor por conducción, y luego mezclarse con el resto del fluido. En la coraza tiene lugar un proceso semejante, y en el intercambio neto de calor ocurre a través de siete resistencias individuales.

Una de las principales razones para emplear tubos es prevenir la contaminación de los fluidos. Cuando uno de los dos fluidos es un gas y el otro es un líquido, la superficie impermeable es a menudo innecesaria; puesto que puede no haber problema de contaminación mutua, el gas y el líquido se separan fácilmente después de mezclarse e intercambiar calor. Las resistencias por obstrucción se eliminan automáticamente debido a la ausencia de superficies en la que puedan colectarse y permiten a un aparato de contacto directo operar indefinidamente con un rendimiento térmico uniforme. La mayor intimidad de contacto directo, generalmente, permite lograr coeficientes de transferencia de calor mayores que en los equipos tubulares usuales.

Posiblemente la aplicación más notable de un aparato que opera con contacto directo entre un gas y un líquido, es la torre de enfriamiento. Usualmente es una estructura parecida a un cajón de madera que tiene estructura interna del mismo material. Las torres de enfriamiento se emplean para poner en contacto agua caliente que proviene de los sistemas de enfriamiento de proceso con aire para el

propósito de enfriar el agua y poder usarla de nuevo en el proceso. La función de su relleno interior es aumentar la superficie de contacto entre el agua y el aire. Una torre de enfriamiento reduce ordinariamente los requerimientos de enfriamiento de agua por cerca de 98%, aun cuando hay alguna contaminación natural causada por la saturación del aire con el vapor de agua.

Está muy generalizado el uso de torres de tiro mecánico a contraflujo en los sistemas de acondicionamiento de aire. La capacidad térmica de cualquier torre de enfriamiento se puede definir de los siguientes parámetros:

- Las temperaturas del agua a la entrada y la salida.
- La temperatura de bulbo húmedo del aire que entra.
- El gasto de agua.

El diferencial de temperatura entre el agua que entra y el agua que sale es el *rango de enfriamiento*, mientras que el diferencial entre el agua fría y la temperatura de bulbo húmedo del aire es la *aproximación*. Por lo general, la capacidad térmica de las torres de enfriamiento para sistemas de aire acondicionado se expresa en términos de tonelaje de refrigeración nominal, basado en la expulsión de 15000 [Btu/hr] por tonelada (1,25 kW/kW), y un gasto de agua de 3 gpm por tonelada (0,054 L/s por kW) con una caída de la temperatura del agua de 95 a 85 F (de 35 a 29 °C), a una temperatura de bulbo húmedo de 78 F (26 °C).

4.1 DIFUSIÓN

Si el aire seco a temperatura constante se satura con agua a la misma temperatura de contacto directo, el vapor de agua que sale con el aire lleva consigo su calor latente de vaporización. La humedad de la mezcla aire-agua aumenta durante la saturación, debido a que la presión del vapor de agua que sale

del líquido es mayor que aquella en el aire no saturado, dando por resultado una vaporización. Cuando la presión de vapor de agua en el aire iguala a la del líquido, el aire se satura y la vaporización cesa. La temperatura del agua puede mantenerse constante durante la saturación del aire si se le suministra calor para reemplazar la pérdida de él por el gas como calor latente de vaporización. Es claro, entonces, que la transferencia de calor durante la saturación de un gas con un líquido puede hacerse sin diferencia de temperatura, aun cuando esta limitación rara vez se encuentra. Sin embargo, se ve que hay una diferencia fundamental entre este tipo de transferencia de calor y conducción, convección o radiación.

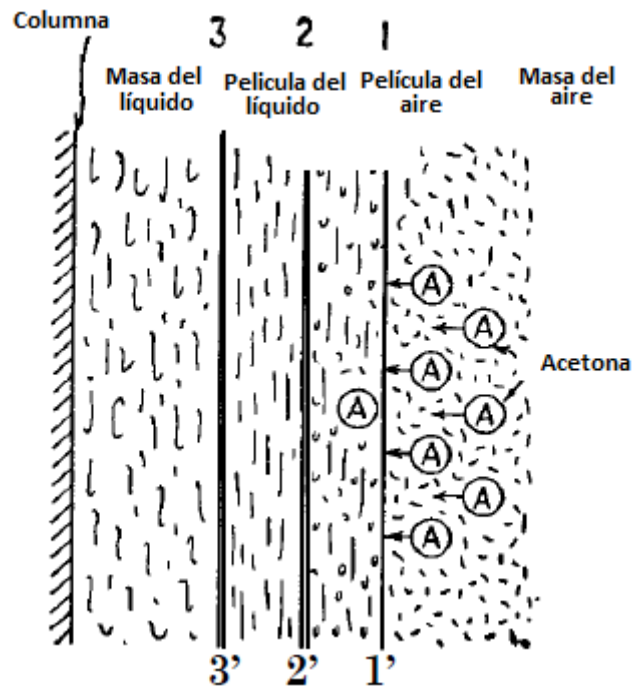
Cuando se promueve un movimiento de material entre dos fases mediante una diferencia de presión de vapor (o concentración), esto es difusión y se caracteriza por el hecho de que el material se transfiere de una fase a la otra o entre dos fases. Esta conducta se llama transferencia de masa o material para diferenciarla de los conceptos ordinarios de transferencia de calor. Mientras que las definiciones de la regla de la fase se aplican a los sistemas en equilibrio, si una fase no es homogénea, puede ocurrir una auto difusión cuando la fase tienda a homogenizarse.

4.1.1 Teoría de la difusión. La difusión involucra el paso de un fluido a través de otro. Considere un gas, tal como el aire, que contenga pequeñas cantidades de vapor de acetona que es soluble en agua mientras que el aire puede considerarse como insoluble en ella. Supóngase que la mezcla aire-cetona se alimenta a una torre que tiene como característica un flujo constante de agua por sus paredes, de manera que cualquier molécula de acetona que se ponga en contacto con el agua es eliminada por ésta del cuerpo del gas.

¿Con qué velocidad serán removidas las moléculas de acetona de la masa de aire?

Un esquema idealizado del problema se muestra en la figura 14

Figura 14. Teoría de película mostrando las resistencias principales



Fuente: Procesos de Transferencia de Calor, DONALD Q. KERN, pág. 648

Puede suponerse que se forma una película de aire relativamente quieta en la superficie del líquido debido a la pérdida de momentum de las moléculas de aire que golpean la película de líquido y que son arrastradas en ésta. Esto se representa entre 1-1' y 2-2'. La película del líquido puede también considerarse en reposo relativo comparada con el cuerpo de aire. Esta es la base de la teoría de las "dos películas". Puede aceptarse que, debido a la solubilidad mutua de acetona en agua, la velocidad a la que las moléculas de acetona pueden pasar a través de la película de líquido, es extremadamente grande. Por esto, las

moléculas de acetona en la película de aire que llegan a la película de líquido, son agotadas tan rápidamente por solución en la película del líquido, que la concentración de moléculas de acetona en la película de aire es menor que la de la masa del gas. Esto establece una diferencia de potenciales o gradientes de concentración entre la masa de aire y la película de aire que continuamente promueve el movimiento de moléculas de acetona en dirección del líquido. Este análisis es análogo a la teoría de la película del estado estable, en la que el gradiente de temperatura promueve la transferencia de calor.

Las películas de aire y líquido son similares a las resistencias térmicas en serie. En el caso de difusión de 1-1' a 2-2', la diferencia de concentración de la mezcla que se difunde aire-acetona es el potencial para la transferencia de masa de la acetona a través de las varias resistencias en serie. Designando al gas que se difunde por el suscrito A y al gas inerte o insoluble (aire) por el suscrito B, la concentración de cada gas puede expresarse por su densidad molar, $\delta \frac{\text{moles}}{\text{pie}^3}$. La razón a la que la concentración de A en la masa de aire disminuye, $-d\delta_A$, depende de cuatro factores:

- El número de moles de A, δ_A
- El número de moles de B, δ_B
- La diferencia relativa de movimiento entre la velocidad de A, U_A , y la velocidad de B, U_B , en la dirección de la difusión
- La longitud de la película de aire dl

$$-d\delta_A = \alpha_{AB} \delta_A \delta_B (U_A - U_B) dl \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde α_{AB} es una constante de proporcionalidad. Si la difusión neta del gas inerte es cero, $U_B = 0$ y la ecuación 4.1 se reduce a

$$-d\delta_A = \alpha_{AB}\delta_A\delta_B U_A dl \quad \text{Ecuación 4.2}$$

Si N_A es el número de libras-mol por hora transferidos a través de A pies² de superficie de película,

$$\frac{N_A}{A} = \delta_A U_A \quad \text{Ecuación 4.3}$$

$$-d\delta_A = \alpha_{AB}\delta_B \frac{N_A}{A} dl \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Y ya que

$$-d\delta_A = d\delta_B \quad \text{Ecuación 4.5}$$

$$N_A = \frac{A}{\alpha_{AB}\delta_B} \frac{d\delta_B}{dl} = \frac{A}{\alpha_{AB}} \frac{d\ln(\delta_B)}{dl} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Y para la difusión equimolar de A hacia B

$$\frac{N_A}{A} = -\frac{N_B}{A} = U_A\delta_A = -U_B\delta_B \quad \text{Ecuación 4.7}$$

De la ecuación 4.1

$$-d\delta_A = (\alpha_{AB}\delta_A\delta_B U_A - \alpha_{AB}\delta_A\delta_B U_B) dl = \alpha_{AB}\delta_A U_A (\delta_A + \delta_B) dl \quad \text{Ecuación 4.8}$$

$$\delta_A U_A = -\frac{1}{\alpha_{AB}(\delta_A + \delta_B)} \frac{d\delta_A}{dl} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

De la ecuación de continuidad *entrada – salida = acumulación*, en el estado estable no habrá acumulación de A en la película del gas. En libras por pie cúbico por unidad de tiempo.

$$-M_A M_A \frac{\partial(\delta_A U_A)}{\partial l} = 0 \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Donde M_A es el peso molecular del gas A y θ es el tiempo.

$$\frac{\partial \delta_A}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial l} \left[\frac{1}{\alpha_{AB}(\delta_A + \delta_B)} \frac{\partial \delta_A}{\partial l} \right] \quad \text{Ecuación 4.11}$$

$$\frac{\partial \delta_A}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial l} \left(K_d \frac{\partial \delta_A}{\partial l} \right) \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Definiendo la constante $K_d = 1/\alpha_{AB}\delta$ o

$$\alpha_{AB} = \frac{1}{K_d \delta} \quad \text{Ecuación 4.13}$$

K_d es la difusividad térmica o el coeficiente de difusión. Sin embargo, es definido básicamente por las ecuaciones 4.12 y 4.13. Volviendo a la ecuación 4.6,

$$N_A = K_d \delta A \frac{d \ln(\delta_B)}{dl} \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Y para un gas perfecto, al que el gas insoluble generalmente se aproxima,

$$\delta = \frac{n}{v} = \frac{p_t}{RT} \quad \text{Ecuación 4.15}$$

Donde:

n = número total de moles

p_t = presión total

R = constante de los gases

$$N_A dl = \frac{K_d p_t A}{RT} d \ln(\delta_B) \quad \text{Ecuación 4.16}$$

Integrando en la longitud de la película de gas desde la masa del gas a la interfase gas-película, líquido-película,

$$N_A = \frac{K_d p_t A}{RTl} \ln\left(\frac{\delta_B}{\delta_{Bi}}\right) = \frac{K_d p_t A}{RTl} \ln\left(\frac{p_B}{p_{Bi}}\right) \quad \text{Ecuación 4.17}$$

En la que las concentraciones también han sido expresadas por las expresiones parciales y en la que B_i , se refiere al valor en la interfase 2-2'. Para la fuerza motora a través de la película del gas que consiste en dos presiones p_B y p_{Bi} la media logarítmica de la presión impulsora del inerte B. Entonces

$$p_{Bm} = \frac{p_B - p_{Bi}}{\ln(p_B/p_{Bi})} \quad \text{Ecuación 4.18}$$

$$N_A = \frac{K_d p_t A}{RTl p_{Bm}} (p_B - p_{Bi}) \quad \text{Ecuación 4.19}$$

Este es similar a la ecuación ordinaria de transferencia $Q = h_o A (T_c - T_\infty)$, donde $T_c - T_\infty$ es la diferencia de temperatura de la pared del tubo, corresponde a la concentración de la interfase. Puesto que la presión parcial de un componente es proporcional a su fracción mol en una mezcla de gases perfectos,

$$N_A = K_G A (p - p_i) = K_G A p_t (y - y_i) \quad \text{Ecuación 4.20}$$

Donde y y y_i son las fracciones mol en la masa del gas y en la interfase, y

$$K_G = \frac{K_d p_t A}{RTl p_{Bm}} \quad \text{Ecuación 4.21}$$

K_G puede compararse con h para uno o dos fluidos involucrados en la transferencia de calor.

La difusividad puede ser determinada experimentalmente midiendo la tasa de evaporación del gas que se difunde desde un recipiente volumétrico hacia un

inerte que se pasa sobre dicho recipiente. Las difusividades pueden computarse mediante la ecuación de Gilliland,

$$k_d = 0,0166 \frac{T^{\frac{3}{2}}}{p_t \left(v_A^{\frac{1}{3}} + v_B^{\frac{1}{3}} \right)} \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right)^{1/2} \quad \text{Ecuación 4.22}$$

Donde:

k_d = difusividad

p_t = presión total

v_A y v_B = volúmenes moleculares del gas que se difunde y el gas inerte

T = temperatura absoluta

M_A y M_B = pesos moleculares del gas que se difunde y el gas inerte

Se notará que en esta ecuación k_d es inversamente proporcional a la presión total del sistema p_t , de manera que en la ecuación 4.19 no necesita hacer corrección por presión, ya que el producto $k_d p_t$ del numerador será constante.

En una torre ordinaria de difusión la diferencia potencial $p - p_i$ o $y - y_i$, difiere en todas las secciones transversales o altura de la torre a medida que el material se transfiere del cuerpo del gas.

Si la transferencia total es la suma del número de transferencia a través de superficies diferenciales con potenciales también diferenciales en cada incremento, la ecuación diferencial para toda la longitud en que está contenida la superficie se transforma

$$dN_A = K_G(p - p_i)dA = K_G p_t (y - y_i)dA \quad \text{Ecuación 4.23}$$

De la misma manera como el calor total transferido Q puede calcularse de un solo coeficiente de película, la superficie total, y la diferencia de temperatura entre el

fluido y la pared del tubo, así la transferencia de material puede determinarse sólo del cambio de fase en el gas, usando la ecuación 4.20. la cantidad total de material que entra en la fase líquida. Por un análisis similar al anterior se puede mostrar que, para la interfase líquido-película, líquido-masa,

$$dN_A = k_L([c]_{Ai} - [c]_A)dA = k_L[c]_{av}(x_i - x)dA \quad \text{Ecuación 4.24}$$

Donde (c) es la concentración en el líquido con los suscritos anteriores, x la fracción mol del material que se difunde en el líquido, y k_L es el coeficiente de difusión del lado del líquido. Expresado como una igualdad

$$dN_A = k_G p_t (y - y_i) dA = k_L [c]_{av} (x_i - x) dA \quad \text{Ecuación 4.25}$$

Donde k_G y k_L son los recíprocos de dos resistencias en serie que comprenden las películas de gas y líquido. En términos de coeficientes totales y potenciales de la misma naturaleza para la difusión

$$dN_A = k_G (p - p') dA = k_L ([c]'_A - [c]_A) dA \quad \text{Ecuación 4.26}$$

$$dN_A = k_L (y - y') dA = k_L [c]'_{Av} (x' - x) dA \quad \text{Ecuación 4.27}$$

Donde:

p' = presión parcial del vapor que se difunde, que estaría en equilibrio con el líquido de la concentración de la masa del líquido, atm

$[c]'_A$ = concentración del vapor que se difunde, que estaría en equilibrio con la presión parcial del vapor que se difunde en la masa del gas

x' y y' = fracciones mol correspondientes a $[c]'_A$ y p' respectivamente adimensionales

Los coeficientes totales se expresan en cualquiera de dos maneras

$k_G =$ coeficiente total de transferencia de masa

$k_L =$ coeficiente total de transferencia de masa

k_G y k_L pueden ser relacionados a las películas individuales y entre si mediante la ley de Henry.

$$p' = C_H [c]_A \quad \text{Ecuación 4.28}$$

Donde p' es la presión parcial de equilibrio de A en la fase gas correspondiente a una concentración de líquido de $[c]_A$. C_H es la constante de proporcionalidad de Henry. La ley sólo es válida para soluciones relativamente diluidas.

Entonces:

$$k_G = \frac{1}{\frac{C_H}{k_L} + \frac{1}{k_G}} \quad \text{Ecuación 4.29}$$

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{C_H k_G} + \frac{1}{k_L}} \quad \text{Ecuación 4.30}$$

k_G y k_L son realmente iguales excepto por las diferencias dimensionales en las respectivas ecuaciones en que se emplean.

Colbourn ha introducido la idea de la unidad de transferencia de masa que es una medida del número de cambios de equilibrios en la interfase requeridos para efectuar una cantidad determinada de difusión. Esto es idéntico con el concepto de plato teórico en la destilación bajo una condición particular. Si G_m es el flujo de gas en moles por hora por pie cuadrado de sección transversal de la torre y dy es

el cambio de concentración del componente que se difunde, $dN_A = G_m dy$ y la ecuación 4.26 puede escribirse

$$G_m dy = k_G p_t (y - y') dA \quad \text{Ecuación 4.31}$$

Si la superficie por pie cúbico de la torre es $a \text{ pie}^2 / \text{pie}^3$, la superficie total es $dA = a dV$, donde V es el volumen de la torre por pie cuadrado de sección de la torre.

$$n_t = \int \frac{dy}{y - y'} = k_G a \frac{V}{G_m} \quad \text{Ecuación 4.32}$$

La integral de $\frac{dy}{y - y'}$ en la altura total de la torre da el número de veces que el potencial promedio debe dividirse por el total del cambio deseado en concentración. Esto es un índice del tamaño del logro de absorción o des absorción que debe efectuarse, y n_t se llama número de unidades de transferencia. Cuando n_t se multiplica por G , da $k_G a V$, que es el número de moles de material transferido. Se requieren diferentes alturas en las torres de difusión para lograr una unidad de transferencia de difusión, dependiendo de cómo una torre en particular se construya y de cuánta superficie contenga por pie cúbico de volumen. De experimentos en un tipo particular de torre con una altura Z , es posible determinar experimentalmente el número de unidades de transferencia que se logran, y la altura de una sola unidad de transferencia HTU será

$$HTU = \frac{Z}{n_t} \quad \text{Ecuación 4.33}$$

4.2 ANÁLISIS DE LOS REQUERIMIENTOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

La clave para el cálculo del diseño y el análisis del comportamiento de las torres de enfriamiento es la ecuación 4.34.

$$LCdT = GdH = Kx(H' - H)adV \quad \text{Ecuación 4.34}$$

Kx es el término de la tasa de transferencia total análogo a U_c en los intercambiadores, y debe recordarse que no hay factor de obstrucción para transferencia de calor por contacto directo. Sin embargo, en los intercambiadores tubulares la superficie de transferencia de calor usualmente se conoce o puede fácilmente calcularse. En las torres de enfriamiento de agua el valor de a no puede determinarse directamente, ya que está compuesto de disposiciones al azar de gotas y superficie de película. La superficie de la película es casi independiente del espesor de la misma, mientras que la superficie de las gotas depende tanto de la porción del líquido que forman las gotas como del tamaño promedio de las mismas. En una torre de caída interrumpida obviamente hay otros factores que considerar. La imposibilidad de calcular a se obvia determinando experimentalmente el producto de $Kx \cdot a$ como un solo factor para un tipo particular de empaque a flujos específicos para los fluidos que componen el sistema.

En el desarrollo de la teoría de difusión, se mostró que el número de unidades de transferencia n_t , provee un medio útil de determinar el trabajo que debe efectuarse para lograr transferir una cantidad requerida de masa mediante difusión. Para un tipo particular de empaque, si se conoce la altura de la unidad de transferencia HTU , la altura total de la torre requerida para esta tarea por pie cuadrado de sección transversal se obtiene por el producto $n_t HTU$. Para los cálculos de absorción las unidades de moles y atmósferas son convenientes, pero para la transferencia de calor por difusión es más conveniente usar la libra. Consecuentemente, GdH es la transferencia total de calor en la torre de difusión.

Reacomodando la ecuación 4.34 se tiene:

$$\int \frac{CdH}{H' - H} = Kx \cdot a \frac{V}{G} \quad \text{Ecuación 4.35}$$

$$n_d = \int \frac{CdT}{H' - H} = Kx \cdot a \frac{V}{L} \quad \text{Ecuación 4.36}$$

La ecuación 4.35 no es muy conveniente para usarse en el cálculo de torres de enfriamiento donde el interés principal se sitúa en la temperatura del agua producida. La ecuación 4.35 puede transformarse en la ecuación 4.36 cuando se multiplica por la razón G/L . A la ecuación 4.36 se le denomina número de unidades de difusión n_d para evitar confusión con el número de unidad de transferencia n_t . Si se conoce la altura de una unidad de difusión para un tipo dado de empaque, la altura total requerida para la torre para un servicio dado puede entonces calcularse.

Para la ecuación 4.35 y 4.36:

$C =$ calor específico del agua

$$L = \frac{m_w}{A_b}$$

$$G = \frac{m_{air}}{A_b}$$

$A_b =$ área de la base de la torre

$m_w =$ masa de agua

$m_{air} =$ masa de aire

$V =$ volumen de la torre

$H' =$ entalpía del aire húmedo saturado

$H =$ entalpía del aire húmedo a medida que cambia la temperatura

$dT =$ cambio de la temperatura a través de la torre

La ecuación 4.36 no puede ser integrada de una manera estrictamente matemática. Sin embargo, puede utilizarse un enfoque de tipo paso a paso.

4.2.1 Determinación del número de unidades de difusión. El número de unidades de difusión es igual a $\int \frac{dT}{H' - H}$ y está determinado únicamente por las condiciones de proceso impuestas a la torre y no por el comportamiento propio de la torre. Únicamente el HDU se obtiene experimentalmente. Si se deben poner en contacto una cantidad de agua a una temperatura de entrada determinada y una cantidad de aire a un bulbo húmedo dado, se requerirá cierto número de unidades de difusión para reducir el agua a cualquier temperatura deseada. El número de unidades de difusión así obtenido se requerirá en cualquier tipo de torre, ya sea empacada o vacía. La altura de la torre que es capaz de proveer de un número predeterminado de unidades de difusión varía para cada tipo de empaque y con las cargas de líquido y gas. Puesto que la temperatura T del agua no es una función simple de H' y H , es más conveniente efectuar la integración de la ecuación 4.36 por medios gráficos o numéricos. El valor de H en cualquier punto de operación está dado por:

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G}(T_2 - T_1) \quad \text{Ecuación 4.37}$$

Ya que la entalpía del aire a la entrada H_1 se conoce o puede determinarse fácilmente. A cualquier temperatura T en la columna entre T_1 y T_2 , el potencial que impulsa al calor fuera de la película saturada en la superficie del agua hacia el aire saturado es la diferencia entre el valor de H' y H en ese punto. Tomando pequeños incrementos de T y dividiendo por la diferencia de $H' - H$ para el incremento, se obtiene el número de unidades de difusión requerido para el cambio en la temperatura del agua. Cuando los incrementos se suman, el cambio total de la temperatura del agua da el valor total de n_d . El punto de partida de la línea de operación de H_1 , se obtiene de la condición del aire atmosférico que entra a la torre por la parte inferior. Cuando se utiliza la ecuación 4.35, la expresión debe multiplicarse por $\frac{G}{L}$.

5. CARACTERIZACIÓN Y MODELAMIENTO DEL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

5.1 ESPECIFICACIONES DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

El diseño del sistema de enfriamiento está condicionado por los requerimientos y restricciones del proceso. Teniendo en cuenta algunas recomendaciones y parámetros de diseño se estipuló que¹⁰:

- ✓ **Requerimientos:** Capacidad de enfriamiento del Sistema igual a 7 [KW]
- ✓ **Restricciones:** Temperatura máxima del agua a la salida del Reactor igual a 60 [°C], y el Delta de Temperatura entre la salida y la entrada no debe ser superior a 15 [°C]
- ✓ **Objetivos:** Retirar el calor del proceso recirculando el agua, y con ello conservar el recurso natural y ahorrar dinero.

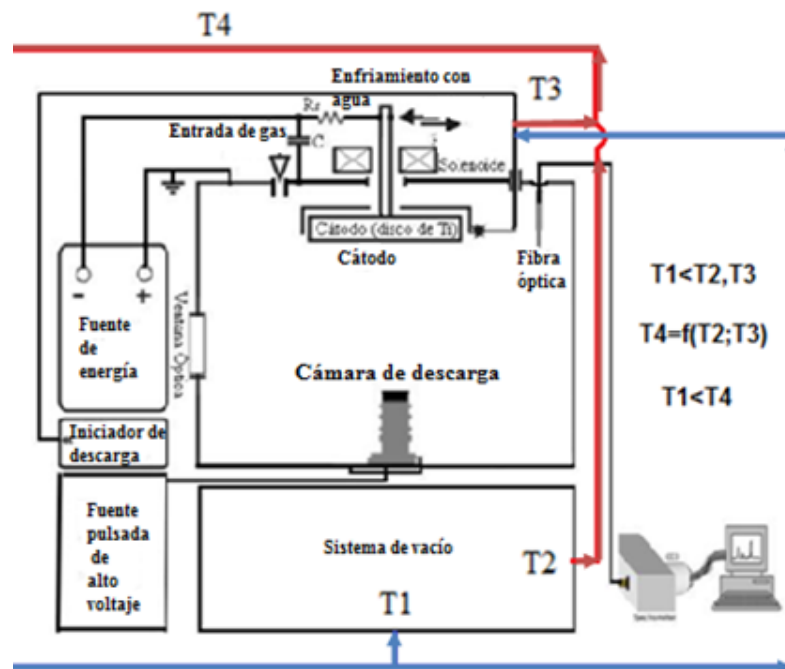
5.2 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DEL SISTEMA

Se procedió hacer una caracterización del proceso de transferencia de calor, mediante la toma de temperaturas del agua cuando el reactor se encontraba en funcionamiento, para evaluar el comportamiento real del sistema. El rango de funcionamiento del reactor lo definen las diferentes potencias que suministra el arco eléctrico, que se controlan mediante la variación del voltaje y el amperaje

¹⁰ Doctor Piotr Tsygankov, Investigador de la Universidad Técnica Estatal de Bauman Moscú es quien asesora al grupo de investigación en Física y Tecnología del Plasma y Corrosión - FITEK, UIS y al grupo de Investigación en Tecnología del Plasma - GINTEP, UPB.

suministrado a un cátodo. Estas temperaturas fueron sensadas en el rango de trabajo en el que por lo general el reactor funciona. En la figura 15 se puede observar la caracterización del proceso de transferencia de calor del reactor JUPITER.

Figura 15. Caracterización del proceso de transferencia de calor



T1, T2, T3 y T4 representan las temperaturas del proceso

Fuente: Autor

Para la caracterización del proceso de transferencia de calor, se dispuso de una termocupla tipo J adaptada a un FIELDPOINT FP-1601, que sensaba las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del REACTOR.

Las temperaturas T1, T2, T3 y T4 representan las temperaturas sensadas por la termocupla tipo J; el color azul representa el agua antes de ganar energía

suministrada por la bomba turbo molecular y el arco eléctrico, y el color rojo simboliza el agua a la salida, con su respectiva ganancia de energía proporcionado por los subsistemas del REACTOR anteriormente mencionados.

Figura 16. FIELDPOINT FP-1601



Fuente: Autor

El programa que se utilizó para hacer la lectura de los datos de temperaturas fue el National Instruments Measurement & Automation Explorer. La figura 17 muestra una vista del programa funcionando en tiempo real, obtenida en la caracterización del proceso de transferencia de calor.

También se tomaron los caudales de salida de la bomba turbo molecular y del arco eléctrico; para ello se utilizó un caudalímetro de 4 [L] y un cronómetro.

Con estos datos de temperatura y de caudal, se obtuvo la ganancia de calor del agua en sus respectivos sistemas, dada por la ecuación de transferencia de calor:

$$Q = m_w * C_{pw} * (T_{wo} - T_{wi}) \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Donde:

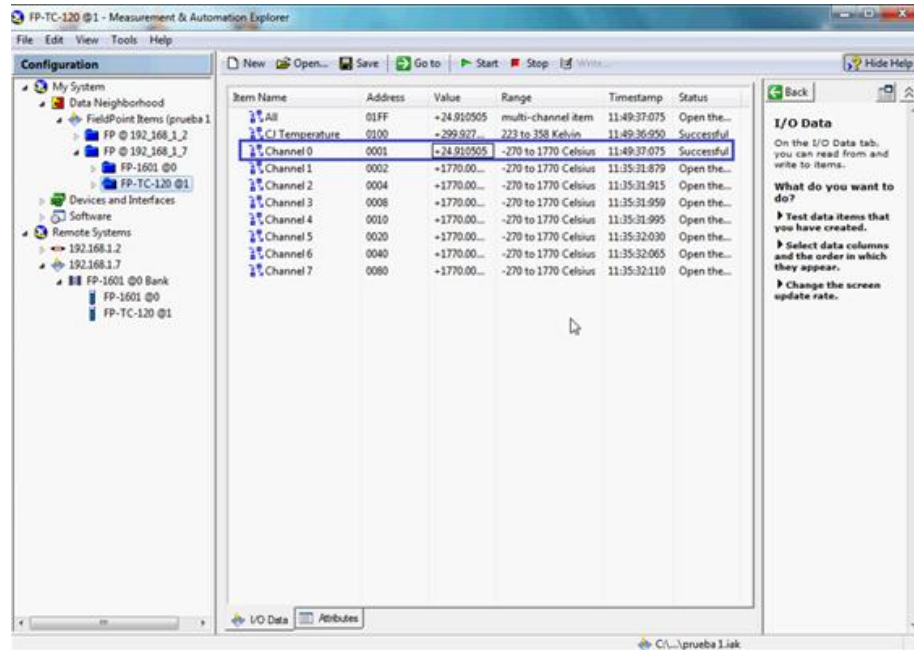
$m_w = \text{flujo másico de agua}$

C_{pw} = calor específico del agua

T_{wo} = temperatura del agua a la salida sensada con la termocupla

T_{wi} = temperatura del agua a la entrada sensada con la termocupla

Figura 17. National Instruments Measurement & Automation Explorer



Fuente: Autor

Figura 18. Termocupla tipo J y Caudalímetro



Fuente: <http://www.directindustry.es>

Tabla 2. Caracterización del proceso de transferencia de energía del Reactor

JUPITER

Toma 1	Q1[gpm]	T1[°C]	Q2[gpm]	T2[°C]	Observaciones
1	3,02	28,14	0,72	24,26	<i>Caudal mínimo con el que puede trabajar el reactor</i>
2	2,94	28,02	0,71	24,21	
3	2,98	28,08	0,7	24,19	
4	2,94	28,12	0,7	23,60	
5	3,02	27,95	0,71	23,88	
Fecha:	15/12/2012				
Firma Codirector:					

Toma 2	Q1[gpm]	T1[°C]	Q2[gpm]	T2[°C]	Observaciones
1	3,68	27,02	0,85	23,33	<i>Caudal máximo que suministró la llave totalmente abierta</i>
2	3,59	27,31	0,87	23,11	
3	3,64	27,34	0,87	23,39	
4	3,68	26,94	0,87	24,13	
5	3,68	27,17	0,87	24,01	
Fecha:	15/12/2012				
Firma Codirector:					

$$T_{\alpha} = 23^{\circ}\text{C}$$

T_α : Temperatura ambiente
 Q1-T1: Hacen referencia al arco eléctrico
 Q2-T2: Hacen referencia a la bomba de vacío

Fuente: Autor

$$Q_1 = 3,02 \left[\frac{\text{galones}}{\text{minuto}} \right] * 0,00379 \left[\frac{\text{m}^3}{1 \text{ galón}} \right] * \frac{1 [\text{min}]}{60 [\text{s}]} * 996 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * 4,183 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} - \text{K}} \right] * (28,14[^{\circ}\text{C}] - 23[^{\circ}\text{C}])$$

$$Q_1 = 4,1 [\text{Kw}] \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$Q_2 = 0,72 \left[\frac{\text{galones}}{\text{minuto}} \right] * 0,00379 \left[\frac{\text{m}^3}{1 \text{ galón}} \right] * \frac{1 [\text{min}]}{60 [\text{s}]} * 996 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * 4,183 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} - \text{K}} \right] * (24,26[^{\circ}\text{C}] - 23[^{\circ}\text{C}])$$

$$Q_2 = 239 [\text{W}] \quad \text{Ecuación 5.3}$$

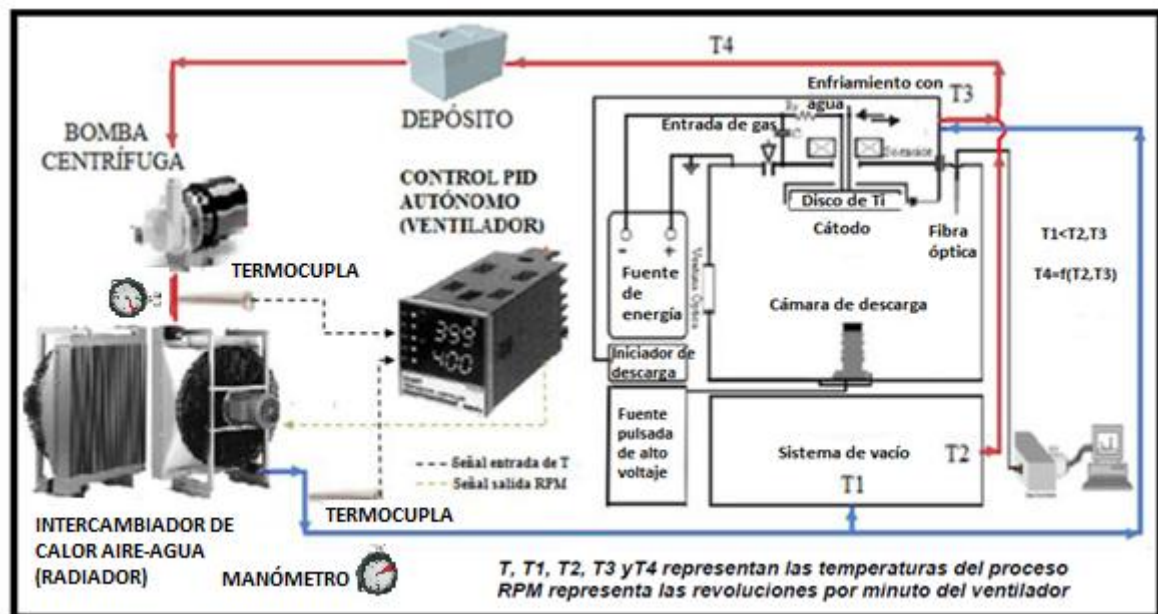
La energía que el Reactor suministra al agua en su rango de operación normal es de aproximadamente 4,12 [Kw]; se prevé que el Reactor JUPITER trabajará con una potencia máxima de 6 [KW] en el futuro, por ello se acordó 7 [KW] como factor de seguridad del sistema de enfriamiento.

5.3 ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE ENFRIAMIENTO

Teniendo conocimiento de la energía que el sistema de enfriamiento tiene que disipar, podemos proceder a iniciar el diseño de los sistemas propuestos en el proyecto.

- Sistema de intercambiador de calor enfriado por aire “Radiador
- Torre de enfriamiento

Figura 19. Sistemas de enfriamiento Intercambiador de Calor Aire-Agua (Radiador)



Fuente: Autor

✓ **Intercambiador de Calor Aire-Agua (Radiador)**

Protege al sistema del recalentamiento y mantiene la temperatura del agua en un rango aceptable de operación; su función es retirar el calor que el Reactor JUPITER suministra al agua, a través de un radiador integrado con dos ventiladores que hacen que aire a temperatura ambiente fluya transversalmente a través de las aletas, disipando el calor que el agua trae consigo después de pasar por el Reactor.

✓ **Bomba Centrífuga**

Tiene la función de impulsar el agua a través de todo el sistema hasta que retorna al tanque, en donde es succionada nuevamente por la misma para volver a recircularla.

✓ **Depósito**

Contiene cierta cantidad de agua que es succionada por la bomba centrífuga, con el fin de ponerla en recirculación y así no mal gastar el recurso.

✓ **Control PID**

El objetivo del control es mantener la temperatura del sistema en un punto establecido, y así mantener el proceso en un rango seguro. El control también permite ahorrar energía, debido a que aumenta o disminuye la potencia de los ventiladores según la necesidad que demanda el sistema.

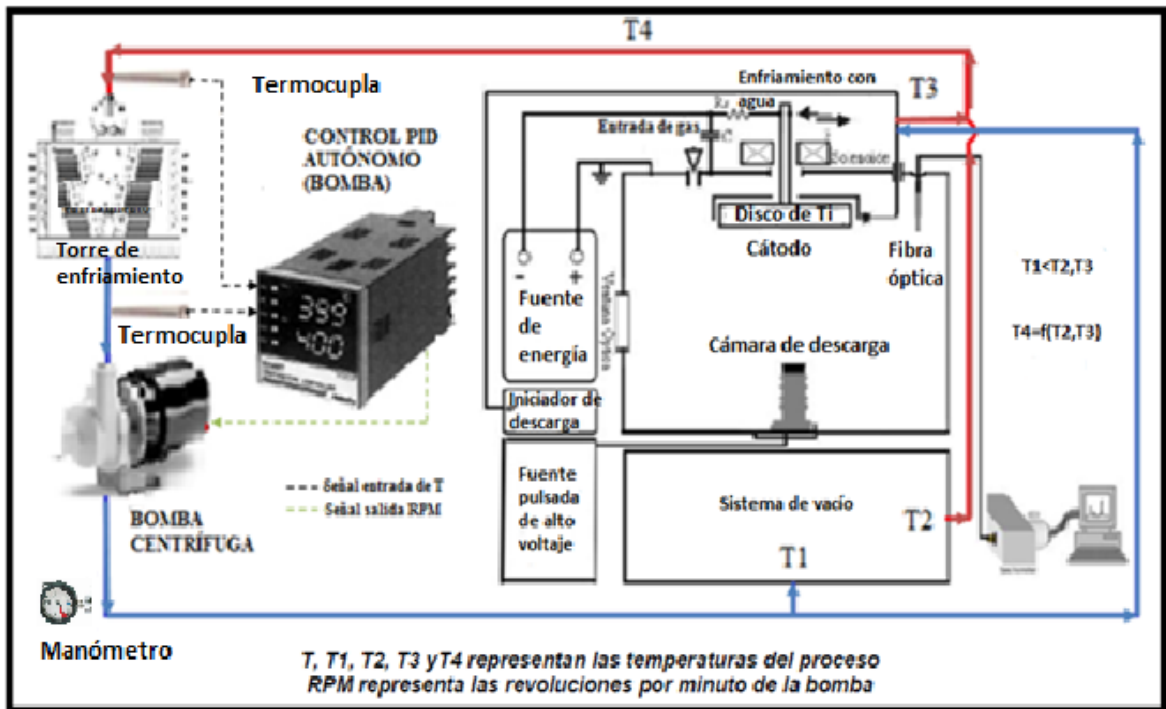
✓ **Termocupla**

Es un sensor, que se instala en la entrada del Radiador en donde la temperatura es elevada; este lleva la señal al control en donde se ejecuta una orden sobre los ventiladores.

✓ **Manómetro**

Registra continuamente la presión del sistema permitiendo detectar si algo no funciona bien. Los cambios de presión pueden ser debido a obstrucciones en la tubería, lo que indicaría una falla en el mantenimiento.

Figura 20. Sistemas de enfriamiento Intercambiador de Calor Aire-Agua (Torre)



Fuente: Autor

✓ **Torre de Enfriamiento**

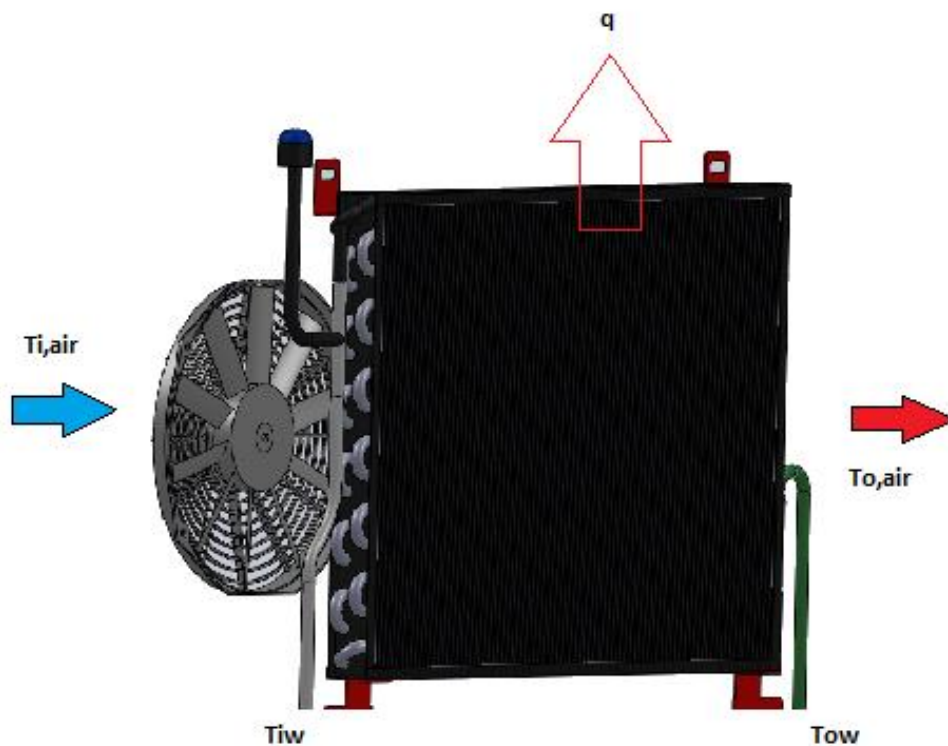
Protege al sistema del recalentamiento y mantiene la temperatura del agua en un rango aceptable de operación; su función es retirar el calor que el Reactor JUPITER suministra al agua. El agua entra por la parte superior de la Torre, en donde se dirige a través de ella, haciendo contacto directo con el aire frío que entra desde la parte inferior. La transferencia de calor se logra cuando las dos

corrientes se encuentran; es común encontrar rellenos dentro de la Torre que retardan el tiempo de permanencia del agua en la misma.

Nota: Los demás componentes que se visualizan en la figura 20, fueron descritos anteriormente en el sistema intercambiador de calor Aire-Agua (Radiador)

5.4 ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (RADIADOR)

Figura 21. Análisis conceptual del Radiador



Fuente: Autor

Donde:

T_{0w} = temperatura del agua a la salida del radiador

T_{iw} = temperatura del agua a la entrada del radiador

$T_{0,air}$ = temperatura del aire a la salida del radiador

$T_{i,air}$ = temperatura del aire a la entrada del radiador

q = calor que disipa el radiador

Para encontrar el rango de temperaturas a las cuales puede responder el radiador, teniendo como base los parámetros de entrada el área de transferencia de calor necesaria para disipar el calor suministrado por los subsistemas del REACTOR y saber si el radiador propuesto sirve, se hace necesario encontrar los coeficientes de transferencia de calor por el lado del agua y por el lado del aire; además de estos datos se necesita la eficiencia de las aletas del intercambiador para poder encontrar el coeficiente global de transferencia de calor U.

La ecuación que describe el balance de energía en el sistema es la siguiente:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{\Delta X}{k*(A_m/A_o)} + \frac{1}{h_i*(A_i/A_o)} + \frac{R_{fi}}{A_i/A_o} + R_{fo} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Para este caso en donde ambos lados del intercambiador tienen aletas y suponiendo ningún ensuciamiento, el coeficiente global U es:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{\Delta X}{k*(A_m/A_o)} + \frac{1}{h_i*(A_i/A_o)} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_o*(A_o/A_i)} + \frac{\Delta X}{k*(A_m/A_i)} + \frac{1}{h_i} \quad \text{Ecuación 5.6}$$

El segundo término del miembro derecho de las ecuaciones 3.51 y 3.52 representa la resistencia térmica de la base, y frecuentemente es prescindible. Por lo tanto se trabajará con la ecuación:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i * (A_i / A_o)} \quad \text{Ecuación 5.7}$$

Donde:

h_o = coeficiente de transferencia de calor en el exterior

$h_o = \alpha_o$ de la ecuación 3.28

h_i = coeficiente de transferencia de calor en el interior

A_i = área de transferencia en el interior

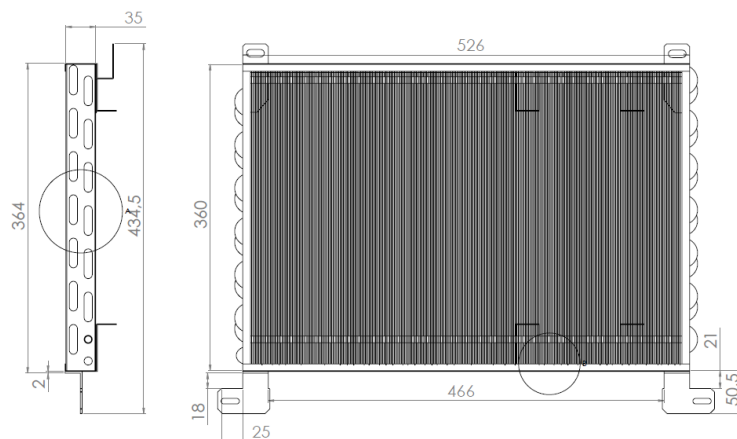
A_o = área de transferencia en el exterior

$A_o = A_t$ en la ecuación 3.37

U_o = coeficiente global de transferencia de calor

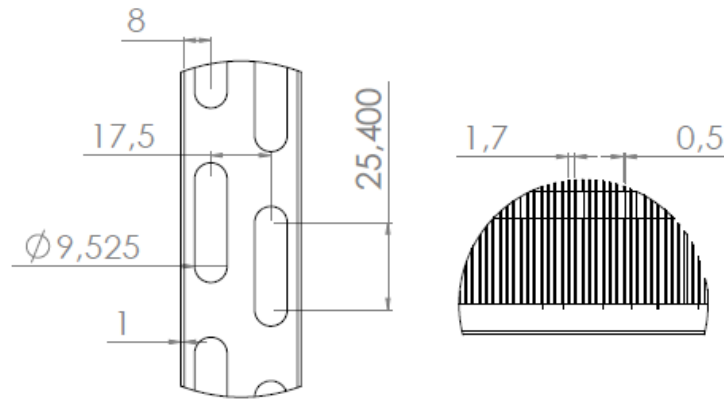
5.4.1 Especificaciones geométricas del Radiador.

Figura 22. Dimensiones del Radiador (medidas en [mm])



Fuente: Autor

Figura 23. Geometría de detalle del Radiador (medidas en [mm])



Fuente: Autor

5.4.2 Especificaciones del Proceso. Los datos asumidos para el cálculo aproximado de las temperaturas que dan en el balance en el proceso de transferencia de calor son:

- $v_w = 5 \text{ [gpm]} = 0,000315 \text{ [}\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\text{]}$ – Flujo volumétrico de la bomba
- $V_{air} = 5 \text{ [}\frac{\text{m}}{\text{s}}\text{]}$ – velocidad del aire a la entrada del radiador
- $q = 7 \text{ [Kw]}$ – calor a disipar por el radiador

5.4.3 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior (h_o). De la figura 22 y 23 podemos identificar la geometría del intercambiador, y a través de la ecuación 3.33 podemos obtener el número de Nusselt (Nu), entonces tenemos:

$$S_1 = 0,0254 \text{ [m]} \text{ – paso transversal}$$

$$S_2 = 0,0175 \text{ [m]} \text{ – paso longitudinal}$$

$d = 0,009525$ [m] – diámetro exterior del tubo en la base del aletaje

$h = 0,0127$ [m] – altura de la aleta

$$a = \frac{S_1}{d} = 2,667$$

$$b = \frac{S_2}{d} = 1,837$$

$$Nu_{air} = 0,19 * \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} * \left(\frac{s}{d}\right)^{0,18} * \left(\frac{h}{d}\right)^{-0,14} * Re^{0,65} * Pr^{0,33}$$

Para obtener el número de Nusselt se debe calcular el número de Reynolds (Re), el número de Prandtl (Pr) y el espaciamiento entre aletas (s).

5.4.3.1 Velocidad media del fluido. La velocidad media está dada por la ecuación 3.34:

$$V_m = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} * S_{min}}$$

$L = 0,51$ [m] – longitud del tubo

$L_3 = 0,36$ [m] – altura del radiador

$A_{fr} = L * L_3$ – área frontal de radiador

$$A_{fr} = 0,18 \text{ [m}^2\text{]}$$

$V_{air} = 5$ $\left[\frac{m}{s}\right]$ – velocidad del aire a la entrada del radiador

$v_{air} = V_{air} * A_{fr}$ – flujo volumétrico de aire en el radiador

$$v_{air} = 0,9 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$\dot{m}_{air} = v_{air} * \rho_{air}$ – flujo másico de aire

$\rho_{air} = 1,159 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ – densidad del aire a la temperatura media del fluido

$$\dot{m}_{air} = 1,043 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$S_{min} = [m^2]$ – área mínima de flujo de aire

De la tabla 1 se obtiene S_{min} para una disposición triangular, donde:

$$S_{min} = n_t * (p - d - 2 * n_f * \delta * h) * L$$

$n_t = 14$ – número de tubos por fila o hilera

$d = 0,009525 [m]$ – diámetro de la base del tubo (base del aletaje)

$n_f = 456 \left[\frac{aletas}{m} \right]$ – número de aletas por unidad de longitud

$\delta = 0,0005 [m]$ – espesor de la aleta

$h = 0,0127 [m]$ – altura de la aleta

$L = 0,51 [m]$ – longitud del tubo

$p = S_1 [m]$ – distancia entre ejes más próximos de los tubos de una misma fila

$$S_{min} = 0,072 [m^2]$$

$$V_m = 12,5 [m/s]$$

5.4.3.2 Espaciamiento entre aletas. Está dado por la ecuación 3.38:

$$S = \frac{1}{n_F} - \delta$$

$$n_F = 456 \left[\frac{\text{aletas}}{m} \right] - \text{número de aletas por unidad de longitud}$$

$$\delta = 0,0005 [m] - \text{espesor de la aleta}$$

$$s = 0,001693 [m] - \text{espacio entre aletas}$$

5.4.3.3 Número de Reynolds. El número de Reynolds para el aire fluyendo a través de un banco de tubos aletados se determina a partir de la ecuación 3.39

$$Re_{air} = \frac{V_m * \rho_{air} * d}{\mu_{air}}$$

Donde:

$$d = 0,009525 [m] - \text{diámetro exterior del tubo}$$

$$\rho_{air} = 1,159 \left[\frac{kg}{m^3} \right] - \text{densidad del aire}$$

$$\mu_{air} = 0,00001878 \left[\frac{Kg}{m - s} \right] - \text{viscosidad dinámica del aire}$$

$$Re_{air} = 7349$$

5.4.3.4 Número de Prandtl. Está expresado por la ecuación 3.40:

$$Pr_{air} = \frac{Cp_{air} * \mu_{air}}{\lambda_{air}}$$

Donde:

$$Cp_{air} = 1005 \left[\frac{J}{Kg - K} \right] - \text{calor específico del aire}$$

$$\mu_{air} = 0,00001878 \left[\frac{kg}{m - s} \right] - \text{viscosidad dinámica del aire}$$

$$\lambda_{air} = 0,02596 \left[\frac{W}{m - k} \right] - \text{conductividad térmica del aire}$$

$$Pr = 0,7265$$

Ahora podemos calcular el Nusselt para el aire

$$Nu_{air} = 42,25$$

5.4.3.5 Número de Nusselt. El número de Nusselt determina el coeficiente convectivo del aire; y está expresado por la ecuación 3.41:

$$\alpha = \frac{Nu_{air} * \lambda_{air}}{d}$$

Donde:

λ_{air} = conductividad térmica del aire

α = coeficiente de transferencia del aire

d = diámetro exterior del tubo

$$\alpha = 115,2 \left[\frac{W}{m^2 - K} \right]$$

5.4.3.6 Área de un banco de tubos aleteados. Las áreas están dadas por las ecuaciones 3.35, 3.36, 3.37.

$$A_f = 2 * L * n_f * \left(L_2 * L_3 - \frac{\pi * d^2}{4} * z * n_t \right)$$

$$A_r = \pi * d * n_t * z * L [1 - n_f * \delta]$$

$$A_t = A_f + A_r$$

Donde:

$$n_f = 456 \left[\frac{\text{aletas}}{m} \right] - \text{número de aletas por unidad de longitud}$$

$$z = 2 - \text{número de filas}$$

$$L = 0,51 [m] - \text{largo del radiador}$$

$$L_2 = 0,035 [m] - \text{ancho del radiador}$$

$$L_3 = 0,36 [m] - \text{altura del radiador}$$

$$d = 0,009525 [m] - \text{diámetro exterior del tubo}$$

$$n_t = 14 - \text{número de tubos por fila o hilera}$$

$$\delta = 0,0005 [m] - \text{espesor de la aleta}$$

$$A_f = 4,933 [m^2] - \text{área aletada del banco de tubos}$$

$$A_r = 0,3299 [m^2] - \text{área no aletada exterior}$$

$$A_t = 4,933 [m^2] - \text{área total exterior}$$

5.4.3.7 Eficiencia de las aletas. La eficiencia de las aletas se define en la ecuación 3.17 como:

$$\Omega_f = \frac{Q_a}{Q_i} = \frac{Q_a}{\alpha * A_f * (T_r - T_b)}$$

Donde:

Q_a = razón de calor actual desde una superficie extendida

Q_i = cantidad de calor que podría ser transmitido si la superficie completa de la aleta estuviera a la temperatura de la base del aletaje

α = coeficiente de transferencia del aire

A_f = área aletada del banco de tubos

T_r = temperatura de aleta en el punto de unión con la superficie base

T_b = temperatura del fluido que circula alrededor del aletaje

5.4.3.8 Altura efectiva de la aleta. Con la ecuación 3.19 se tiene que:

$$h_e = h * \left[\left(1 + \frac{\delta}{2 * h} \right) * \left(1 + 0,35 * \ln \left(\frac{d}{D} \right) \right) \right]$$

Donde:

$h = 0,015$ [m] – altura de la aleta

$d = 0,009525$ [m] – diámetro exterior del tubo

$\delta = 0,0005$ [m] – espesor de la aleta

$D = 0,008$ [m] – diámetro interno del tubo

$$h_e = 0,01618 \text{ [m]} - \text{altura efectiva de aleta}$$

5.4.3.9 Factor de ensuciamiento de Young y Ward. Está dado por la ecuación 3.20

$$m_e = \sqrt{\frac{2}{\left[\frac{1}{\alpha} - R_{fo}\right] * \lambda_f * \delta}}$$

Donde:

$$R_{fo} = 0,001 \left[\frac{m^2-K}{w}\right] \text{ (asumida) } - \text{resistencia por ensuciamiento}$$

Ver anexo B

$$\delta = 0,0005 \text{ [m]} - \text{espesor de la aleta}$$

$$\lambda_f = 209,3 \left[\frac{W}{m-k}\right] \text{ (Al) } - \text{conductividad térmica del material del aletaje}$$

$$\alpha = 123,1 \left[\frac{W}{m^2-K}\right] - \text{coeficiente de transferencia del aire}$$

$$m_e = 45,77$$

5.4.3.10 Eficiencia del aletaje considerando que la transferencia de calor es uniforme. Dada por la ecuación 3.21

$$\Omega_{f1} = \frac{\tanh(m_e * h_e)}{m_e * h_e}$$

$$\Omega_{f1} = 0,85$$

5.4.3.11 Factor de compensación ψ (factor de no uniformidad de transferencia de calor). Dada por la ecuación 3.22

$$\psi = 1 - 0,058 * (m_e * h_e)$$

$$\psi = 0,957$$

Con esto podemos encontrar la eficiencia de las aletas considerando el factor de no uniformidad de transferencia de calor. Dada por la ecuación 3.23

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m_e * h_e) * \psi}{m_e * h_e}$$

$$\Omega_f = 0,8135$$

5.4.3.12 Eficiencia compensada de superficies aletadas. Se obtiene de la ecuación 3.26

$$\Omega = \left[1 - \frac{A_f}{A_t} * (1 - \Omega_f) \right]$$

$$\Omega = 0,8252$$

Y con esta eficiencia podemos calcular el coeficiente real de transferencia de calor del aire a través de la ecuación 3.27

$$\alpha_o = \alpha * \Omega$$

$$\alpha_o = h_o = 101,6 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

5.4.4 Coeficiente de transferencia de calor en el interior (h_i). El coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos está expresado por la ecuación 3.29

$$\frac{h_i * D}{\lambda_w} = 0,023 * (Re_w)^{0,8} * (Pr_w^n)$$

Donde:

$n = 0,4$ si el fluido se está calentando

$n = 0,3$ si el fluido se está enfriando

Re_w = número de Reynolds para el agua

Pr_w = número de Prandtl para el agua

K_w = conductividad térmica del agua

D = diámetro interno del tubo

5.4.4.1 Número de Reynolds en el interior de los tubos. Utilizando la ecuación 3.39 pero con las propiedades del agua y el diámetro interno del tubo tenemos:

$$Re_w = \frac{V_w * \rho_w * D}{\mu_w}$$

Donde:

$D = 0,008$ [m] – diámetro interno del tubo

$\rho_w = 989,6$ $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ – densidad del agua

$$\mu_w = 0,0005811 \left[\frac{Kg}{m-s} \right] - \text{viscosidad dinámica del agua}$$

$$v_w = 5 [gpm] = 0,000315 \left[\frac{m^3}{s} \right] - \text{Flujo volumétrico de la bomba}$$

$$v_w/2 = V_w * A_{transv}$$

$$A_{transv} = \pi * \frac{D^2}{4} = 0,00005027 [m^2]$$

$$V_w = 3,133 \left[\frac{m}{s} \right] - \text{velocidad del agua en el tubo}$$

$$\mathbf{Re_w = 42924}$$

5.4.4.2 Número de Prandtl. Está expresado por la ecuación 3.40 pero con las propiedades del agua:

$$Pr_w = \frac{Cp_w * \mu_w}{\lambda_w}$$

Donde:

$$Cp_w = 4182 \left[\frac{J}{Kg-K} \right] - \text{calor específico del agua}$$

$$\mu_w = 0,0005717 \left[\frac{Kg}{m-s} \right] - \text{viscosidad dinámica del agua}$$

$$\lambda_w = 0,6274 \left[\frac{W}{m-k} \right] - \text{conductividad térmica del agua}$$

$$\mathbf{Pr_w = 3,856}$$

Con estos datos podemos calcular $\mathbf{h_i = 13730} \left[\frac{W}{m^2-K} \right]$

5.4.5 Coeficiente global de transferencia de calor (Lado aire). Con la ecuación 3.54 se puede calcular U_o .

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i * (A_i/A_o)}$$

Donde:

h_o = coeficiente de transferencia de calor en el exterior

$h_o = \alpha_o$ de la ecuación 3.28

h_i = coeficiente de transferencia de calor en el interior

A_i = área de transferencia en el interior

A_o = área de transferencia en el exterior

$A_o = A_t$ en la ecuación 3.37

U_o = coeficiente global de transferencia de calor lado del aire

$$A_i = \pi * D * L * z * n_t = 0,3589 [m^2]$$

$$U_o = 91,65 \left[\frac{W}{m^2 - K} \right]$$

5.4.6 Balance de energía en el sistema. La energía que gana el agua al pasar por el reactor, es la misma que en teoría debería ser capaz de disipar el aire. Utilizando la ecuación 3.8 y 3.9 tenemos:

Como se había mencionado anteriormente, esta energía es un parámetro de diseño cuyo valor es $Q_w = 7 [Kw]$

$$Q_w = Q_{air}$$

$$Q_w = \dot{m}_w * C_{p_w} * (T_{iw} - T_{ow})$$

$$Q_{air} = \dot{m}_{air} * C_{p_{air}} (T_{o,air} - T_{i,air})$$

Donde:

Q_w = calor que gana el agua al pasar por el Reactor

Q_{air} = calor que gana el aire al pasar por el intercambiador

\dot{m}_w = flujo másico de agua en el intercambiador

C_{p_w} = calor específico del agua

T_{ow} = temperatura del agua a la salida del intercambiador

T_{iw} = temperatura del agua a la entrada del intercambiador

\dot{m}_{air} = flujo másico de aire en el intercambiador

$C_{p_{air}}$ = calor específico del aire

$T_{i,air}$ = temperatura del aire a la entrada del intercambiador

$T_{o,air}$ = temperatura del aire a la salida del intercambiador

Para el proceso de transferencia de energía se debe cumplir que:

$$T_{iw} - T_{ow} < 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{iw} < 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\dot{m}_{air} = 1,043 \text{ [Kg/s]}$$

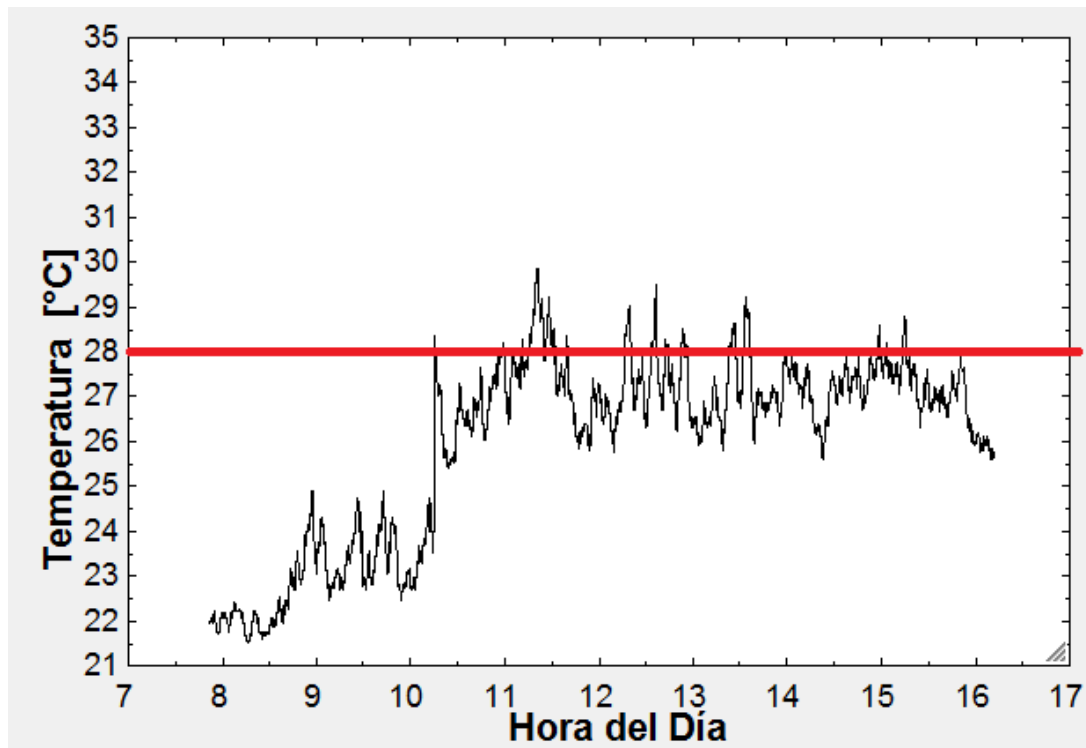
$$\dot{m}_w = 0,3117 \text{ [Kg/s]}$$

$$C_{p_{air}} = 1005 \left[\frac{J}{Kg - K} \right]$$

$$C_{p_w} = 4182 \left[\frac{J}{Kg - K} \right]$$

5.4.7 Temperatura ambiente ($T_{i,air}$). La temperatura a la que entra el aire es la temperatura ambiente; para escoger la temperatura crítica se hizo una toma de temperaturas el día 15 de febrero de 2013 durante el periodo en el que se estipuló podría aumentar más.

Figura 24. Temperatura ambiente el día 15 de Febrero de 2013



Fuente: Autor

Se escoge $T_{i,air} = 28$ [°C], como un valor promedio aceptable de la temperatura ambiente.

5.4.8 Método del NTU para el cálculo del área. Con el método del NTU se procederá a iterar hasta que el área encontrada coincida con el área externa del intercambiador A_t , ya que se utilizará el coeficiente global de transferencia de energía por el lado aire U_o . En otras palabras se iterará hasta que $A_t = A_o$.

$$C_{air} = \dot{m}_{air} * Cp_{air} = 1,049 \left[\frac{Kj}{k - s} \right] = C_{min}$$

$$C_w = \dot{m}_w * Cp_w = 1,303 \left[\frac{Kj}{k - s} \right] = C_{max}$$

$$K = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,8046$$

Utilizando la ecuación 3.11 se obtiene la efectividad del intercambiador $[\varepsilon]$

$$\varepsilon = \frac{T_{o,air} - T_{i,air}}{T_{iw} - T_{i,air}}$$

El NTU se relaciona con el área a través de $NTU = \frac{U_o * A_o}{C_{min}}$.

Tabla 3. Efectividad térmica de intercambiadores de calor con diferentes configuraciones o arreglos de flujo.

Flujo paralelo:	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C)]}{1+C}$
Contraflujo:	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1-C \exp[-NTU(1-C)]}$
Flujo transversal o cruzado (no se mezclan los torrentes) ^a	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{C\eta} \left\{ \exp[(-NTU)(C)(\eta)] - 1 \right\}\right\}$ donde $\eta = NTU^{-0.22}$
Flujo transversal o cruzado (se mezclan ambos torrentes):	$\varepsilon = NTU \left\{ \frac{NTU}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{NTU(C)}{1 - \exp[NTU - (NTU)(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Flujo transversal o cruzado (el torrente C_{\min} no se mezcla):	$\varepsilon = \frac{1}{C} (1 - \exp\{-C[1 - \exp(-NTU)]\})$
Flujo transversal o cruzado (el torrente C_{\max} no se mezcla):	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C} \{1 - \exp[-(NTU)(C)]\}\right\}$
1-2 contraflujo paralelo	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NTU(1+C^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-NTU(1+C^2)^{\frac{1}{2}}]} (1+C^2)^{\frac{1}{2}} \right\}^{-1}$ donde $NTU = UA / C_{\min}$ y $C = C_{\min} / C_{\max}$

Fuente: Heating, Ventilating and Air Conditioning (Analysis and Design).
McQuiston, Parker and Spitler, pag 488.

En la tabla 3 se describen las fórmulas de efectividad para un intercambiador de calor, así para un flujo transversal o cruzado (no se mezclan ambos torrentes):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{k * NTU^{-0,22}} * (\exp(-NTU * k * NTU^{-0,22}) - 1)\right]$$

5.4.9 Proceso de Iteración para encontrar el balance en el sistema. Ahora procedemos a iterar, variando la temperatura T_{ow} hasta que se cumpla que $A_t = A_o$; en este punto todos los datos calculados y asumidos son válidos, debido a que el procedimiento de cálculo se hizo en base a una geometría dada por el radiador, y el área externa del radiador se iguala con el área externa encontrada por el balance. Se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 4. Iteración para encontrar las temperaturas del agua en el sistema

	$T_{(o,air)}$ [°C]	$T_{(i,air)}$ [°C]	T_{ow} [°C]	T_{iw} [°C]	A_t [m ²]	A_o [m ²]
Row 1	34,68	28	44	49,37	5,262	5,301
Row 2	34,68	28	44,01	49,38	5,262	5,297
Row 3	34,68	28	44,02	49,39	5,262	5,293
Row 4	34,68	28	44,03	49,4	5,262	5,29
Row 5	34,68	28	44,04	49,41	5,262	5,286
Row 6	34,68	28	44,05	49,42	5,262	5,283
Row 7	34,68	28	44,06	49,43	5,262	5,279
Row 8	34,68	28	44,07	49,44	5,262	5,275
Row 9	34,68	28	44,08	49,45	5,262	5,272
Row 10	34,68	28	44,09	49,46	5,262	5,268
Row 11	34,68	28	44,1	49,47	5,262	5,265
Row 12	34,68	28	44,11	49,48	5,262	5,261
Row 13	34,68	28	44,12	49,49	5,262	5,257
Row 14	34,68	28	44,13	49,5	5,262	5,254
Row 15	34,68	28	44,14	49,51	5,262	5,25
Row 16	34,68	28	44,15	49,52	5,262	5,247
Row 17	34,68	28	44,16	49,53	5,262	5,243
Row 18	34,68	28	44,17	49,54	5,262	5,24
Row 19	34,68	28	44,18	49,55	5,262	5,236
Row 20	34,68	28	44,19	49,56	5,262	5,233
Row 21	34,68	28	44,2	49,57	5,262	5,229
Row 22	34,68	28	44,21	49,58	5,262	5,225
Row 23	34,68	28	44,22	49,59	5,262	5,222
Row 24	34,68	28	44,23	49,6	5,262	5,218
Row 25	34,68	28	44,24	49,61	5,262	5,215
Row 26	34,68	28	44,25	49,62	5,262	5,211

Fuente: Autor

Encontramos que en la fila 15 se igualan las áreas, por tanto en este punto es el único resultado válido para todos los cálculos realizados anteriormente, ya que todos los análisis partieron de una geometría del intercambiador previamente conocida.

Se tiene que $T_{ow} = 44,11$ [°C] , $T_{iw} = 49,48$ [°C] y $T_{o,air} = 34,68$ [°C]

Además se pueden conocer los otros factores que intervienen en el análisis como:

$$NTU = 0,454$$

$$\varepsilon = 0,308$$

5.4.10 Método de la LMTD para el cálculo de la energía. Con la ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4 se pueden relacionar el calor con el área total de transferencia.

$$q = U_o * A_o * F * \Delta t_m \quad y \quad \Delta t_m = LMTD = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta t_1 = T_{iw} - T_{o,air} \quad y \quad \Delta t_2 = T_{ow} - T_{i,air}$$

$$\Delta t_1 = 14,8 \text{ [°C]} \quad y \quad \Delta t_2 = 16,11 \text{ [°C]}$$

$$\Delta t_m = LMTD = 15,45 \text{ [°C]}$$

Y F es el factor de corrección dado por:

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} * \ln[(1 - P)/(1 - R * P)]}{(R - 1) * \ln\left[\frac{2 - P * (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P * (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]}$$

Donde los parámetros P y R se definen como:

$$P = \frac{T_{o,air} - T_{i,air}}{T_{iw} - T_{i,air}} \quad y \quad R = \frac{T_{iw} - T_{ow}}{T_{o,air} - T_{i,air}}$$

$$P = 0,3108 \quad R = 0,8046$$

$$F_T = 0,9744 \quad q = 7258 \quad [W]$$

Este calor representa una aproximación por el método de la LMTD, como medio para comprobar el resultado obtenido. Se tiene una buena aproximación en los valores estimados.

5.4.11 Caída de Presión en el Intercambiador. Para un cálculo aproximado de la caída de presión en el radiador, se asumen los dos circuitos por donde va el agua como una configuración en paralelo, en donde la caída de presión es igual para ambas ramas.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V1^2}{2g} - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 5.8}$$

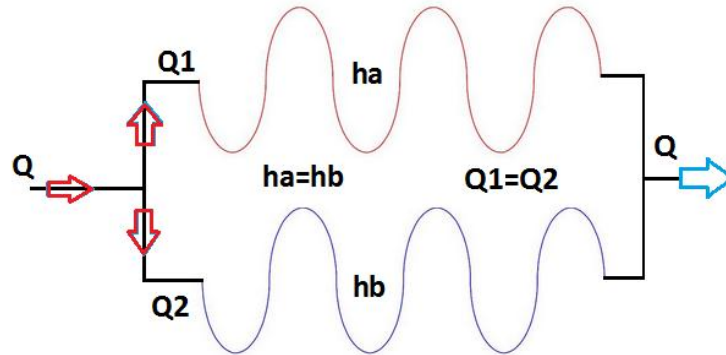
Donde:

$$Z_1 = Z_2$$

$$V_1 = V_2$$

$h_L =$ caída de presión en el Radiador

Figura 25. Pérdidas de Presión en el Radiador



Fuente: Autor

$$h_L = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$h_L = f \left(\frac{L_t}{d} \right) \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 5.9}$$

Donde:

$f =$ factor de fricción

$L_t = L * n_t = 7,14 [m]$ – longitud total del tubo en el ramal

$d = 0,008 [m]$ – diámetro interior del tubo

$V = 3,133 \left[\frac{m}{s} \right]$ – velocidad del agua

$g = 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ – aceleración de la gravedad

El factor de fricción está dado por:

$$f = \frac{1,325}{\ln \left[\frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2} \quad \text{Ecuación 5.10}$$

Donde:

$\varepsilon = 0,000015$ [m] – *rugosidad del material*

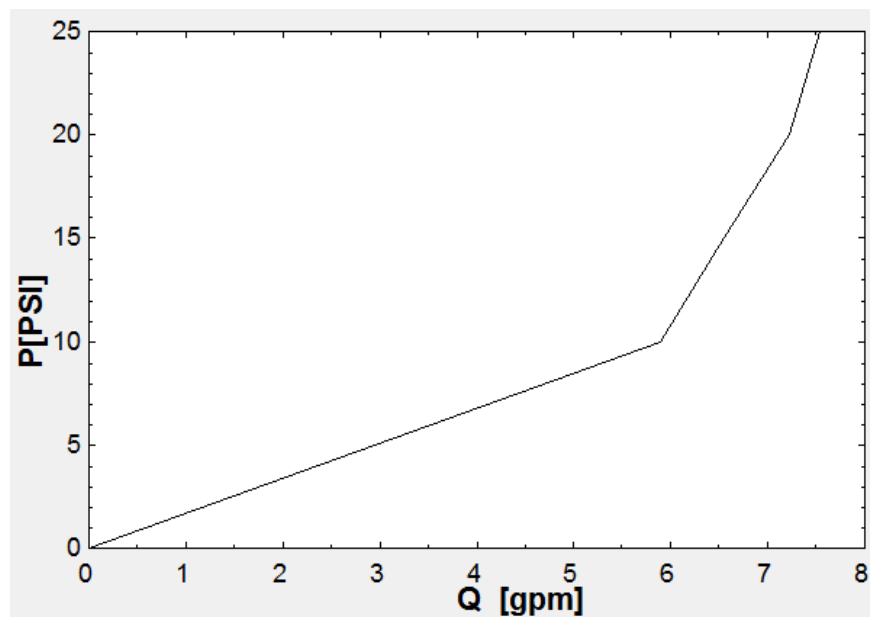
$Re = 42924$ – *número de Reynolds*

$f = 0,0269$

$$h_L = 12,02 \text{ [m]}$$

Además, se encontró el comportamiento del sistema al medir las presiones y los caudales a la entrada del Reactor.

Figura 26. Curva del Sistema (Reactor JUPITER)



Fuente: Autor

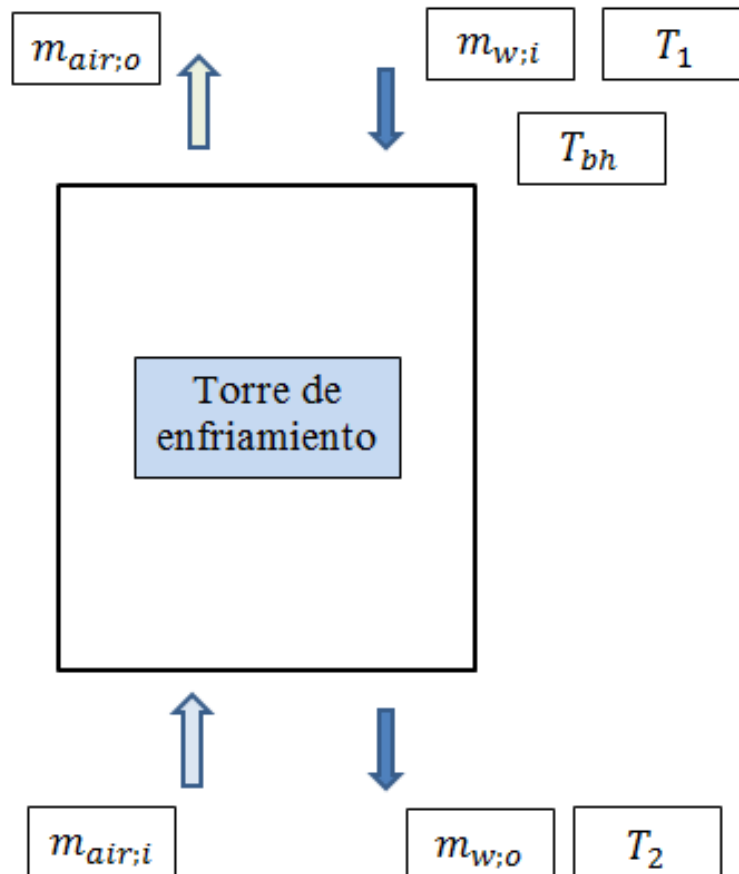
5.5 ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (TORRE DE ENFRIAMIENTO)

Se va a enfriar agua de 33 [°C] a 29 [°C] en una torre de enfriamiento a contraflujo cuando el aire del exterior está a una temperatura de bulbo húmedo de 23 [°C].

$$\text{Rango de enfriamiento} = 4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Aproximación} = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Figura 27. Análisis de una Torre de Enfriamiento



Fuente: Autor

La figura 27 representa una torre de enfriamiento de tiro mecánico en donde:

$m_{air;o}$ = masa de aire a la salida

$m_{air;i}$ = masa de aire a la entrada

$m_{w;o}$ = masa de agua a la salida

$m_{w;i}$ = masa de agua a la entrada

T_1 = temperatura del agua a la entrada

T_2 = temperatura del agua a la salida

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo

La figura 28 es un diagrama de enfriamiento para las condiciones de enfriamiento dadas. Cuando el agua es enfriada de T_1 a T_2 , la entalpía del aire saturado sigue la curva de saturación de A a B. El aire que entra a la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} tiene una entalpía $h_{air;hum}$ (se supone que la entalpía del aire es sólo una función de la temperatura de bulbo húmedo). La temperatura T_2 del agua que sale y la entalpía $h_{air;hum}$ definen el punto C, y el potencial de arrastre es representado por la distancia BC. El incremento de la entalpía del aire es una función de variación lineal con respecto a la temperatura del agua. La pendiente de la línea de operación del aire CD es , por lo tanto, $Cp_w * \frac{m_w}{m_{air}}$.

El punto C representa las condiciones del aire a la entrada, y el punto D representa las condiciones del aire que sale de la torre. El potencial de arrastre se incrementa gradualmente desde el fondo a la parte superior de la torre. Los cálculos de la integración del contraflujo comienzan en el fondo de la torre, donde se conocen las condiciones del aire.

Las temperaturas se enlistan en la columna 1, con incrementos de un grado. Las entalpías de película de la columna dos son las entalpías del aire saturado a las

Tabla 5. Cálculos de integración para una torre de enfriamiento

Temperatura del agua [°C] T	Entalpía de la película [Kj/Kg] h1	Entalpía del aire [Kj/Kg] h2	Diferencial de entalpía [Kj/Kg] h1-h2	Recíproca del diferencial de entalpía [Kg/Kj] 1/(h1-h2)	Promedio $\Delta T / (h1-h2)$	Sumatoria $\Sigma \Delta T / (h1-h2)$	Rango T [°C]
29	94,63	68,04	26,59	0,037608123			
30	99,74	69,72	30,02	0,033311126	0,03545962	0,035459625	1
31	105,1	71,39	33,71	0,029664788	0,03148796	0,066947582	2
32	110,7	73,07	37,63	0,026574542	0,02811966	0,095067246	3
33	116,5	74,74	41,76	0,02394636	0,02526045	0,120327697	4

Fuente: Autor

La última casilla de la columna 7 multiplicada por el calor específico del agua representa el número de unidades de difusión de la torre NUD.

$$N = NUD = C p_w * 0,12032 = 0,50$$

Utilizando la ecuación 3,48 podemos calcular el volumen de la torre.

$$N = \frac{K x a * V}{m_w} = \int \frac{C dT}{H' - H}$$

Para el factor $K x a$ que describe las características del relleno, se tomaron los datos experimentales de la torre de enfriamiento que hay en el laboratorio de sistemas térmicos de la Universidad Industrial de Santander.

Debido a que el N requerido en el proceso es de aproximadamente $N = 0,5$, se selecciona la fila en rojo de la tabla 6 debido a que son valores relativamente cercanos.

$$NUD_{Programa} \approx NUD_{tabla} \approx N$$

Tabla 6. Datos experimentales para la caracterización del relleno

L/G	NUD-PROGRAMA	Kxa-PROGRAMA [Kg/s-m ³]	Kxa-TABLA [Kg/s-m ³]	NUD-TABLA	% error
0,432797165	1,0946	0,609711404	0,572155799	1,02717734	6,159570588
0,500954198	1,03701	0,668598553	0,629505901	0,9763765	5,846954201
0,872410033	0,837914	0,940815719	0,873296454	0,777779654	7,176672754
0,981461287	0,591916	0,747683368	0,687856116	0,544552759	8,001682887
1,121183206	0,479594	0,692045728	0,640586013	0,544552759	13,54453115
1,339285714	0,427002	0,736016605	0,670752626	0,389138928	8,867188488

Fuente: Autor

El volumen de la torre de enfriamiento es entonces:

$$V_{torre} = \frac{N * m_w}{Kxa}$$

$$V_{torre} = 0,315 [m^3]$$

En la tabla 6 también se obtiene la relación L/G, donde:

$$L = \frac{m_w}{A_b} \quad \text{Y} \quad G = \frac{m_{air}}{A_b} \quad \text{Ecuación 5.12}$$

A_b = área de la base

Con esta relación se obtienen las características geométricas de la Torre de Enfriamiento

5.5.1 Cotización de la Torre de Enfriamiento. La mayoría de las empresas que diseñan torres de enfriamiento basan la selección del sistema basados en las toneladas de refrigeración que requiere el proceso y la temperatura de bulbo húmedo donde se va a instalar la torre.

$$Q = 7[Kw] \approx 2 [Ton de Refrigeración]$$

Se consultó en empresas que comercian con torres de enfriamiento como CTS (Cooling Tower System) y DCT (Delta Cooling Tower), y la torre de menor capacidad es de 5 [Ton de refrigeración]. Los detalles se presentan en el **Anexo C**

6 ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO Y OPERACIONAL PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA A IMPLEMENTAR

6.1 DETERMINACIÓN DEL COSTO INICIAL Y DE CAPITAL

El costo de capital es la valoración del dinero que se ha invertido para obtener un producto, trabajo o servicio. El costo inicial se relaciona con el dinero que se invirtió para la adquisición, instalación y puesta en marcha de los equipos del sistema de enfriamiento. En los costos de capital se contempla el costo inicial de la instalación lo que permite comparar varias alternativas visualizando la más económica además de tener en cuenta la factibilidad financiera de cada una.

6.2 DEPRECIACIÓN DE EQUIPOS

La depreciación es la pérdida de valor que sufre un activo fijo debido a causas como:

- Depreciación Física: es el desgaste producido por el inminente paso del tiempo; además no es necesario que el activo sea usado para su depreciación, por ejemplo una edificación.
- Depreciación Funcional: es el desgaste que se produce debido a la utilización del activo.

La base para calcular la depreciación es el costo de adquisición del equipo, además de tener en cuenta los impuestos ocasionados en su adquisición. También se debe tener en cuenta la vida útil del equipo, que hace referencia a la duración del mismo dentro de la empresa. Para establecer la vida útil de los activos fijos se debe tener en cuenta las especificaciones del fabricante, desgaste por su utilización y la obsolescencia por los avances tecnológicos.

Existen varios métodos para determinar el valor de la depreciación de los activos fijos, para este caso se utilizará el método de la línea recta debido a su sencillez y práctica en el ámbito financiero. Este método establece que los activos fijos se usan con igual frecuencia anualmente o durante su vida útil generando así un valor igual de depreciación por periodo; por tanto su representación gráfica produce una línea recta. La fórmula utilizada para calcular el valor de la depreciación es:

$$\text{Depreciación Anual} = \frac{\text{Costo del activo}}{\text{Vida útil asignada}} \quad \text{Ecuación 6.1}$$

6.3 DETERMINACIÓN DEL COSTO DE ENERGÍA

Los costos de energía están asociados a los costos diarios que demanda el funcionamiento del sistema de enfriamiento. Para determinar los costos de energía del sistema, se tiene en cuenta la demanda de energía eléctrica de cada uno de sus componentes.

- **Tiempo de Funcionamiento.** Es el tiempo en el cual el sistema se encuentra en operación en donde hay consumo de energía.
- **Costo de la Energía.** El costo de la energía se da por el valor de 1 [KW-h] y depende de la empresa que ofrece el servicio.

6.4 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO

La tarea fundamental del mantenimiento de activos de una empresa es preservar las funciones de los mismos dentro de su contexto operacional, además de ayudar a optimizar su desempeño. El mantenimiento no solo se trata de limpieza, sino de su puesta a punto cada cierto tiempo. Este mantenimiento se puede realizar con

un equipo de trabajo que pertenezca a la empresa o bien contratando un tercero (outsourcing)

6.5 COSTO INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (RADIADOR)

$$Costo_{OPER} = Costo_{Cap} + Costo_{dep} + Costo_{mant} + Costo_E \quad \text{Ecuación 6.2}$$

6.5.1 Costo de Capital.

Tabla 7. Costo Inicial del Sistema Enfriado por Radiador

ELEMENTOS	COSTO (COP)
Radiador	80000
Bomba Centrífuga	103000
Ventiladores	103500
Estructura	200000
Accesorios (Mangueras, uniones, etc)	100000
Unidad de Control	200000
SubTotal	786500
Imprevistos (10%)	78650
Montaje	100000
Total	965150

Fuente: Autor

$$CI = 965150 \text{ [COP]}$$

$$IVA = 16\%$$

$$CB = CI * (1 + IVA)$$

$$CB = 1119574 \text{ [COP]} - \text{costo después de impuestos}$$

$CI = \text{costo inicial}$

$IVA = \text{impuesto del valor agregado}$

$\text{Costo}_{cap} = i * CB - \text{Costo de Capital}$

$i = 1,8 \% - \text{interés mensual bancario para libre inversión}$

$$\text{Costo}_{cap} = 20152,332 \left[\frac{COP}{\text{mensual}} \right]$$

6.5.2 Costo de Depreciación. Teniendo como base que el tiempo de depreciación de un equipo es 10 años, de la ecuación 6.1 tenemos:

$$\text{Costo}_{dep} = \frac{965150}{10 \text{ años} * \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}}} = 8042,9 \left[\frac{COP}{\text{mensual}} \right]$$

6.5.3 Costo de Mantenimiento. El costo del mantenimiento depende en gran medida de la complejidad del equipo. Se estima que este valor es aproximadamente el 1% del costo inicial, en un mes. (Ver Anexo E)

$$\text{Costo}_{mant} = 9651,5 \left[\frac{COP}{\text{mensual}} \right]$$

6.5.4 Costo de la Energía. El costo de la energía por [Kw-hora] es 371,40 [COP].

Tabla 8. Energía que consume el Sistema de Enfriamiento (Radiador)

Equipo	Cantidad	Pot [Kw]
Ventiladores	2	0,16
Bomba Centrífuga	1	0,3728
		0,5328

Fuente: Autor

$$Costo_E = \frac{COP}{KW - h} * Pot_{sist} * tiempo_{ope} \quad \text{Ecuación 6.3}$$

Donde:

$$tiempo_{ope} = 100 \text{ [horas/mes]}$$

$$Costo_E = 19788,192 \text{ [COP/mes]}$$

De la ecuación 6.2

$$Costo_{OPER} = 57634,924 \frac{[COP]}{mes}$$

6.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA (TORRE DE ENFRIAMIENTO)

$$Costo_{OPER} = Costo_{Cap} + Costo_{dep} + Costo_{mant} + Costo_E \quad \text{Ecuación 6.4}$$

6.6.1 Costo de Capital.

Tabla 9. Costo Inicial del Sistema Enfriado por Torre

ELEMENTOS	COSTO (COP)
Torre de Enfriamiento	1350000
Bomba centrífuga	103000
Unidad de control	200000
SubTotal	1653000
Imprevistos (10%)	165300
Montaje	100000
Total	1918300

Fuente: Autor

}

$$CI = 1918300 \text{ [COP]}$$

$$IVA = 16\%$$

$$CB = CI * (1 + IVA)$$

$$CB = 2225228 \text{ [COP]} - \text{costo después de impuestos}$$

$$CI = \text{costo inicial}$$

$$IVA = \text{impuesto del valor agregado}$$

$$\text{Costo}_{cap} = i * CB - \text{Costo de Capital}$$

$$i = 1,8\% - \text{interés mensual bancario para libre inversión}$$

$$\text{Costo}_{cap} = 40054,104 \left[\frac{\text{COP}}{\text{mes}} \right]$$

6.6.2 Costo de Depreciación. Teniendo como base que el tiempo de depreciación de un equipo es 10 años, de la ecuación 6.1 tenemos:

$$\text{Costo}_{dep} = \frac{1918300}{10 \text{ años} * \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}}} = 15985,83 \left[\frac{\text{COP}}{\text{mes}} \right]$$

6.6.3 Costo de Mantenimiento. Se estima que este valor es aproximadamente el 3% del costo inicial, en un mes. (Ver Anexo E)

$$Costo_{mant} = 57549 \left[\frac{COP}{mes} \right]$$

6.6.4 Costo de la Energía. El costo de la energía por [Kw-hora] es 371,40 [COP].

Tabla 10. Energía que consume el Sistema de Enfriamiento (Torre)

Equipo	Cantidad	Pot [Kw]
Ventiladores	1	0,1242
Bomba Centrífuga	1	0,3728
		0,497

Fuente: Autor

$$Costo_E = \frac{COP}{KW - h} * Pot_{sist} * tiempo_{ope} \quad \text{Ecuación 6.5}$$

Donde:

$$tiempo_{ope} = 100 [horas/mes]$$

$$Costo_E = 18458,58 [COP/mes]$$

De la ecuación 6.4

$$Costo_{OPER} = 132047,51 \frac{[COP]}{mes}$$

6.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y ANÁLISIS DEL BENEFICIO

Comparando los costos de operación, se puede observar que el Sistema de Enfriamiento (**Radiador**) es más económico que la Torre de Enfriamiento, por tal motivo se selecciona este como solución a la necesidad planteada en este proyecto.

Tomando un promedio del caudal medido en el Reactor suministrado por la línea de agua del edificio (ver Tabla 2 y Figura 26), se tiene que el consumo aproximado mensual es:

$$V_w = Q_w * tiempo_{ope}$$

Donde:

$$Q_w = 6 [gpm]$$

$$tiempo_{ope} = 100 \left[\frac{horas}{mes} \right] = 6000 \left[\frac{minutos}{mes} \right]$$

$$V_w = 36000 \left[\frac{galones\ de\ agua}{mes} \right] = 136,44 \left[\frac{m^3\ de\ agua}{mes} \right]$$

El m^3 de agua cuesta 728 [COP], en tanto el costo de agua sin el sistema de enfriamiento es:

$$Costo_w = V_w * 728 = 99328,32 \left[\frac{COP}{mes} \right]$$

El tiempo en que se recuperará la inversión es entonces:

$$Costo_w * \#meses = 965150$$

$$\#meses = 9,71$$

El beneficio mensual de instalar el sistema después de transcurridos nueve meses es:

$$\mathbf{BENEFICIO} = \mathbf{Costo}_w - \mathbf{Costo}_{OPER} = \mathbf{41693,396} \frac{[\mathbf{COP}]}{\mathbf{mes}}$$

En hora buena podemos ahorrar dinero, y lo más importante cuidar un recurso tan significativo como lo es el agua si se instala el sistema de enfriamiento AIRE-AGUA (RADIADOR). Se puede observar que si se instalara la Torre de enfriamiento, los costos de operación superarían el costo del gasto de agua mensual, lo que no traería beneficio económico. Se opta el intercambiador de calor Aire-Agua (Radiador) como solución óptima por aportar beneficio económico.

7 SELECCIÓN DEL CONTROL PID DE TEMPERATURA

Se seleccionó el control en base a las necesidades del proceso, teniendo en cuenta que:

- Las velocidades máximas de los ventiladores es aproximadamente 12 [m/s]
- La temperatura ambiente tiene un valor promedio de 28 [°C] (Ver Figura 24)
- El flujo de agua es de aproximadamente 6 [gpm] (Ver Figura 26)
- La Potencia a disipar es 7 [Kw]

Haciendo un análisis teórico, se espera una temperatura de 41 [°C] a la entrada, y una Temperatura de 37 [°C] a la salida del radiador, en estas condiciones críticas de funcionamiento; por tal motivo se elige 40 [°C], como el Set Point del control.

Nota: El Set Point podría ser ajustado de acuerdo a los resultados de las pruebas

El QFD se enfoca en los requerimientos del proceso, priorizando así las necesidades, para lograr cierta efectividad establecida por el cliente.

7.1 REQUERIMIENTOS

- Autónomo
- Económico
- Seguro
- Fácil mantenimiento

7.2 PROPUESTAS DE CONTROL

- Tarjeta Arduino + PWM
- PIC (micro-controlador) + PWM
- Control PID de Temperatura Autonicos
- Control PID de Temperatura VIA

Tabla 11. Desarrollo de la Función Calidad para el Control de Temperatura

DESARROLLO DE LA FUNCIÓN CALIDAD	CARACTERÍSTICAS DEL CONTROL									
	Tarjeta Arduino + PWM		PIC (microcontrolador) + PWM		Control de Temperatura Autonicos		Control de Temperatura VIA			
<i>REQUERIMIENTOS</i>										
Autónomo	4	5	20	5	20	5	20	5	20	
Económico	3	5	15	5	15	3	9	4	12	
Seguro	2	3	6	3	6	5	10	5	10	
Fácil mantenimiento	1	3	3	3	3	5	5	5	5	
			44		44		44		47	

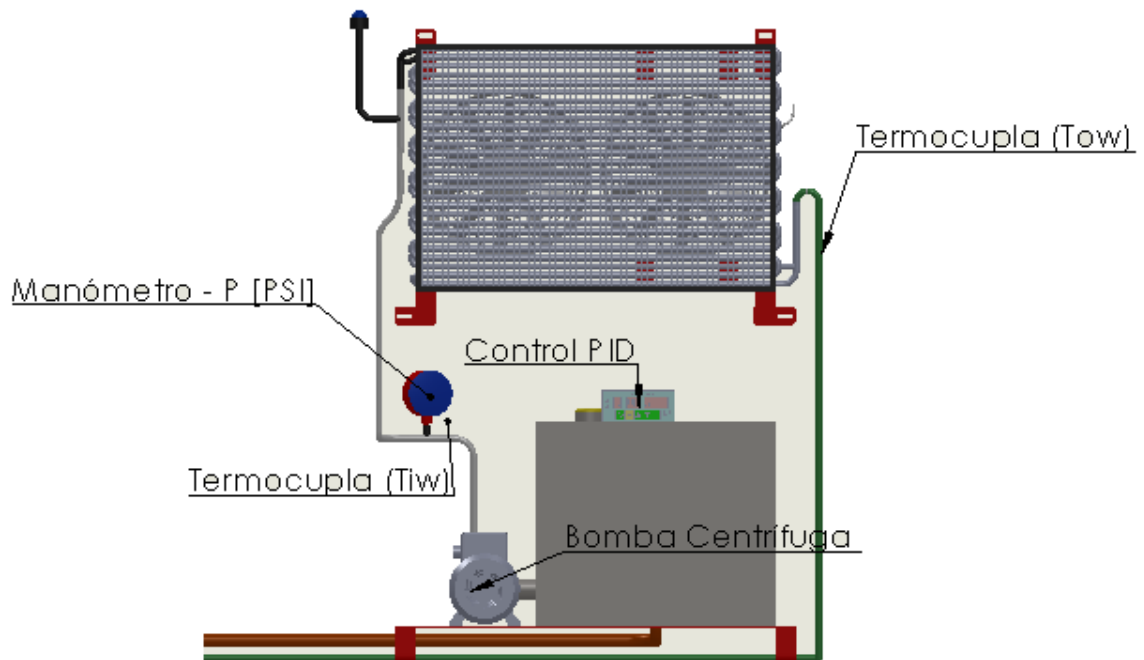
Fuente: Autor

Se selecciona el control PID de Temperatura VIA, por tener el mejor balance en el desarrollo de la función calidad. (Ver Anexo G)

8 PRUEBAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SELECCIONADO

Las pruebas del sistema de enfriamiento Aire-Agua (Radiador), se realizaron los días 6 y 8 de Mayo del 2013, obteniendo los siguientes resultados:

Figura 29. Montaje para las pruebas de temperatura y presión del sistema

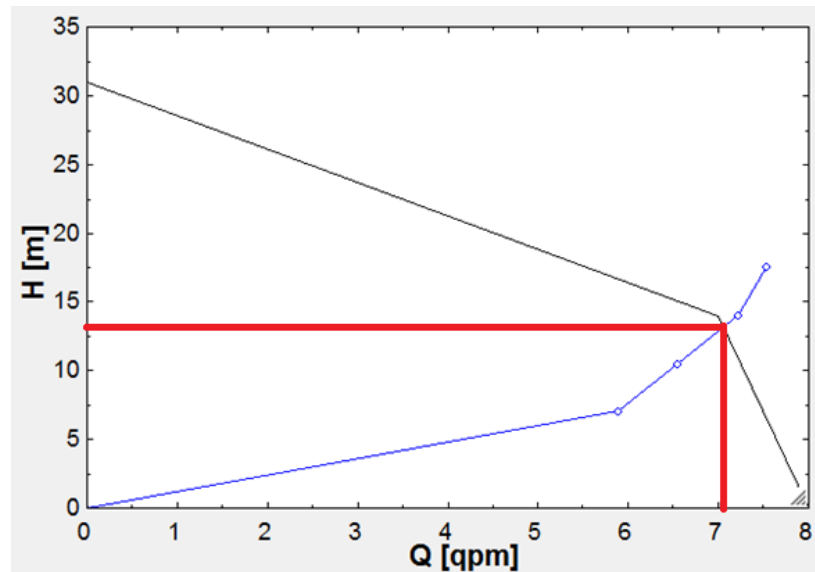


Fuente: Autor

8.1 PRUEBAS DE PRESIÓN Y DE CAUDAL

Con la instalación del sistema se procedió a tomar la presión a la salida de la bomba, encontrando así el punto de operación de la bomba.

Figura 30. Punto de operación de la Bomba Centrífuga



Fuente: Autor

Los datos medidos fueron aproximadamente una presión de 20 [PSI] y un caudal de 7 [gpm].

Tabla 12. Prueba de Presión y Caudal en la Bomba

P [PSI]	V [ml]	t [s]
20	4000	9
18	4000	10
20	4000	11
19	4000	9
20	4000	9

Fuente: Autor

Nota: Se usó un caudalímetro de 4 [L] para medir el caudal que suministraba la bomba. Los tiempos de llenado se encuentran en la tabla 12

8.2 PRUEBAS DE TEMPERATURA. Las pruebas de temperatura se hicieron con tres resistencias de 1, 2 y 3 [Kw], además se instaló el sistema de enfriamiento en el Reactor para hacer las pruebas con el equipo.

8.2.1 PRUEBAS REALIZADAS EL 6 DE MAYO/2013

Tabla 13. Pruebas realizadas con la resistencia de 2 [Kw]

Tamb [°C]	Pot [Kw]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
20	2	5	7	26	24
20	2	6	7	25	24
20	2	8	7	24	23
20	2	10	7	24	23
20	2	12	7	24	22

Fuente: Autor

En esta prueba se apagó el ventilador para ver el comportamiento de la temperatura, y se observó que aumentaba con el tiempo; al cabo de aproximadamente 15 [min] la temperatura registro 28 [°C] en la entrada del Radiador.

Tabla 14. Prueba realizadas con la resistencia de 3 [Kw]

Tamb [°C]	Pot [Kw]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
20	3	5	7	28	27
20	3	6	7	28	27
20	3	8	7	27	26
20	3	10	7	26	25
20	3	12	7	26	24

Fuente: Autor

Nota: Se apagó el ventilador y después de transcurridos 10 [min] la temperatura registró 35 [°C] en la entrada del Radiador.

Tabla 15. Prueba realizada al Reactor JUPITER

Tamb [°C]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
20	5	7	32	30
20	6	7	32	30
20	8	7	30	27
20	10	7	28	26
20	12	7	28	25

Fuente: Autor

8.2.2 PRUEBAS REALIZADAS EL 8 DE MAYO/2013

Tabla 16. Prueba realizada con la resistencia de 1 [Kw]

Tamb [°C]	Pot [Kw]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
23	1	0	7	25	25
23	1	5	7	25	25
23	1	6	7	25	25
23	1	8	7	25	24
23	1	10	7	25	24
23	1	12	7	25	24

Fuente: autor

Tabla 17. Pruebas realizadas con la resistencia de 2 [Kw]

Tamb [°C]	Pot [Kw]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
23	2	5	7	29	28
23	2	6	7	28	27
23	2	8	7	27	26
23	2	10	7	27	26
23	2	12	7	26	25

Fuente: Autor

Tabla 18. Prueba realizadas con la resistencia de 3 [Kw]

Tamb [°C]	Pot [Kw]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
23	3	5	7	31	30
23	3	6	7	31	30
23	3	8	7	30	28
23	3	10	7	29	27
23	3	12	7	28	27

Fuente: Autor

Tabla 19. Prueba realizada al Reactor JUPITER

Tamb [°C]	Vel aire [m/s]	Q [gpm]	Tiw [°C]	Tow [°C]
23	5	7	35	33
23	6	7	34	32
23	8	7	33	30
23	10	7	31	29
23	12	7	31	29

Fuente: Autor

En constancia firma



MSc. Ely Dannier V. Niño
 Investigador Principal Grupo FITEK
 Director Grupo GINTEP-UPB

9 RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

El sistema seleccionado es el Intercambiador Aire-Agua (Radiador), el cual se compone de los siguientes sistemas a los que se les recomienda hacerles mantenimiento.

9.1 RADIADOR

Con el uso se pueden presentar acumulaciones en los tubos disminuyendo la transferencia de calor, esto eleva la cabeza de presión y los costos de operación. Con buena agua, los radiadores pueden operar por años sin limpieza, pero agua de baja calidad puede construir depósitos para causar bajo rendimiento en poco tiempo. La importancia de tener agua de calidad no se debe sobreestimar.

Los depósitos suaves son crecimientos biológicos en forma de lodo y algas, resultado del uso de agua de ríos o agua de torre pobremente controlada. La limpieza para eliminar estos depósitos se realiza con agua a presión.

Adicionalmente se presentan minerales que se han depositado por dentro de los tubos, resultado de agua con alta alcalinidad, esto se limpia con un cepillo flexible.

- Use la limpieza mecánica para remover lodo y material suelto de los tubos
- Inspecciones visualmente la existencia de incrustaciones en tubos
- Realice chequeos de tubería y manómetros instalados a ambos lados del Radiador.
- Para la limpieza química del agua, poner a circular a través de este, desincrustante calcáreo disuelto en agua durante 30 minutos, una vez hecho esto se procede a circular agua pura durante una hora para luego

reemplazarla nuevamente. Después de esto ponerla a circular durante otra hora.

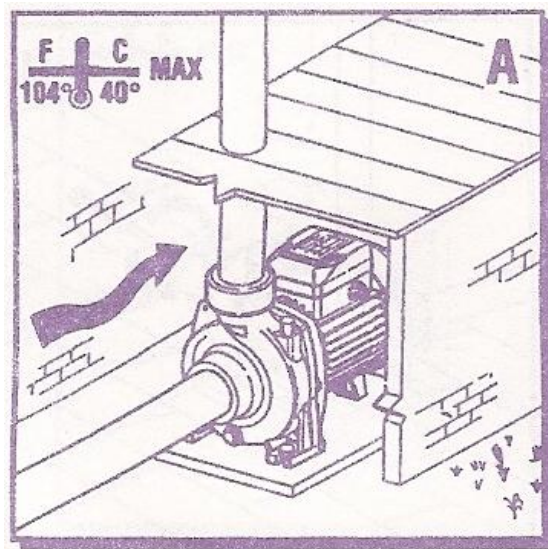
9.2 BOMBA CENTRÍFUGA

Para obtener unas prestaciones y una duración mayor, hay que efectuar con mucha atención las operaciones indicadas en las siguientes instrucciones.

9.2.1 Condiciones de Empleo. Estas bombas son adecuadas para bombear líquidos neutros y limpios, sin sólidos abrasivos, a temperaturas inferiores a 80 °C (60° C para las electrobombas con rueda o corona directora de plástico)

9.2.2 Instalación. Las bombas tienen que instalarse en un lugar seco y bien ventilado con una temperatura ambiente inferior a 40 °C.

Figura 31. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Ambiente)



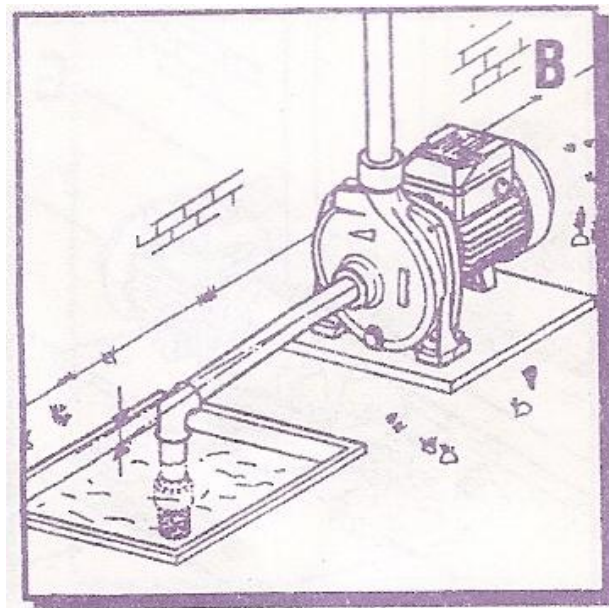
Fuente: Instrucciones de uso y mantenimiento BARNES

Para evitar vibraciones hay que fijar las bombas con pernos especiales sobre superficies planas y sólidas.

La bomba tiene que estar completamente horizontal para asegurar el correcto funcionamiento del cojinete.

El diámetro del tubo de aspiración no tiene que ser inferior al de la boca de aspiración; si la altura de aspiración es superior a 4 metros, hay que utilizar un tubo de diámetro superior. El diámetro del tubo de envío tiene que seleccionarse en función del caudal y de la presión necesaria en los puntos de toma. El tubo de aspiración tiene que presentar un ligero desnivel en la subida hacia la boca para evitar la formación de bolsas de aire.

Figura 32. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Desnivel tubería aspiración)



Fuente: Instrucciones de uso y mantenimiento BARNES

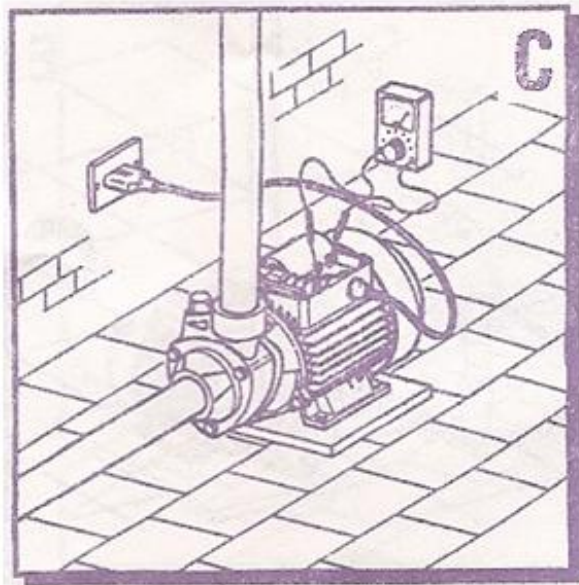
Asegurarse de que el tubo de aspiración no tenga pérdidas y que, al menos, quede sumergido en el agua medio metro para evitar que se formen remolinos.

Enroscar las tuberías a las correspondientes bocas sin forzar demasiado para no provocar daños.

9.2.3 Conexiones Eléctricas. Corresponde al instalador efectuar la conexión eléctrica a la red en conformidad con las normas vigentes.

- Controlar que los datos de identificación de la placa y configuración eléctrica de la bomba coincidan con los valores nominales de línea.

Figura 33. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (Conexión eléctrica)

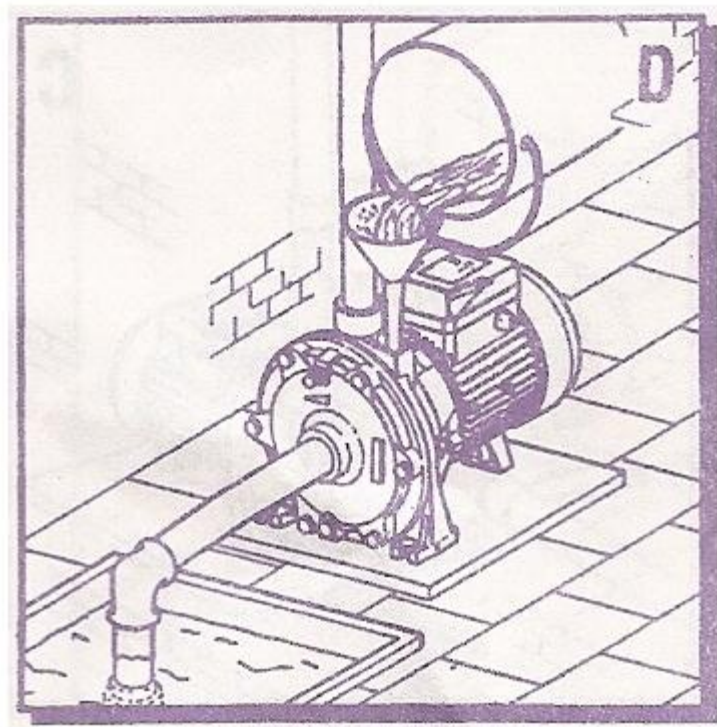


Fuente: Instrucciones de uso y mantenimiento BARNES

- Efectuar las conexiones con atención y con un circuito de toma de tierra eficaz.
- Los motores monofásicos están protegidos contra sobrecargas mediante un dispositivo térmico (Salva motor) en el bobinado.

9.2.4 Cebado. Llenar completamente la bomba con agua limpia antes de ponerla en marcha. Esta operación se efectúa a través del tapón de cebado.

Figura 34. Guía de Instalación Bomba Centrífuga BARNES (cebado)



Fuente: Instrucciones de uso y mantenimiento BARNES

Una vez efectuada la operación, enroscar el tapón y poner en marcha la bomba. El cebado tiene que repetirse siempre que la bomba haya permanecido inactiva durante largos periodos o cuando haya entrado aire en el sistema.

IMPORTANTE: No utilizar nunca la bomba en vacío. Si esto sucediera por error, detener la bomba y esperar que se enfríe. Después, cebarla con agua limpia.

9.2.5 MANTENIMIENTO. Las bombas no exigen ningún tipo de mantenimiento especial siempre que se tomen las debidas precauciones.

IMPORTANTE: no efectuar ninguna intervención en la bomba sin quitar la corriente del motor.

Tabla 20. Mantenimiento de la Bomba

DEFECTOS	CAUSAS	SOLUCIÓN
EL MOTOR NO SE PONE EN MARCHA	FALTA TENSION	CONTROLAR LA CONEXIÓN Y LOS VALORES DE TENSION
	LA RUEDA ESTA BLOQUEADA	
EL MOTOR FUNCIONA SIN BOMBEAR AGUA	EL FILTRO ESTÁ OBSTRUIDO	LIMPIAR EL FILTRO
	LA ALTURA DE ASPIRACIÓN ES EXCESIVA	ACERCAR LA BOMBA AL NIVEL DE DESCARGA DEL AGUA
	HAY AIRE EN ASPIRACIÓN	CONTROLAR LA ESTANQUEIDAD DEL TUBO DE ASPIRACIÓN
		LA BOMBA SE TIENE QUE CEBAR DE NUEVO
EL CAUDAL ES INADECUADO	ALTURA DE ASPIRACION AL LIMITE	CONTROLAR LA ALTURA DE ASPIRACIÓN
	EL FILTRO ESTÁ PARCIALMENTE OBSTRUIDO	LIMPIAR EL TUBO DE ASPIRACIÓN
	LA RUEDA ESTÁ OBSTRUIDA	DESMONTAR LA BOMBA O LIMPIAR EL CUERPO DE LA BOMBA Y LA RUEDA
HA INTERVENIDO EL DISPOSITIVO TERMICO DE PROTECCIÓN DEL MOTOR	EL MOTOR DE RECALIENTA	CONTROLAR EL VOLTAJE Y LA VENTILACIÓN
	LA RUEDA ESTÁ BLOQUEADA	DESBLOQUEAR LA RUEDA

Fuente: Instrucciones de uso y mantenimiento BARNES

CONCLUSIONES

- Se construyó un sistema de enfriamiento aire-agua (Radiador), con el cual se mantiene al Reactor JUPITER operando en el rango de temperaturas permisibles en el proceso.
- Se estableció que el sistema de enfriamiento aire-agua (Radiador) es el más adecuado, debido a que los costos de operación son menores con respecto a los costos de operación del sistema de enfriamiento por Torre. El sistema de enfriamiento aire-agua (Radiador), también representa una ventaja en su mantenimiento, ya que es un sistema cerrado y no permite que el agua se contamine; lo que no sucede con la Torre de enfriamiento, que opera con el agua expuesta al medio ambiente.
- Se implementó un sistema de control, que mantiene el sistema de enfriamiento aire-agua (Radiador), operando en el rango permisible de temperaturas del proceso. El Reactor JUPITER, también tiene un control autónomo que apaga el mismo, en ausencia de la cantidad suficiente de agua.
- Se cambió de un sistema abierto en donde se desperdiciaba el agua, a un sistema cerrado en donde el agua recircula, aprovechándose así un recurso tan importante en nuestro medio, lo que vuelve el sistema amigable con el medio ambiente

- El sistema de enfriamiento aire-agua (Radiador) representó una inversión, la cual se estima recuperarse en un tiempo aproximado de 10 meses.

RECOMENDACIONES

Para que el sistema tenga un buen funcionamiento hay que tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Tener un registro semanal de las presiones marcadas en los manómetros en la entrada y la salida del radiador, para identificar posibles fallas.
- Si el sistema se cambia de lugar, verificar que los tomas de los que se va alimentar corresponden con la configuración eléctrica de la bomba (110-220 [V]).
- Si el control por algún motivo no responde, conectar los ventiladores a una fuente de 12 [V], que pueda suministrar suficiente amperaje para alcanzar los 80 [W] de potencia que pueden recibir los ventiladores; esto pondrá los ventiladores en su máxima capacidad sin que el sistema corra ningún riesgo. Verificar la polaridad para tener un correcto sentido de giro del ventilador.
- Llenar completamente el circuito hidráulico con agua, a través de la válvula de llenado.
- El mantenimiento de este sistema es muy sencillo, por tal razón una inspección visual prácticamente revelaría anomalías en el sistema. Esto debería hacerse cada vez que el sistema trabaja.

- Si se presentan fugas en las mangueras, apagar todo el sistema y apretar las uniones (abrazaderas), si esto no funciona proceder a cambiarlas.

BIBLIOGRAFÍA

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. Segunda Edición. México: McGraw Hill. 2004. 824p.

DULCE MORENO, Hector Jaime; DOUGAR JABON, Valeri, (Director). Implantación Iónica Tridimensional Mediante Descargas de Alto Voltaje a Bajas Presiones del Reactor JUPITER. Tesis Doctoral. Bucaramanga, Universidad Industrial de Santander, Escuela de Física, 2002.

GÉLVEZ AROCHA, Omar Armando. Transferencia de Calor. Versión no pública, p. 193-208.

HEWITT, Heat Exchanger Design Handbook

HOLMAN, J. P. Transferencia de calor. Octava edición. Madrid: McGraw Hill, 1998. 484p.


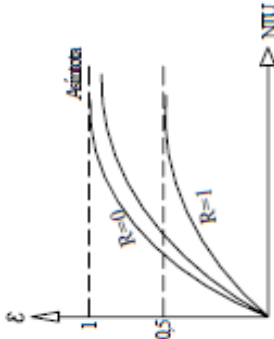
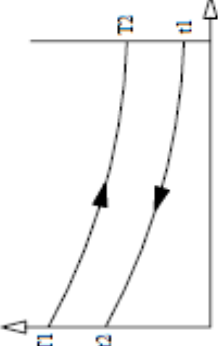
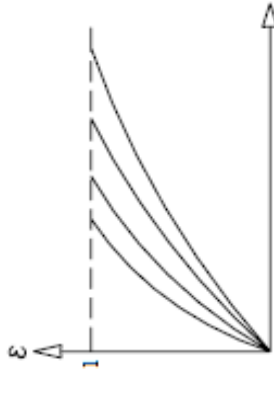
INCROPERA, Frank P. / DeWitt, Davis P. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. México: Prentice Hall. 1999. 886p.

KERN, Donald Q. Procesos de Transferencia de calor. Primera edición. México: McGraw Hill, 1997. 980p.

McQuiston, Faye C. Calefacción, ventilación y aire acondicionado. México: Limusa Wiley. 2008, p. 463-515.

PAREDES MIRANDA, Carlos Daniel. Diseño de un sistema auxiliar para optimizar el proceso de enfriamiento de los gases del domo de la Torre. Ecuador-Riobamba, 2009, p. 24-34. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica.

ANEXOS A
RELACIONES DE EFICIENCIA VS NTU

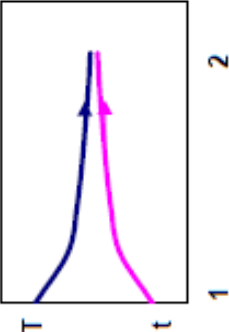
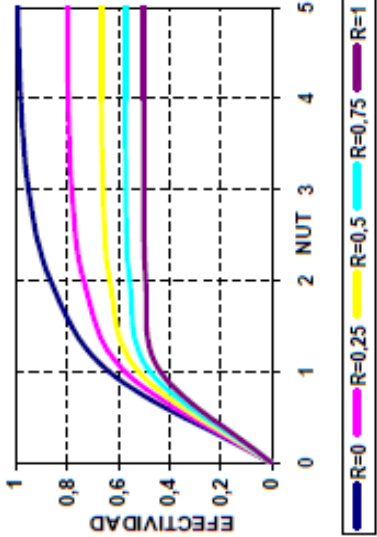
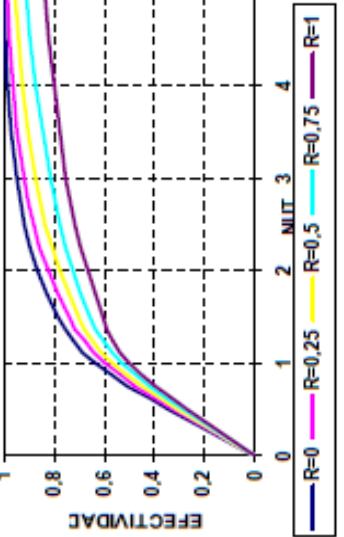
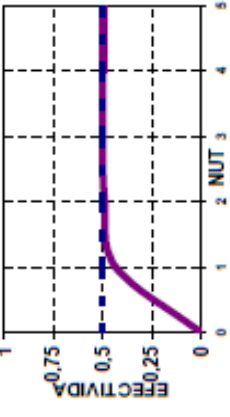
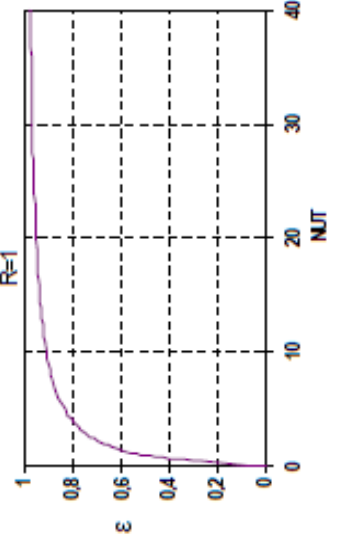
CASO	Formulas analíticas	GRAFICA DE EFECTIVIDAD	Análisis
<p align="center">Intercambiador de paso simple unidireccional</p> 	<p align="center"><i>mCp_{min} = frio</i></p> $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} ; \quad \varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$ $Ntu = \frac{UA}{\dot{m}Cp_{\min}}$	 $\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-R)}}{1 - R * e^{-NTU(1-R)}}$	$\varepsilon_{\text{limite}} \rightarrow A$ $NTU \rightarrow \infty$ $\varepsilon_{\text{limite}} = \frac{1}{1+R}$
<p align="center">Intercambiador de paso simple y contracorriente</p> 	<p align="center"><i>mCp_{min} = frio</i></p> $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} ; \quad \varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$ $Ntu = \frac{UA}{\dot{m}Cp_{\min}}$ <p align="center">El análisis para este caso se realiza igual al caso unidireccional</p>	 $\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-R)}}{1 - R * e^{-NTU(1-R)}}$	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\infty}}{1 - R * e^{-NTU(1-R)}}$ $\varepsilon_{\text{LIMITE}} = 1$

Relaciones de eficiencia de un intercambiador de calor $R = C_{\text{mínimo}}/C_{\text{máximo}}$

Arreglo de flujo	Relación
Tubos concéntricos	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1+R}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-R)]}{1-R \exp(-NUT(1-R))}; \quad R < 1$ $\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT}; \quad R = 1$
Coraza y tubos	
Un paso por la coraza (2,4,... pasos de tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + R + (1+R^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
N pasos por la coraza (2n,4n,... pasos por la coraza)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 R}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 R}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - R \right]^{-1}$
Flujo cruzado (un solo paso)	
Ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{R} \right) NUT^{0.22} \left\{ \exp[-R(-NUT)^{0.78}] - 1 \right\} \right]$
$C_{\text{máx}}$ (mezclado) $C_{\text{mín}}$ (sin mezclar)	$\varepsilon = \frac{1}{R} (1 - \exp\{-R[1 - \exp(NUT)]\})$
$C_{\text{mín}}$ (mezclado) $C_{\text{máx}}$ (sin mezclar)	$\varepsilon = 1 - \exp\{-R^{-1}[1 - \exp\{-R(NUT)\}]\}$
Todos los intercambiadores n (Cr=0)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Relaciones del NUT de un intercambiador de calor

Arreglo de flujo	Relación
Tubos concéntricos	
Flujo paralelo	$NUT = \frac{-\ln\{1 - \varepsilon(1 + R)\}}{1 + R}$
Contraflujo	$NUT = \frac{1}{R-1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon * R - 1}\right); \quad R < 1$ $NUT = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad R = 1$
Coraza y tubos	
Un paso por la coraza (2, 4, ... pasos de tubos)	$NUT = -(1 + R^2)^{-1/2} \ln\left[\frac{E - 1}{E + 1}\right]$ $E = \frac{2/\varepsilon - (1 + R)}{(1 + R^2)^{1/2}}$
N pasos por la coraza (2n, 4n, ... pasos por la coraza)	<p>Use las ecuaciones del intercambiador anterior con</p> $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - R}$ $F = \left(\frac{\varepsilon * R - 1}{\varepsilon - 1}\right)$
Flujo cruzado (un solo paso)	
$C_{máx}$ (mezclado) $C_{mín}$ (sin mezclar)	$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - \varepsilon * R)\right]$
$C_{mín}$ (mezclado) $C_{máx}$ (sin mezclar)	$NUT = -\frac{1}{R} \ln[R(\ln(1 - \varepsilon * R))]$
Todos los intercambiadores con $C_r = 0$	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

CASO	RELACION DE EFECTIVIDAD	EFECTIVIDAD LÍMITE
<p>Intercambiador de flujo paralelo</p> 	<p> $\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1+R}$ </p>  <p> $\varepsilon_{lim} = \frac{1-R}{1+0} \dots \text{si } NUT \rightarrow \infty ;$ </p> <p>Para cualquier R</p> 	<p> Cuando el intercambiador tiene un área infinita, el NUT también tiende a infinito. Entonces de la relación de efectividad tenemos que la efectividad tiende a $\frac{1}{1+R}$, es decir que cada R dado tiene una efectividad máxima. Por ejemplo para R=1 la efectividad máxima es 50%. </p>  <p> En este caso cuando el NUT tiende a infinito, la relación de eficiencia tiende a 1, sin importar R. </p> 

ANEXOS B
VALORES REPRESENTATIVOS DE LAS RESISTENCIAS POR
ENSUCIAMIENTO

Fluido	Resistencia por ensuciamiento R_f $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]^{-1}$
Aceite combustible	0,005
Aceite para transformadores	0,001
Aceite vegetal	0,003
Gasóleo ligero	0,002
Gasóleo pesado	0,003
Asfalto	0,005
Gasolina	0,001
Keroseno	0,001
Soluciones cáusticas	0,002
Líquidos refrigerantes	0,001
Fluido hidráulico	0,001
Sales fundidas	0,0005
Gas de escape de un motor	0,01
Vapor (Sin aceite)	0,0005
Vapor (Con aceite)	0,001
Vapores refrigerantes (Con aceite)	0,002
Aire comprimido	0,002
Gas ácido	0,001
Vapores solventes	0,001
Agua marina	0,0005-0,001
Agua salada	0,001-0,003
Agua de torre de enfriamiento (Tratada)	0,001-0,002
Agua de torre de enfriamiento (Sin tratar)	0,002-0,005
Agua de río	0,001-0,004
Agua destilada o condensada en un circuito cerrado	0,0005
Agua tratada de alimentación para calderas	0,0005-0,001

ANEXO C
COTIZACIÓN TORRE DE ENFRIAMIENTO

Medellín enero 30 de 2013



INGENIERO:

CRISTIAN DANIEL RODRIGUEZ

UIS

BUCARAMANGA

Asunto: SUMINISTRO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO MARCA C.T.S. (AMCOT)

Atendiendo su amable solicitud con todo gusto cotizamos a usted el suministro de una torre de enfriamiento marca **C.T.S. (AMCOT)**, importada, con sus accesorios en acero galvanizado para 8 toneladas a condiciones estándar.



CARACTERÍSTICAS:

1.1 Descripción

La Torre es marca CTS (AMCOT) modelo T-2 5 importada (5 Ton Refrigeración), de flujo de aire inducido con un ventilador tipo axial, instalado en la parte superior de la misma. La forma aerodinámica de las torres proporciona bajas pérdidas de presión lo cual se refleja en los altos niveles de aire

suministrados por un ventilador de magnitud pequeña, lo que se refleja en un considerable ahorro de energía.

1.2 Estructura

El tanque es fabricado en Poliéster reforzado con fibra de vidrio (FRP). La buena resistencia a los esfuerzos estructurales que posee el material hace que la unidad esté protegida contra impactos y agrietamientos. Está recubierta en su parte exterior por una capa de gel que la protege de los rayos UV y provee un acabado brillante.

1.3 Tanque de Agua

También es fabricado con F.R.P. La forma de conexión del drenaje facilita el retiro de los sólidos que podrían evitar el escalamiento y la obstrucción. El drenaje también se utiliza para drenar la torre durante periodos de inactividad. Una conexión del desbordamiento se proporciona para prevenir derramamiento del agua a los alrededores. La válvula de flotador automática ayuda a mantener los niveles óptimos del agua durante la operación

1.4 Soporte de la Torre de enfriamiento

Las patas de la base están incorporadas a la torre de enfriamiento con una sencilla conexión que permite soportar altas condiciones de carga y fuerte viento reduciendo al mínimo la vibración.

1.5 Motor

Fabricado de acero galvanizado con protección contra la intemperie

1.6 Relleno

Hecho de hojas rígidas del cloruro de polivinilo que se realza y se acanala en una configuración tipo panel que proporciona el máximo contacto agua-aire para niveles más altos de intercambio de calor.

1.7 Especificaciones:

TIPO DE VENTILADORES:	1 AXIAL DE 0.5 MTS
CAUDAL DE AIRE :	2.100 CFM
MOTOR ELÉCTRICO:	1/6 HP
ALTURA	1.32 MTS.
DIÁMETRO	0.85 MTS.
PESO OPERACIÓN	143 KG.
CANTIDAD	1 UNIDAD

TORRE ACERO GALVANIZADO					
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	UNID	P.UNIT	P. TOTAL
1	AMCOT Modelo T-2 5	1	Set	\$ 1.350.000	\$1.350.000
	TOTAL PROPUESTA CSL				\$1.350.000

CONDICIONES GENERALES:

I.V.A: 16% (No incluido en el precio anterior)
FORMA DE PAGO: 50% anticipo. Saldo: Contra entrega
FORMA DE ENTREGA: D.D.P. Medellín
TIEMPO DE ENTREGA: 10-12 Semanas fecha orden de compra
VALIDEZDE LA OFERTA: 30 días fecha de la presente cotización.
GARANTÍA: 1 año por defectos de fabricación

Nota: La presente propuesta no incluye el montaje de la torre, la cual se entrega desarmada en piezas modulares

Cualquier inquietud respecto a la presente no dude en consultarla.

Cordialmente:

JORGE E. MISAS ARAQUE
COMERCIAL Y SERVICIOS LARCO S.A.
Representante Comercial

ANEXO D

CARACTERIZACIÓN TORRE DE ENFRIAMIENTO



Universidad Industrial de Santander
Escuela de Ingeniería Mecánica
Laboratorio de Sistemas Térmicos
1 de Agosto de 2012, Bucaramanga-Colombia

LABORATORIO TORRES DE ENFRIAMIENTO

RESUMEN

Las torres de enfriamiento es un instrumento de contacto directo entre las gotas formadas por un aspersor y el aire el cual es movido por un ventilador. Las gotas entran en contacto con una superficie llamada relleno la cual las retiene para aumentar su tiempo en el mecanismo y al final las gotas son almacenadas en la parte inferior de la torre llamada piscina. Este proceso permite disminuir la temperatura del agua para ser reutilizable en el proceso. En el análisis de los resultados nos basamos en las ecuaciones presentadas en la exposición y en las diapositivas del moodle.

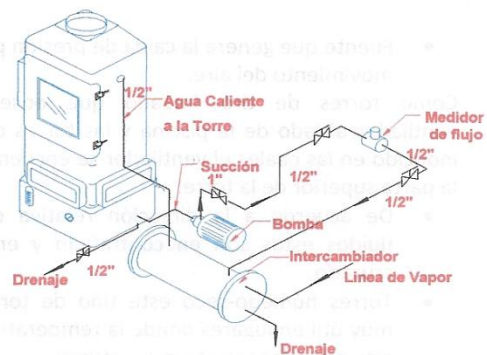
OBJETIVOS

- ✓ Conocer el funcionamiento y las partes que componen las torres de enfriamiento de tiro inducido.
- ✓ Determinar las características térmicas del relleno.
- ✓ Determinar la relación ente los requerimientos del sistema y los requerimientos propios que la torre puede entregar basándose en las características del relleno.
- ✓ Realizar las graficas de entalpia contra la temperatura de cada toma de datos.
- ✓ Dibujar la gráfica $K_x.a$ vs L/G encontrando su respectiva correlación.

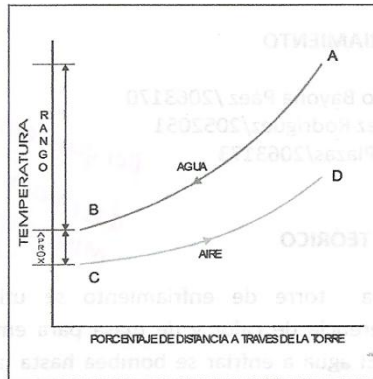
MARCO TEÓRICO

En una torre de enfriamiento se utiliza la transferencia de calor y de masa para enfriar el agua. El agua a enfriar se bombea hasta la parte superior de la torre donde se distribuye en forma de gotas por medio de aspersores, de esta manera se expone una gran área de agua al contacto directo con una corriente de aire a la temperatura ambiental.

El aire es circulado por ventiladores, es flujo puede ser de corrientes convectivas o de corrientes naturales de viento. En una torre de enfriamiento, el agua caliente es enfriada al entregar calor por difusión y convección a una corriente de aire frío.



La grafica nos muestra la variación de temperatura de los flujos de aire y agua a medida que atraviesan en contraflujo la torre de enfriamiento.



Las curvas indican la caída en la temperatura del agua (del punto A a B) y la alteración del bulbo húmedo del aire (del punto C al D) en su respectivo paso a través de la torre:

El rango es la diferencia de temperatura entre el agua de entrada y salida de la torre (A-B). La aproximación de la torre es la diferencia entre las temperaturas del agua de salida y la temperatura del bulbo húmedo del aire de entrada (B-C).

Las Torres de enfriamiento se clasifican por

- Fuente que genera la caída de presión para el movimiento del aire.

Como torres de tiro forzado que poseen el ventilador al lado de la piscina y las torres de tiro inducido en las cuales el ventilador se encuentra en la parte superior de la torre.

- De acuerdo a la dirección relativa de los fluidos estos son en contraflujo y en flujo cruzado.
- Torres húmedo-seco este tipo de torres es muy útil en lugares donde la temperatura del aire puede caer y ser muy saturada.

PROCEDIMIENTO

- Verificar que las válvulas de la torre se encuentren cerradas.
- Se procede a encender la caldera.
- Tomar los datos del relleno de la torre.
- Purgar la bomba mediante la apertura de la válvula.
- Abrir las válvulas comenzando por la que controla el flujo del agua y encender la bomba del agua y se establece un caudal.
- Encender el ventilador y esperar a que el sistema se estabilice.
- Se procede a tomar los datos de las temperaturas de entrada y salida del agua.

CÁLCULOS Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

DATOS

Torre de tipo inducido

Datos del Relleno

Área de la Base [m ²]	0,30
Altura del relleno [m]	0,76

Datos para calcular el caudal de aire:

Área del ventilador [m ²]	0,08
Velocidad del aire [m/s]	3,5
ρ prom del aire a la salida [kg/m ³]	1,048

Datos del ambiente

T bulbo seco [°C]	27
T bulbo húmedo [°C]	23,22
Humedad Relativa	0,73

Datos de operación para 6 caudales de agua diferentes :

Toma	Flujo másico de agua [kg/s]	T entrada [°C]	T salida [°C]
1	0,127	44,27	29,03
2	0,147	43,43	29,33
3	0,256	39,04	29,89
4	0,288	38,51	31,27
5	0,329	38,04	31,94
6	0,393	37,67	32,32

ECUACIONES

$$NUD = \int \frac{Cp \cdot dT}{(H' - H)} \quad NUD = Kx \cdot a \cdot \frac{V}{L}$$

$$\Delta H = \Delta T * C_{pw} * \frac{m_w}{m_a}$$

$$\Delta T = \frac{T_{agua\ entra\ torre} - T_{sale\ torre}}{\# \text{discreciones}}$$

CALCULOS TIPO

Para el calculo de las entalpias es necesario tener un delta de temperatura:

$$\Delta T = \frac{(T_{entra} - T_{salida})}{10(\#divisiones)}$$

Por medio del programa hallamos las entalpias Anexar programa:

Para una T=29.03 H'=103.783

T=Twb=23.22 H=75.1847

H'-H=28.5983

Los demás valores se encuentran en las tablas anexas los cuales son necesarios para obtener una diferencia entre las entalpias promedio.

Es necesario obtener un delta de entalpias:

$$\Delta H = \frac{m_w C_p \Delta T}{m_a}$$

Calculo del flujo de másico del aire:

$$m_a = V * A_T * densidad = 0.2934 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta H = \frac{0.127 * 4.2 * 1.5}{0.2934} = 2.726$$

Diferencias entre entalpias para diferentes temperaturas

T°=29.03 H'-H=28.5983

T°=30.53 H'-H= 34.575677

Luego procedemos a obtener un promedio de estas diferencias (para las diferentes temperaturas)

$$|H'-H|prom = (28.5983+34.575677)/2$$

$$|H'-H|prom = 31.5869$$

Para el calculo de NUD debemos obtener los cálculos de la siguiente ecuación(para cada diferencia)

$$\frac{Cp * \Delta T}{|H' - H|prom} = 0.19944$$

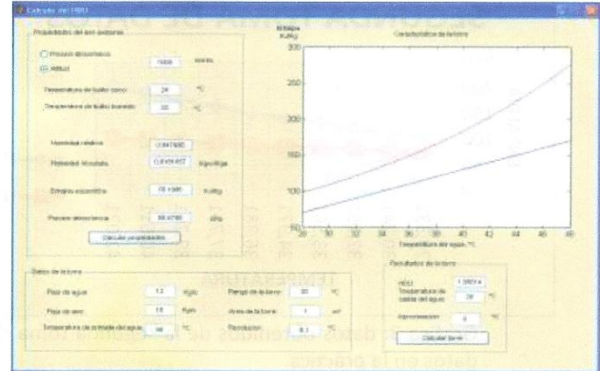
La suma de todos los valores obtenidos de la ecuación para las diferentes temperaturas nos indica el NUD (para la primer toma de datos el NUD=1.027177

$$\sum \frac{Cp * \Delta T}{|H' - H|prom} = NUD$$

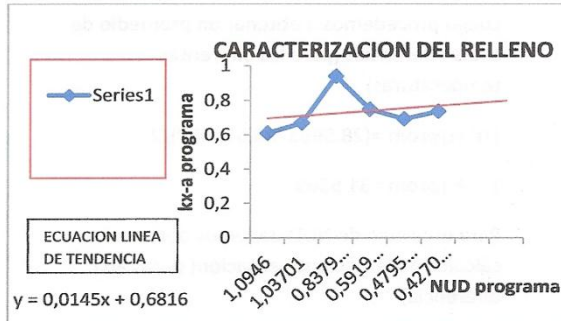
Para obtener el cálculo de kx-a

$$k_{x-a} = \frac{NUD * h_{relleno}}{Vol} = 0.5721$$

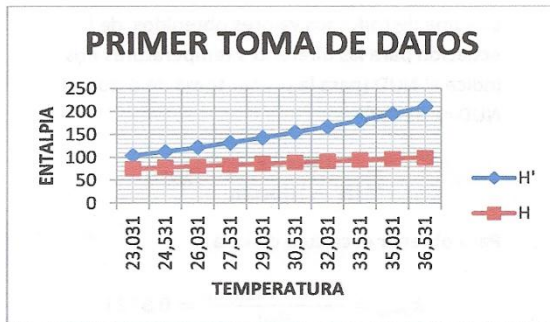
Programa utilizado para la determinación de los valores de las entalpias



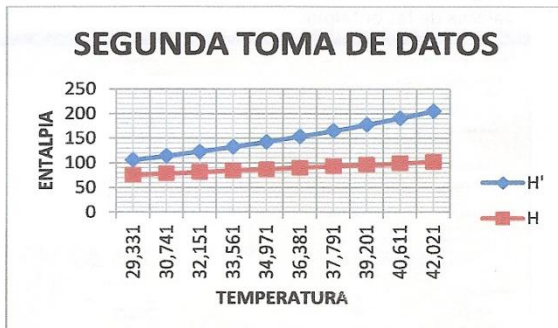
GRAFICAS



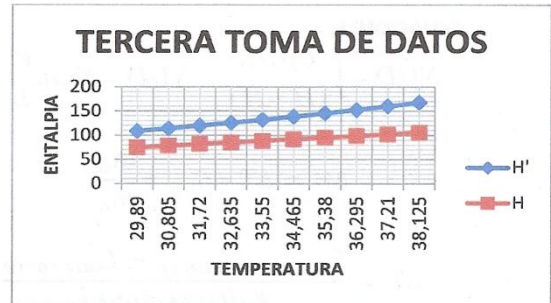
Gráfica 1: caracterización del relleno de la torre como resultado b=0,808



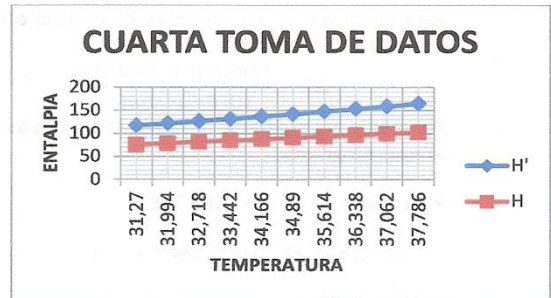
Gráfica 2: datos obtenidos de la primer toma de datos en la practica.



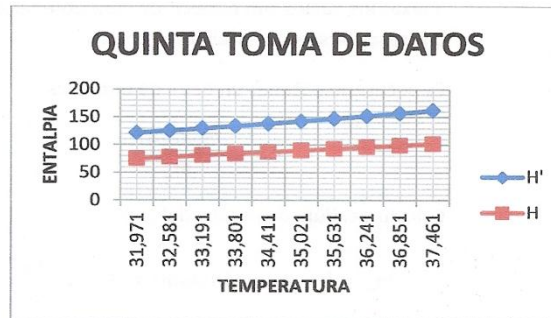
Gráfica 3: datos obtenidos de la segunda toma de datos en la práctica.



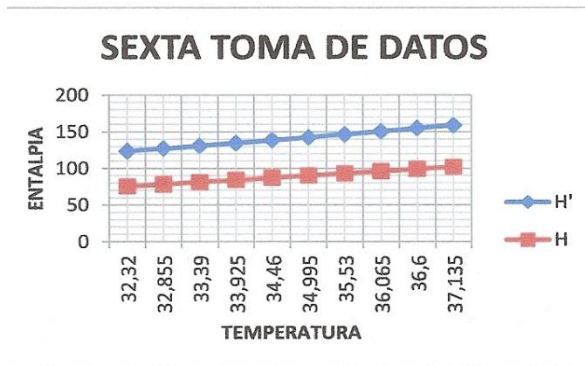
Gráfica 3: datos obtenidos de la tercer toma de datos en la practica.



Gráfica 4: datos obtenidos de la cuarta toma de datos en la práctica.



Gráfica 3: datos obtenidos de la quinta toma de datos en la práctica.



Grafica 3: datos obtenidos de la sexta toma de datos en la práctica.

En el anexo se encuentran las tablas de datos de las graficas por espacio se opta por anexarlas al final para que estas puedan ser comprendidas.

CONCLUSIONES

1. Se conoció y entendió el funcionamiento de una Torre de enfriamiento y sus respectivas partes y la funcionalidad de cada una de ellas.
2. Se observó que la Torre de enfriamiento que se analizo en el laboratorio, se encuentra en el nivel aceptable de eficiencia.

3. Se logro identificar y determinar las características del relleno de la torre.
4. Tanto en el análisis de datos como en sus respectivas graficas, se observaron errores pequeños, lo que hace que sea claro el proceso de enfriamiento de la torre y el análisis y entendimiento del proceso analizado tanto teórico como practico.
5. Se entendió mediante la experiencia en el laboratorio el fenómeno de la radiación en las superficies y el flujo de calor latente y sensible.
6. Los resultados obtenidos mediante el programa son muy similares a los obtenidos analíticamente lo cual nos indica que la torre esta en un buen estado.

BIBLIOGRAFÍA

- Çengel, Yunus A. Transferencia de Calor y de Masa, McGraw-Hill. México, 2011.
- Diapositivas. Laboratorio de torres de enfriamiento.

m_w	T entrada	T salida	RANGO	DATOS DEL RELLENO		
[Kg/S]	[°C]	[°C]	[°C]	A_base	0.3	[m^2]
0.127	44.27	29.03	15.24	h_relleno	0.76	[m]
0.147	43.43	29.33	14.1	V_relleno	0.228	[m^3]
0.256	39.04	29.89	9.15	DATOS PARA CALCULAR CAUDAL DE AIRE		
0.288	38.51	31.27	7.24	A_ventilador	0.08	[m^2]
0.329	38.04	31.94	6.1	Vel_aire	3.5	[m/s]
0.393	37.67	32.32	5.35	Den_aire	1.048	[Kg/m^3]

AMBIENTE

T db	27
T wb	23.22
Hum_relativa	0.73
Presion	89.9[kP]

m_a	0.29344	[Kg/s]
-----	---------	--------

CONSTANTES ECUACION GRAFICA

b	0.6816
m	-0.0145

TABLA COMPARATIVA ENTRE LOS VALORES HALLADOS Y LOS OBTENIDOS CON EL PROGRAMA (PARA LAS ENTALPIAS %)

L/G	NUD programa	Kx-a programa	Kx-a tabla	NUD tabla	%error
0.432797165	1.0946	0.609711404	0.572155799	1.02717734	6.159570588
0.500954198	1.03701	0.668598553	0.629505901	0.9763765	5.846954201
0.872410033	0.837914	0.940815719	0.873296454	0.777779654	7.176672754
0.981461287	0.591916	0.747683368	0.687856116	0.544552759	8.001682887
1.121183206	0.479594	0.692045728	0.640586013	0.544552759	13.54453115
1.339285714	0.427002	0.736016605	0.670752626	0.389138928	8.867188488

PRIMERA TOMA DE DATOS

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	1.5
deltaH	2.726622137
presion	89.9[kP]
discretizacion	10

T salida	H'	H	H'-H	[H'-H]pro	Cp*dT/[H'-H]pro
29.03	103.783	75.1847	28.5983		
30.53	112.487	77.91132214	34.57567786	31.58698893	0.19944921
32.03	121.822	80.63794427	41.18405573	37.87986679	0.166315263
33.53	131.842	83.36456641	48.47743359	44.83074466	0.14052856
35.03	142.605	86.09118855	56.51381145	52.49562252	0.120010007
36.53	154.174	88.81781069	65.35618931	60.93500038	0.103388856
38.03	166.62	91.54443282	75.07556718	70.21587824	0.089723296
39.53	180.021	94.27105496	85.74994504	80.41275611	0.078345779
41.03	194.46	96.9976771	97.4623229	91.60613397	0.068772687
42.53	210.033	99.72429924	110.3087008	103.8855118	0.060643683
				NUD tabla	1.02717734
				kx-a tabla	0.572155799

T salida	H'	H	H'-H	H'-H pro	Cp*dT/ H'-H pro
29.331	105.476	75.1847	30.2913		
30.741	113.755	78.15135076	35.60364924	32.94747462	0.179740635
32.151	122.598	81.11800153	41.47999847	38.54182385	0.153651265
33.561	132.05	84.08465229	47.96534771	44.72267309	0.132416056
34.971	142.159	87.05130305	55.10769695	51.53652233	0.114908801
36.381	152.979	90.01795382	62.96104618	59.03437156	0.100314441
37.791	164.567	92.98460458	71.58239542	67.2717208	0.088031047
39.201	176.986	95.95125534	81.03474466	76.30857004	0.077605962
40.611	190.307	98.91790611	91.38909389	86.21191927	0.068691198
42.021	204.605	101.8845569	102.7204431	97.05476851	0.061017095

SEGUNDA TOMA DE DATOS

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	1.41
deltaH	2.966650763
Presion	89.9[kP]
discretizacion	10

NUD tabla	0.9763765
kx-a tabla	0.629505901

T salida	H'	H	H'-H	H'-H pro	Cp*dT/ H'-H pro
29.89	108.699	75.1847	33.5143		
30.805	114.15	78.53737176	35.61262824	34.56346412	0.111186772
31.72	119.839	81.89004351	37.94895649	36.78079237	0.104483883
32.635	125.778	85.24271527	40.53528473	39.24212061	0.097930487
33.55	131.98	88.59538702	43.38461298	41.95994885	0.091587338
34.465	138.46	91.94805878	46.51194122	44.9482771	0.085498272
35.38	145.23	95.30073053	49.92926947	48.22060534	0.079696221
36.295	152.306	98.65340229	53.65259771	51.79093359	0.074202177
37.21	159.703	102.006074	57.69692595	55.67476183	0.06902589
38.125	167.44	105.3587458	62.0812542	59.88909008	0.064168616

TERCER TOMA DE

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	0.915
deltaH	3.352671756
Presion	89.9[kP]
discretizacion	10

NUD tabla	0.777779654
kx-a tabla	0.873296454

T salida	H'	H	H'-H	H'-H pro	Cp*dT/ H'-H pro
31.27	117.01	75.1847	41.8253		
31.994	121.59	78.16912748	43.42087252	42.62308626	0.071341619
32.718	126.329	81.15355496	45.17544504	44.29815878	0.068643937
33.442	131.234	84.13798244	47.09601756	46.1357313	0.065909869
34.166	136.311	87.12240992	49.18859008	48.14230382	0.063162744
34.89	141.567	90.1068374	51.4601626	50.32437634	0.060423998
35.614	147.009	93.09126489	53.91773511	52.68894885	0.057712292
36.338	152.646	96.07569237	56.57030763	55.24402137	0.05504306
37.062	158.484	99.06011985	59.42388015	57.99709389	0.052430213
37.786	164.533	102.0445473	62.48845267	60.95616641	0.049885027

CUARTA TOMA DE DATOS

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	0.724
deltaH	2.984427481
Presion	89.9[kP]
discretizacion	10

NUD tabla	0.544552759
kx-a tabla	0.687856116

T salida	H'	H	H'-H	H'-H pro	Cp*dT/ H'-H pro
31.971	121.436	75.1847	46.2513		
32.581	125.414	78.05717137	47.35682863	46.80406431	0.054738836
33.191	129.508	81.04159885	48.46640115	47.91161489	0.053473464
33.801	133.723	84.02602634	49.69697366	49.0816874	0.052198694
34.411	138.062	87.01045382	51.05154618	50.37425992	0.050859308
35.021	142.53	89.9948813	52.5351187	51.79333244	0.049465827
35.631	147.132	92.97930878	54.15269122	53.34390496	0.04802798
36.241	151.871	95.96373626	55.90726374	55.02997748	0.046556443
36.851	156.753	98.94816374	57.80483626	56.85605	0.045061168
37.461	161.785	101.9325912	59.85240878	58.82862252	0.043550229

QUINTA TOMA DI

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	0.61
deltaH	2.872471374
Presion	89.9[kP]
discretizacion	10

NUD tabla	0.443931948
kx-a tabla	0.640586013

T salida	H'	H	H'-H	H'-H pro	Cp*dT/ H'-H pro
32.32	123.704	75.1847	48.5193		
32.855	127.245	78.194075	49.050925	48.7851125	0.046059133
33.39	130.876	81.17850248	49.69749752	49.37421126	0.045509588
33.925	134.602	84.16292996	50.43907004	50.06828378	0.04487871
34.46	138.423	87.14735744	51.27564256	50.8573563	0.044182399
34.995	142.345	90.13178492	52.21321508	51.74442882	0.043424965
35.53	146.368	93.1162124	53.2517876	52.73250134	0.042611292
36.065	150.497	96.10063989	54.39636011	53.82407385	0.041747119
36.6	154.735	99.08506737	55.64993263	55.02314637	0.040837359
37.135	159.084	102.0694948	57.01450515	56.33221889	0.039888363
				NUD tabla	0.389138928
				kx-a tabla	0.670752626

Cpw	4.2
Twb	23.22
deltaT	0.535
deltaH	3.009375
Presion	89.9[kP]
discretizacion	10

ANEXO E

ANÁLISIS ECONÓMICO DE LOS MEDIOS DE ENFRIAMIENTO AIRE-AGUA

Which Cooling Medium—Water or Air?

The better cooling medium for various applications is not always obvious. Before making your selection, look over these cost data

Bob C. Perkins
Celanese Corporation of America
Pampa, Texas

WHEN SELECTING condensing equipment the first question which must be answered is: "Which cooling medium should be used—water or air?" In the past this choice rarely was considered since the selection of water was almost second nature. Now, however, consideration

should be given to the economics of both routes.

Water in many areas has become a precious commodity because of the rapid growth of petrochemical and refining industries. The air-cooled exchangers then are answering this and other problems in a number of plants.

Air-cooled exchangers are not the cure-all because the over-all economic picture may not point to the

air-cooled exchanger as being the better, even where cooling water is expensive. In addition to initial equipment costs, operating costs must be considered since the low price tag does not tell the whole story. Only when both items are carefully considered can the design engineer make the most economical selection of equipment.

A number of factors are involved in selecting the better cooling me-

dium. Some of the more important ones will be discussed:

Coolant Supply. In the case of air-cooled exchangers, the coolant supply is available in unlimited quantities at any location. Water, however, may not be available in the quantity or quality required at the desired plant location. Rivers, lakes, and wells are the major sources of water for cooling tower make-up. River water is relatively inexpensive and may often be used on a once through basis, eliminating altogether the need for a cooling tower to permit reuse of the water. This is an ideal situation. Lake and well water is less plentiful and usually more costly, particularly the latter source. Furthermore, the cooling tower for reusing water becomes necessary. Where the water supply is inadequate, even for makeup, the air-cooled exchanger can be quite valuable. They make it possible to locate plants near raw material sources and shipping facilities. This is common in many of the western states.

Weather and Condensing Temperatures. Limitations on cooling tower approach, during the summer months, can be an important factor when condensing temperatures are low. Along the Gulf Coast, 90 F. dry bulb and 70 percent humidity are common. Assuming a minimum approach of 5 F. to wet bulb on the cooling tower, the cooling water temperature will be only 3 F. lower than the ambient air temperature. In hot arid areas, cooling water may be available as much as 25 F. lower than ambient air temperature. This would be true for example with 105 F. ambient air, 25 percent humidity, and a 5 F. approach.

If a condensation temperature of 120 F. is required, the use of air-cooled exchangers would be prohibitive with 105 F. air if 80 F. water were available. However, air could be quite competitive with water if the air were available at 90 F. and the water at 87 F. High condensing temperatures likewise are more favorable to air.

Just as it is important to predict

cooling tower performance for water cooling, it is important to establish a practical maximum ambient air temperature for design of air-cooled units. This design point will depend on the location of the plant.

Installation Costs. Whichever cooling medium is selected, a number of items must be considered for each route. For water, the costs of cooling tower and basin, make-up water facilities, treatment equipment, cooling water circulating pumps and drivers, power supply,

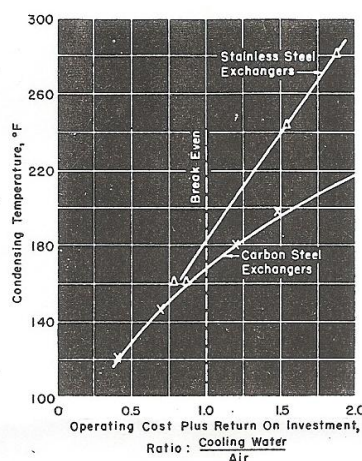


FIGURE 1—Usually air cooling is cheaper than water cooling when condensing temperature is high. This curve shows the break even point for two kinds of construction material.

necessary supply and return piping, blowdown facilities, and shell and tube exchangers contribute to this figure. For air-cooler units, the cost of fans, drivers, gear boxes, structure, power supply and exchanger bundles compose the installed cost. Consideration of all these items, as well as construction costs (foundations, contractor fees, etc.), is required for an accurate picture.

For a specific condensing service, installation costs for air-cooled exchangers will not necessarily be higher than shell and tube exchangers along with their pro-rata share of the cooling water facilities. For high condensing temperatures, the installed costs for water cooled units will usually be greater than for air units. This is because

the size of the cooling tower and other related facilities is a function of the heat duty once the cooling water temperature range has been established. On the other hand, the upper limit to which the air can be heated is governed only by the temperature approach.

A given air-cooled unit may handle twice the heat load with a high condensing temperature than it will with a low condensing temperature. For a shell and tube exchanger to handle twice the duty requires twice as much cooling water. Therefore, the total cost of the complete cooling water set-up would be greater.

Conversely, a low condensing temperature increases the required surface area of both a shell and tube exchanger and an air-cooled unit. Since the pro-rata share of the cost of cooling water is a function of heat load, the over-all cost for the shell and tube installation will be relatively low. The cost of the air-cooled unit auxiliaries, structure, foundations, fans and drivers will increase proportionately with the surface area, making the total cost higher than the cooling water unit.

Water Treating Costs. Treatment of recirculated cooling water systems is a must. The degree of treatment varies widely with the problems, such as, excessive scaling in exchangers; corrosion of the exposed metal surfaces in the cooling water system; algae and bacterial growth; deposition of dirt, silt, and mud in exchangers; and exchanger leakage contaminating process material with cooling water or vice versa. Practically all systems have one or more of these problems. Some are rather inexpensive to control while others may require extensive treatment and costly alloy materials. These problems and their solution contribute to the operating cost of cooling water systems.

Since these problems are not encountered with air-cooled exchangers, this one item—cost of treatment and personnel to administer it—could swing the economics in favor of the air-cooled unit.

Power Costs. As mentioned before,

the cost of cooling water facilities is basically a function of heat load while the air-cooled exchanger auxiliary cost depends (to a large degree) on condensing temperature. Therefore, a statement that power costs are greater for one route than the other cannot be made. Power requirements for water are: makeup water, circulating demands, and cooling tower fans. For the air unit, power is required to drive the fans. The over-all breakdown for Celanese's Pampa plant is roughly as shown in Table 1.

TABLE 1—Power Requirements

	Cooling Water System	Air Cooled Systems (Condensing and Sub-Cooling)
Heat Duty, Million Btu/Hr...	350	613
Horsepower Requirements		
Makeup Water.....	200	
Fans.....	800	2,640
Circulation.....	800	
Total.....	1,800	2,640
Per Million Btu.....	5.1 (design)	4.3 (design)

For this specific plant, the actual power requirement per unit of heat duty for air-cooled exchangers is about 16 percent less than that required for the cooling water system. Individual services, however, vary quite widely as will be shown later.

Space and Location Requirements. Plot area required for condensing facilities can present a problem. Frequently space occupied by shell and tube exchangers is adequately supplied by normal spacing of fractionating towers and allied

equipment. Air-cooled exchangers require considerably more space. However, by installing them above pipeways with the exchanger support as part of the pipeway support, any space problems can be greatly diminished if not eliminated. This may be desirable to reduce process piping costs, particularly where stainless steel overhead vapor lines are required, even where the space occupied by the air-cooler units is not critical. Therefore, with either air or water cooled exchangers, the exchanger itself will seldom present serious space or location problems.

The location of cooling tower and allied equipment may not be as easily solved. For minimum piping, the cooling tower should be located as near the fractionating towers as possible. However, fogging and misting can create poor working conditions nearby, particularly in winter months. Locations outside the operating area can present similar problems to public roads and private property.

Generally, the total land area will be larger for cooling water facilities than for air-cooled exchangers.

Maintenance Costs. A comparison of maintenance costs for the two routes usually shows a distinct advantage for the air unit. Repairs on drivers (electric or turbines), gear boxes and fans for the air-cooled exchangers are quite low. Any fouling and corrosion is confined to the process side of the exchanger.

For the water cooled units, in addition to the foregoing maintenance costs, there are additional costs due to fouling and corrosion on the water side of the exchangers, repairs to the cooling tower, treating equipment, makeup and blowdown facilities and circulating equipment. At Pampa, the maintenance on the air units, excluding corrosion or fouling due to process fluid, is about 30 percent of that for the cooling tower installation.

Blowdown Disposal. Disposal of cooling tower blowdown can pose a costly problem in certain areas. Main outlets for blowdown disposal are rivers, lakes and man-made ponds. If the river flow is small or intermittent, disposal of blowdown from cooling towers requiring extensive water treatment can present a hazard to wild life and domestic animals drinking the water.

Disposal to lakes for evaporation, of course, entails the expense of purchasing or leasing the land and transporting the stream. The same cost applies to man-made ponds plus cost of construction and possibly sprays to aid evaporation. The air-cooled exchanger is exempt from these problems.

Over-all Economics. The effect on economics of some of these factors, such as coolant supply, weather, space requirements, and blowdown disposal, is influenced largely by the type of plant and location. In the

TABLE 2—Compare Economics of Cooling Media

PRODUCT CONDENSED	ACETIC ACID		LOW BOILING ORGANICS		EXHAUST STEAM		METHANOL		METHANOL	
	Air	Water	Air	Water	Air	Water	Air	Water	Air	Water
Quantity, Lbs/Hr.....	100,000	100,000	51,800	51,800	100,000	100,000	25,000	25,000	25,000	25,000
Heat Duty, Btu/Hr.....	17,500,000	17,500,000	15,300,000	15,300,000	97,000,000	97,000,000	11,350,000	11,350,000	11,800,000	11,800,000
Condensing Temp., °F.....	244	244	160	160	212	212	180	180	147	147
Pressure, psig.....	90	138	105	150	145	250	90	150	95	160
"U", BTU/(Hr) (°F)(Ft ² Inside).....	112	148	43	64	76	117	60	84	34	51
LMTD, °F.....	1730	850	3,400	1,600	8,800	3,320	2,100	900	3,660	1,450
Inside Area Required, Ft ²										
Capital Investment, Dollars										
Cooling Tower (pro-rata share of a 10,000 gpm tower at \$200,000).....		35,000		30,600		194,000		22,700		23,600
Exchangers Matl. of Construction.....	Stainless Steel	Stainless Steel	Stainless Steel	Stainless Steel	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel
Installed Cost.....	43,200	12,700	85,200	22,600	132,000	12,800	31,500	4,100	54,900	6,000
Total Capital Investment.....	43,200	47,700	85,200	53,200	132,000	206,800	31,500	26,800	54,900	29,600
Operating Costs (Annual), Dollars										
Cooling Water Makeup and Treatment (\$0.005/1,000 Gal. Circulated).....		4,600		4,000		25,500		3,000		3,100
Power (\$0.006/KWH).....	2,400	3,700	4,700	3,200	12,200	21,600	2,900	2,400	5,000	2,500
Depreciation (7% on Exchangers).....	3,000	900	6,000	1,600	9,200	900	2,200	300	3,800	400
(5% on Cooling Tower).....		1,700		1,500		9,700		1,100		1,200
Maintenance (1% on Air, 3% on Water).....	400	1,400	900	1,600	1,300	6,200	300	800	500	900
Total Operating Cost per Year.....	5,800	12,300	11,600	11,900	22,700	63,900	5,400	7,600	9,300	8,100
Return on Investment (10% after Federal Tax at 50%).....	8,600	9,500	17,000	10,000	26,400	41,200	6,300	5,400	11,000	5,900
Total, Operating Cost and Profit, Dollars.....	14,400	21,800	28,600	22,000	49,100	105,100	11,700	13,000	20,300	14,000

examples which follow, no attempt will be made to show their bearing on the over-all economics. Other items discussed, however, are more general and the effect of each can best be illustrated with typical examples.

Examples

The following cases are taken from our operating experiments:

- Condensing acetic acid
- Condensing low boilers (organic chemical mixture)
- Condensing exhaust steam
- Condensing methanol at 15 psig
- Condensing methanol at atmospheric pressure

Table 2 shows the cost of installation, cooling water makeup and treatment, power, depreciation and maintenance. In each case a 10,000 gpm cooling tower with 105 F. to 85 F. range is assumed. A cost of \$200,000 for the tower, basin, circulating facilities, and treating equipment is assumed and a pro-rata share of this investment used in each example. A design ambient air temperature of 100 F. for the air-cooled exchangers is used. The costs for both shell and tube and the complete air-

cooled units are taken from recent estimates from manufacturers.

Return on investment is included in each example. Profit after taxes must be realized for these capital funds required for the initial installation. Since capital requirements vary with the route chosen, and from service to service, some method of showing this profit should be used to obtain the true economic picture.

The effect of low air side heat transfer coefficient for air coolers is evident in each example. Even with extended surface on the outside of the tube, the over-all coefficient is usually less than for shell and tube exchangers in condensing service. Likewise, the lower cooling tower inlet and outlet temperature (20 F. rise) as opposed to the air is evident in the log mean temperature difference (LMTD). The inside surface area for both types of exchangers is used for easier comparison of the size of the units.

Acetic Acid. Condensing acetic acid at atmospheric pressure requires stainless steel exchangers. The total capital investment for cooling water is only slightly higher than air. However, the operating cost for air is less than half that for water. This is due mainly to the relatively high condensing temperature of acetic acid. The economics are strongly in favor of air-cooled condensers.

Low Boiling Organics. Again stainless steel exchangers are required. Installation costs for the air route are higher but the operating costs are slightly lower. If operating cost alone were considered, the economics would favor air. However, when a return on investment is added to reflect the difference in installation costs, the choice swings back to cooling water.

Exhaust Steam. In the case of condensing exhaust steam, the latent heat is quite high requiring a large amount of cooling water. The majority of the capital investment is for providing this water. In addition to higher initial cost, the operating expense for the cooling water route is much higher than for air. The make-up and treatment costs alone are slightly higher than the total operating cost for air. Here, the eco-

nomics clearly indicate air to be the best route.

Methanol. A comparison for condensing methanol at 15 psig shows installed costs are less for water but operating costs are higher. Using a 10 percent return on investment after taxes, the air route is more economical. When the condensing temperature for methanol, however, is lowered by reducing the pressure to atmospheric, a different picture results. Installation as well as operating costs are higher for air and the economics point to cooling water.

In economic comparisons such as these, an interesting plot can be made of condensing temperature versus a ratio of the total operating cost and return on investment for water to air. The examples given as well as other services are plotted in Figure 1.

Since condensing temperature has a greater effect on economics than most of the other variables considered, a plot of this nature for a given plant can be useful for rough comparisons of new installations. The higher cost of exchanger bundles as compared to total installation cost for air is evident in services where stainless steel is required. In carbon steel or other less expensive alloys, an increase of about 15 F. in condensing temperature is necessary to reach the break even point where stainless steel bundles are used.

The factors discussed are certainly not all that can arise when answering the question, "which cooling medium should be used—water or air?" These, however, are some of the more important considerations and the illustrations make it evident that an automatic selection of cooling water without careful study of all factors involved can be a serious mistake.

Every plant is different and will have points in favor of and against each route. Both routes should be considered for each cooling service. Decisions based on proper evaluation of these factors will reduce production costs and increase plant profits.

Originally presented at the A.I.Ch.E. meeting in Cincinnati, December, 1958. ##

About the Author



Bob G. Perkins is a process engineer for Celanese Corp. of America, Pampa, Texas, where he works on the design of new facilities, improvement of existing facilities, technical service on plant problems and economic evaluations. Previously with Columbian Carbon Co. and Sid Richardson Gasoline Co., he has been with Celanese at Pampa for more than six years in organic chemicals production. Perkins received his B.S. degree in chemical engineering from The University of Texas in 1950.

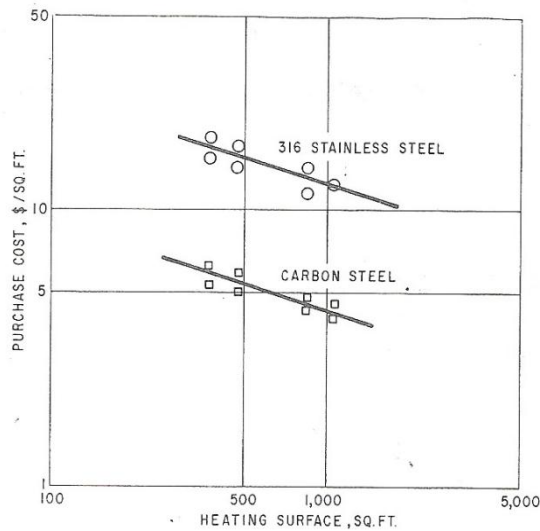


FIGURE 1—The delivered cost of existing air cooled exchangers can be related to inside heating surface. Aluminum fins are used on the two types of exchanger bundles represented here.

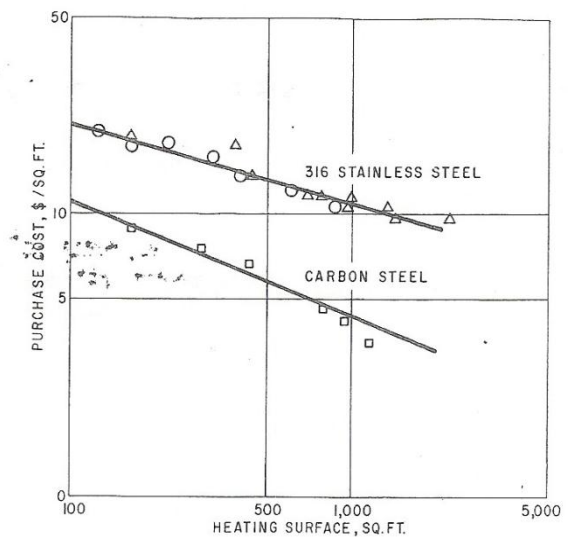


FIGURE 2—Data represented by circles are for stainless steel tubes, shells and tube sheets with carbon steel heads. Triangles represent stainless steel tubes, heads and tube sheets with carbon steel shells.

Which Cools Cheaper: Water or Air?

The answer may not be obvious since several factors must be considered. A graphical comparison of these factors makes the choice easier. If air wins, then a step-by-step design method will help assure proper sizing

C. L. Williams, Jr.,* and R. D. Damron
Celanese Chemical Co., Pampa, Texas

THE PROCESS ENGINEER, who is to decide whether to use air or water to remove heat from a process, must consider several economic factors. Among them are: fixed cost, depreciation, power cost, maintenance and profit.

Cost equations are developed here from actual plant

* Present address for Mr. Williams is Texas Instruments, Dallas, Texas.

operating experience and cost data. From these equations a family of curves is developed to show trends for typical process variables. For other basic data inputs, the cost equations can be used to establish similar curves.

Following the economic analysis, a process design procedure for air cooled heat exchangers is presented. This procedure shows a practical method to calculate the required heat transfer areas. An illustrative example incorporates engineering judgement into a step-by-step design procedure.

ECONOMICS OF AIR VS. WATER

Cost of Air Cooling. The annual operating cost for air cooling is a combination of several factors: power cost, depreciation, maintenance and profit. Each of these will be discussed and related to surface area—or to initial fixed cost which will later be related to surface area.

Power Cost. The power necessary for air cooling is consumed in the fan driver. Most fin fans are driven by

ANEXO F
CÓDIGO DE CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-AGUA
(RADIADOR) EN EL PROGRAMA EES

"DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR - RADIADOR"

"Transferencia de calor lado del aire"

s_1=0,0254 "Paso transversal"
s_2=0,0175 "Paso longitudinal"
phi_1=0,009525 "Diámetro exterior del tubo en la base del aletaje"
phi_2=0,008 "Diámetro interior del tubo"
h=0,0127 "Altura de la aleta"
delta=0,0005 "Espesor de la aleta"
N_u_air=0,19*(a/b)^0,2*(s/phi_1)^0,18*(h/phi_1)^(-0,14)*R_e_air^0,65*Pr_air^0,33
a=s_1/phi_1
b=s_2/phi_1

{Esta ecuación es válida para $10^2 < Re < 2 \cdot 10^4$ }

"velocidad media del aire"

V_m_air=m_dot_air/(rho_air*S_min)

v_air_vent=5 "Velocidad del aire que sale del ventilador - Asumida"
n_vent=2 "Número de ventiladores"
A_fr=50*36/(100^2) "Area frontal del radiador"
A_vent=pi*phi_vent^2/4
phi_vent=0,2286 "Diámetro del ventilador"
V_dot_aire=v_air_vent*A_fr "Flujo de aire en m^3/s"
m_dot_air=V_dot_aire*rho_air "caudal másico del aire"

"S_min para una disposición triangular"

S_min=n_t*(p-phi_1-2*n_f*delta*h)*L "Area mínima de flujo"

n_t= 14 "Número de tubos por fila o hilera"
n_f= 456 "Número de aletas por metro"
L=0,51 "Longitud del tubo"
L_2=0,035 "Profundidad del radiador"
L_3=0,36 "Altura del radiador"
p=0,0254 "Distancia entre los ejes de dos tubos consecutivos de una misma fila"

"Área en un banco de tubos aletados"

A_f=2*n_f*L*(L_2*L_3-((pi*phi_1^2)/4)*z*n_t) "Área aletada del banco de tubos"

$A_r = \pi \cdot \phi_1 \cdot n_t \cdot z \cdot L \cdot (1 - n_f \cdot \delta)$ "Área no aletada exterior"
 $A_{o_disp} = A_f + A_r$ "Área total disponible lado del aire"

$z = 2$ "Número de filas"

$s = (1/n_f) - \delta$ "Espacio entre aletas"

$P_{atm} = 101,325$ "Presión atmosférica"
 $T_{prom_air} = (T_{in_aire} + T_{out_aire})/2$

"Propiedades del aire"

$\mu_{air} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{prom_air})$
 $\rho_{air} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{prom_air}; P = P_{atm})$
 $k_{air} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{prom_air})$

$R_{e_air} = V_{m_air} \cdot \rho_{air} \cdot \phi_1 / \mu_{air}$
 $Pr_{air} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{prom_air})$

" h_{aire} es el coeficiente de convección del aire sin tener en cuenta la eficiencia de las aletas"
 $h_{aire} = (N_u_{air} \cdot k_{air}) / \phi_1$

"Eficiencia de las aletas"

$R_{fo} = 0,001$ " R_{fo} =resistencia por ensuciamiento"
 $k_{aletas} = 209,3$ "Si es aluminio [W/m-k] "
 $m_e = 2 / (((1/h_{aire}) + R_{fo}) \cdot k_{aletas} \cdot \delta)^{1/2}$

" δ =espesor de cada aleta"

" k_{aletas} =conductividad térmica del material de la aleta"

$h_e = h \cdot ((1 + (\delta/(2 \cdot h))) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln(\phi_1/\phi_2)))$ "Altura efectiva de la aleta"

"PSI es un factor de compensación para aletas rectangulares"

$PSI = 1 - (0,058 \cdot m_e \cdot h_e)$
 $\omega_1 = (\tanh(m_e \cdot h_e)) / (m_e \cdot h_e)$
 $\omega_f = (\tanh(m_e \cdot h_e)) / (m_e \cdot h_e) \cdot PSI$ "Altura efectiva de la aleta"

$\omega = (1 - (A_f/A_{o_disp})) \cdot (1 - \omega_f)$ "Eficiencia compensada de la aleta"

$h_{air_real} = h_{aire} \cdot \omega$

$\{(1/U_o) = (1/(h_o \cdot \eta)) + \{\delta \cdot X / (k \cdot (A_m/A_o)) + \} 1 / ((h_i \cdot \eta_{si}) \cdot (A_i/A_o))\}$
{ $A_i < A_o$ "Ecuación coeficiente global de transferencia de calor"

{LADO AGUA}

{ $\Delta X / (k \cdot (A_m / A_o)) = 0$ Se asume insignificante la resistencia térmica de la base}

$T_{\text{prom_agua}} = (T_1 + T_2) / 2$ "Temperatura promedio del agua"

"Propiedades del agua"

$\rho_{\text{agua}} = \text{Density}(\text{Water}; T = T_{\text{prom_agua}}; P = P_{\text{atm}})$
 $\mu_{\text{agua}} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = T_{\text{prom_agua}}; P = P_{\text{atm}})$
 $k_{\text{agua}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = T_{\text{prom_agua}}; P = P_{\text{atm}})$
 $cp_{\text{agua}} = \text{Cp}(\text{Water}; T = T_{\text{prom_agua}}; P = P_{\text{atm}})$

$m_{\text{dot_agua}} = V_{\text{dot_agua}} \cdot \rho_{\text{agua}}$ "Flujo másico de agua"
 $m_{\text{dot_agua_Y}} = V_{\text{dot_agua_Y}} \cdot \rho_{\text{agua}}$ "Flujo másico de agua en el radiador"

$A_{\text{int_tubo}} = \pi \cdot \phi^2 / 4$ "Área transversal del tubo de 3/8 de pulg"

$A_i = z \cdot n_t \cdot \pi \cdot \phi^2 \cdot L$ "Área de transferencia disponible lado del agua"

$V_{\text{dot_agua_gpm}} = V_{\text{dot_agua}} \cdot 1000 \cdot 60 / 3,78$ "Flujo volumétrico de agua en [gpm]"
 $V_{\text{dot_agua_gpm}} = 5$ "Flujo volumétrico de agua en [gpm]"
 $V_{\text{dot_agua}} = A_{\text{int_tubo}} \cdot V_{\text{agua}}$ "Flujo volumétrico del agua en m^3/s "

$V_{\text{dot_agua_Y}} = V_{\text{dot_agua}} / 2$ "Flujo volumétrico después de la Y"
 $V_{\text{dot_agua_Y}} = A_{\text{int_tubo}} \cdot V_{\text{agua_Y}}$ "Flujo volumétrico del agua en m^3/s "

$T_1 = 44,11$ "Temperatura del agua a la entrada del radiador encontrada después de iterar "

$Re_{\text{agua}} = \rho_{\text{agua}} \cdot V_{\text{agua_Y}} \cdot \phi^2 / \mu_{\text{agua}}$

$Pr_{\text{agua}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = T_{\text{prom_agua}}; P = P_{\text{atm}})$

$h_{\text{agua}} = 0,023 \cdot (k_{\text{agua}} / \phi^2) \cdot Re_{\text{agua}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{agua}}^{0,3}$

$Q_{\text{agua}} = m_{\text{dot_agua}} \cdot cp_{\text{agua}} \cdot (T_2 - T_1)$
 $Q_{\text{aire}} = m_{\text{dot_air}} \cdot cp_{\text{aire}} \cdot (T_{\text{out_aire}} - T_{\text{in_aire}})$
 $Q_{\text{agua}} = 7$ "Calor que gana el agua por parte del reactor"
 $Q_{\text{aire}} = Q_{\text{agua}}$

{CÁLCULO DEL ÁREA CON NTU}

$T_{\text{in_aire}} = 28$ "Temperatura entrada del aire"

$cp_{\text{aire}} = \text{Cp}(\text{Air}; T = T_{\text{prom_air}})$

$C_{\text{aire}} = m_{\text{dot_air}} \cdot cp_{\text{aire}}$

$C_{\text{agua}} = m_{\text{dot_agua}} * cp_{\text{agua}}$

$C_{\text{max}} = C_{\text{agua}}$

$C_{\text{min}} = C_{\text{aire}}$

$C_{\text{min}}/C_{\text{max}} = k_3$

{ $\epsilon = (T_2 - T_1)/(T_2 - T_{\text{in_aire}})$ "Cuando Cmin es el del fluido caliente"}

$\epsilon = (T_{\text{out_aire}} - T_{\text{in_aire}})/(T_2 - T_{\text{in_aire}})$ "Cuando Cmin es el del fluido frío"

$(1/U_o) = (1/h_{\text{air_real}}) + (1/((h_{\text{agua}}) * (A_i/A_o_{\text{disp}})))$ "U_o coeficiente de transferencia global lado del aire"

$(1/U_i) = (1/(h_{\text{air_real}} * (A_o_{\text{disp}}/A_i))) + (1/h_{\text{agua}})$ "U_i coeficiente de transferencia global lado del agua"

$NTU = (U_o/1000) * A_o/C_{\text{min}}$ " A_o área requerida en el lado del aire"

$NTU = (U_i/1000) * A_{i_req}/C_{\text{min}}$ " A_i_req área requerida en el lado del agua"

$\epsilon = 1 - \exp((1/(k_3 * NTU^{(-0,22)})) * (\exp(-NTU * k_3 * (NTU^{(-0,22)})) - 1))$ "Flujo transversal o cruzado (no se mezclan ambos torrentes)"

$Q_{LMTD_1} = F_C * U_o * A_o * LMTD$ "Cálculo del calor con la LMTD"

$Q_{LMTD_2} = F_C * U_i * A_{i_req} * LMTD$

$F_C = ((R^2 + 1)^{1/2} * \ln((1 - J)/(1 - R * J)))/((R - 1) * \ln(2 - J * (R + 1 - (R^2 + 1)^{1/2})) + (2 - J * (R + 1 + (R^2 + 1)^{1/2})))$ "Factor de corrección para cálculo del calor con la LMTD"

$J = (T_{\text{out_aire}} - T_{\text{in_aire}})/(T_2 - T_{\text{in_aire}})$

$R = (T_2 - T_1)/(T_{\text{out_aire}} - T_{\text{in_aire}})$

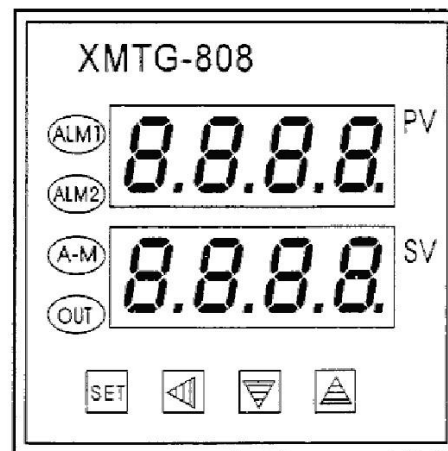
$LMTD = ((T_2 - T_{\text{out_aire}}) - (T_1 - T_{\text{in_aire}}))/\ln(((T_2 - T_{\text{out_aire}})/(T_1 - T_{\text{in_aire}})))$

{ $\epsilon = (1/(C_{\text{min}}/C_{\text{max}})) * (1 - \exp(-(C_{\text{min}}/C_{\text{max}}) * (1 - \exp(-NTU))))$ "Flujo transversal o cruzado (el torrente C_min no se mezcla)"}

{ $NTU = -\ln(1 + ((\ln(1 - \epsilon * (C_{\text{min}}/C_{\text{max}})))/(C_{\text{min}}/C_{\text{max}})))$ }

ANEXO G
CONTROL PID DE TEMPERATURA VIA

INSTRUCTION MANUAL
FOR
MICROCOMPUTER BASED
DIGITAL INDICATING CONTROLLER
XMT*-808



Preface

Thank you for the purchase of our microcomputer based temperature indicating controllers XMT*-808

This manual contains instructions for the mounting, functions, operations and notes when operating the XMT*-808

For model confirmation and unit specifications, please read this manual carefully before starting operation.

To prevent accidents arising from the misuse of this controller, please ensure the operator using it receives this manual.


Caution

- This instrument should be used according to the specifications described in the manual. If it is used according to the specifications, it may malfunction or cause fire.
- Be sure to follow the warnings, cautions and notices. If not, it could cause serious injury or malfunction.
- Specifications of the XMT*-808 and the contents of this instruction manual are subject to change without notice.
- Care has been taken to assure that the contents of this instruction manual are correct, but if there are any doubts, mistakes or questions, please inform our sales department.
- This instrument is designed to be installed in a control panel. If not, measures must be taken to ensure that the operator cannot touch power terminals or other high voltage sections.
- Any unauthorized transfer or copying of this document, in part or in whole, is prohibited.

SAFETY PRECAUTIONS

(Be sure to read these precautions before using our products.)

The safety precautions are classified into categories: "Warning" and "Caution".

Depending on circumstances, procedures indicated by  Caution may be linked to serious results, so be sure to follow the directions for usage.

Warning

Procedures which may lead to dangerous conditions and cause death or serious injury, if not carried out properly.

Caution

Procedures which may lead to dangerous conditions and cause superficial to medium injury or physical damage or may degrade or damage the product, if not carried out properly.

1. Installation precautions

Caution

This instrument is intended to be used under the following environmental conditions:

Mount the controller in a place with:

- A minimum of dust, and an absence of corrosive gasses
- No flammable, explosive gasses
- No mechanical vibrations or shocks
- No exposure to direct sunlight, an ambient temperature of 0 to 50°C (32 to 122°F) that does not change suddenly
- An ambient non-condensing humidity of 35 to 85%RH
- No large capacity electromagnetic switches or cables through which large current is flowing.
- No water, oil or chemicals or where the vapors of these substances can come into direct contact with the unit

Note: Do not install this instrument near flammable material even though the case of this instrument is made of flame resisting resin. Avoid setting this instrument directly on flammable material.

2. Wiring precautions

Caution

- Use the solderless terminal with an insulation sleeve that fits in the M3 screw when wiring the XMT*-808.
- The terminal block of this instrument is designed to be wired from the left side. The lead wire must be inserted from the left side of the terminal, and fastened with the terminal screw.
- Tighten the terminal screw within the specified torque. If excessive force is applied to the screw when tightening, the screw or case may be damaged.
- Do not apply a commercial power source to the sensor which is connected to the input terminal nor allow the power source to come into contact with the sensor, as the input circuit may be burnt out.
- This controller has no built-in power switch, circuit breaker or fuse. It is necessary to install them near the controller. (Recommended fuse: Time-lag fuse, rated voltage 250V AC, rated current 2A)
- When using a 24V AC/DC for the power source, do not confuse the polarity when it is DC.

3. Running and maintenance precautions

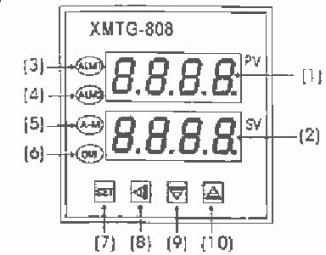
Caution

- It is recommended that PID auto-tuning be performed on the trial run.
- Do not touch live terminals. This may cause electric shock or problems in operation.
- Turn the power supplied to the instrument OFF when retightening the terminal and cleaning. Working or touching the terminal with the power switched ON may result in Electric Shock causing severe injury or death.
- Use a soft, dry cloth when cleaning the instrument. (If paint thinner is used, it might deform or tarnish the unit.)
- As the display section is vulnerable, do not strike or scratch it with a hard object or press hard on them.

— CONTENTS —

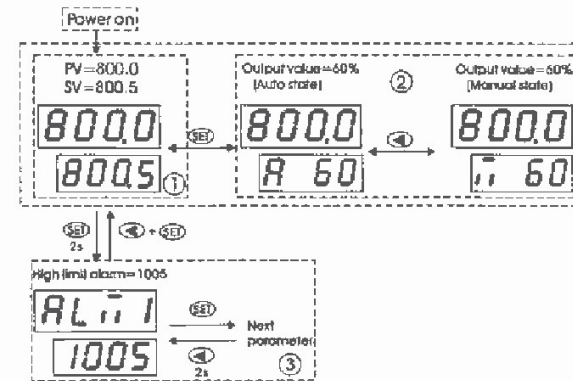
1. Name and functions of the sections	5
2. Display Status	5
2.1 Basal operation description	6
2.1.1 Display transfer	6
2.1.2 Data setup	6
2.1.3 Man/Auto mode switch	6
2.1.4 Setting parameters	6
2.2 Artificial intelligence control and auto tuning	6
3. Wiring connection	7
4. Setup flow chart	8
4.1 Alarm parameter "ALM1", "ALM2", "Hy-1", "Hy-2"	8
4.2 Dead band parameter "Hy"	10
4.3 Control mode parameter "At"	10
4.4 Control action explanations	10
4.4.1 "I", "P", "D"	10
4.4.2 PID auto-tuning of this controller	11
4.4.3 Auto-reset (offset correction)	11
4.5 Output period "T"	12
4.6 Input specification parameter "Sn"	12
4.7 Decimal point setting parameter "dIP"	12
4.8 "P-SH" and "P-SL": Scale definition parameter for linear input/retransmission output	12
4.9 Input shift parameter "Pb"	13
4.10 Outout definition parameter "OP-A", "outL" and "outH"	13
4.11 Alarm output definition parameter "AL-P"	13
4.12 Function parameter "COOL"	13
4.13 Communication interface related parameters "Addr" and "bAud"	14
4.14 Input digital filter parameter "FILT"	14
4.15 System parameter "A-M"	14
4.16 Privilege for parameter set "Lock"	14
4.17 Field parameter definition "EP1-EP8"	14
5 Additional remarks of time proportional output	15
6 Further description about general work mode	15
6.1 ON-OFF control instrument (simple temperature controller)	15
6.2 3-point (upper, lower alarm) control instrument	15
6.3 Temperature transmitter	15

1. Name and functions of the sections



- (1) PV display
Indicates the process variable (PV) with a red LED.
- (2) SV display
Indicates the setting value (SV) or manipulated variable (MV) with a green LED.
- (3) ALM1 indicator
When ALM1 output is ON, a red LED lights
- (4) ALM2 indicator
When ALM2 output is ON, a red LED lights
- (5) A-M indicator
When Manual adjust is ON, a green LED lights.
- (6) OUT indicator
When OUT is ON, a green LED lights.
(In the case of DC current output type, it blinks in a 1 second cycle corresponding to the output manipulated variable.)
- (7) Mode key (SET)
Switches the setting mode and registers the setting value and selected value.
(Setting value and selected value are registered by pressing the mode key.)
- (8) Data shift key OR Auto/Manual function key (<)
- (9) Decrease key (▽)
Decreases numeric value of the setting value.
- (10) Increase key (△)
Increases numeric value of the setting value.

2. Display Status



After power on, display status ① will be shown. The upper display window displays four-digit measured value (PV). The lower display window displays four-digit setpoint value.

Press SET key and change the display status into mode ②, then output value will be displayed in the lower display window. ① and ② are the basal status of the instrument. During the basal status, "SV" display window can indicate certain state of the system by means of the alternate symbol. They are as follows:

- If the input measurement signal beyond the measurement range (caused by wrong setting of sensor spec. or open (short) circuit), "o.r.t." will be displayed with blinking. Then the instrument terminate its control function automatically, and the output value is fixed according to the parameter out.
- When alarm occurred, it will display "ALM1", "ALM2", "Hy-1", or "Hy-2", they indicate the high limit alarm, lower limit alarm, positive deviation alarm, and negative deviation alarm.

2.1 Basal operation description

2.1.1 Display transfer

Press SET key can change the display status. XMT-308 can be transferred between display status ① and display status ②.

2.1.2 Data setup

If the parameter lock isn't locked, we can setup most of the data displayed in the lower display window. For example, setpoint input of XMT-308 is as follows:

Press SET key to change the status to setpoint input. Now the decimal point of the last one digit (unit's place) of the displayed SV value begins blinking (like cursor). Press ∇ key to decrease the value, press Δ key to increase the value, and \leftarrow key to move to the digit expected to modify. To complete the set point changing, press SET again.

2.1.3 Man/Auto mode switch

Bumpless switching between AUTO and MAN can be performed by pressing SET key once. If the instrument works on Manual mode, its output value can be increased or decreased by pressing Δ key and ∇ key under display status ②.

2.1.4 Setting parameters

If the instrument is on its basal display status (display status ① or ②), press SET and hold for about 2 seconds until parameter is displayed (display status ③). Then the key \leftarrow Δ ∇ can be used to modify parameters. Press and hold the \leftarrow key can return to the preceding parameter. Press \leftarrow key (don't release) and then press SET key simultaneously can escape from the parameter setup. The instrument will escape automatically from the parameter setup operation if no key is pressed within 30 seconds.

Note: refer to the instrument whose parameters are locked by setting parameter "Lock", most of its parameters are inhibited except those defined by field parameter "EP".

2.2 Artificial intelligence control and auto tuning

So if you want to execute auto tuning, you must adjust setpoint to an often-used value first, and then press and hold the \leftarrow key for about 2 seconds until the "At" symbol is displayed in the lower display window if you want to start up auto tuning function (Auto tuning is not allowed to start up again unless you set parameter Ctrl to 2 manually if the function has been executed once). During auto tuning, the instrument executes on-off control. After 2-3 times on-off action, the microprocessor in the instrument will analyze the period, amplitude, waveform of the oscillation generated by the on-off control, and calculate the optimal control parameter value. The instrument begins to perform accurate artificial intelligence control after parameter auto tuning is finished. If you want to escape from auto tuning status, press and hold the \leftarrow key for about 2 seconds until the blinking of "At" symbol is stopped in the lower display window. Generally it will meet you need to perform auto tuning one time only. After the auto tuning is finished, the instrument will set parameter "At" to 3 (factory set is 1), and now it is not allowed to start up auto tuning by pressing \leftarrow key on front panel. This will avoid repeat

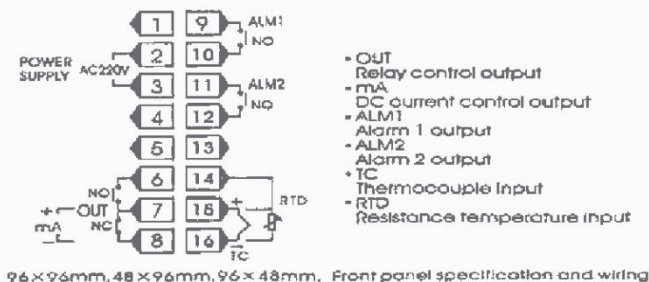
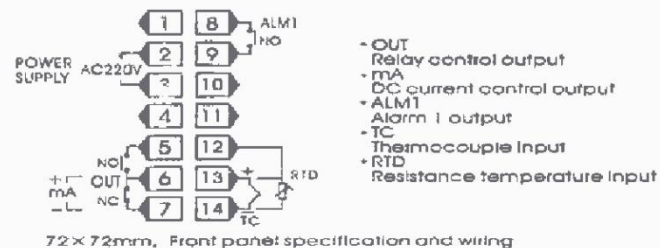
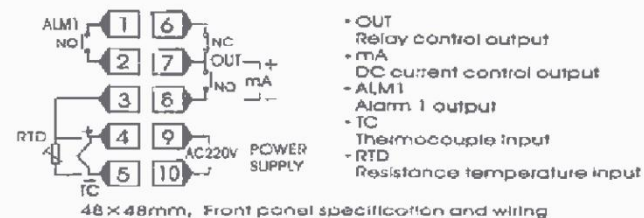
auto tuning by mistake

3. Wiring connection

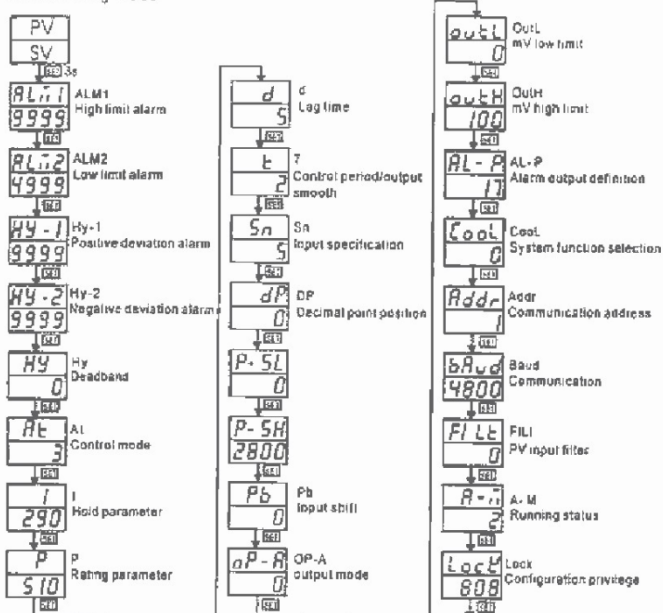
Warning

Turn the power supply to the instrument off before wiring or checking. Working or touching the terminal with the power switched on may result in Electric Shock causing severe injury or death. Moreover, the instrument must be grounded before the power supply to the instrument is turned on.

Terminal arrangement



4. Setup flow chart Code setting mode



EP1-EP8

Code	Description	Setting Range	Engineer Unit	Remarks
ALM1	High limit alarm	-1999~+9999	°C or I defined unit	Linear unit defined by para P-SL and P-SH when linear voltage/resistance input is selected
ALM2	Low limit alarm	-1999~+9999	°C or I defined unit	
Hy-1	Positive deviation alarm	0~9999	0.1 °C or I defined unit	
Hy-2	Negative deviation alarm	0~9999	0.1 °C or I defined unit	
Hy	Deadband	0~20°C or 0~2000		ON/OFF control and alarm only
AL	Control mode	0~3 see the following text for details		
I	Hold parameter	0~9999	0.1 °C or I defined unit	0 disable integral function
P	Rating parameter	1~9999		

d	Lag time	0~2000	sec	
t	Control period/output smooth	0~125	sec	
Sn	Input specification	0,1,4,5,20,21 see the following text for details		Configure varied resolution
dP	Decimal point position	0~1 see the following text for details		
P-SL	standby			
P-SH				
Pb	Input shift	-1999~+4000	0.1 °C or I defined unit	
OP-A	Output mode	0~2 see the following text for details		
OUTL	Low limit	0~110	1%	
OUTH	High limit	0~110	1%	
AL-P	Alarm output definition	17		
COOL	System function selection	0~1		
Addr	Communication address	0~100		Retransmission low limit current
bAud	Communication baud rate	0~19200		Retransmission high limit current
FILT	PV input filter	0~20		Define digital filter intensity
A-M	A-M status	0. Manual 1. Automatic 2. Manual suppressing		
Lock	Configuration privilege	0~9999		
EP1-EP8	Field parameter definition	nonE-A-M		

4.1 Alarm parameter "ALM1", "ALM2", "Hy-1", "Hy-2"

These 4 parameters set instrument's alarm function. Alarm signal will be triggered to make instrument's relay contact close (N.C contact open), if alarm condition is satisfied. Alarm messages is displayed in turn in SV display window. When the cause of alarm is removed, then the alarm is cleared automatically.

Alarm condition is following:

- **ALM1:** High limit absolute alarm. If the process value is greater then the value specified as "ALM1+Hy", then the alarm is set, and the alarm will be cancelled if the process value is less than the value of "ALM1-Hy".
- **ALM2:** Low limit absolute alarm. If the process value is greater then the value specified as "ALM2+Hy", then the alarm is set, and the alarm will be cancelled if the process value is less than the value of "ALM2-Hy".
- **Hy-1:** Positive alarm. If PV minus SV is greater than the value specified as "Hy-1 +Hy", the alarm is set, and the alarm will be cancelled if the process value is less than the value of "Hy-1 -Hy". It also used as the second high limit alarm in case of on-off control.
- **Hy-2:** Negative deviation alarm. If PV minus SV is greater than the value specified as "Hy-2 +Hy", the alarm is set, and the alarm will be cancelled if the process value is less than the value of "Hy-2 -Hy". It also used as the second high limit alarm in case of on-off control.

● orAL: Input over range or under range

Process variable exceeds the configured range (High limit or low limit), caused by error configuration of sensor type, sensor disconnection or short-circuit. In the event of input over range, instrument will stop control automatically and the value specified in advance as the parameter "outL" is output as the manipulated value.

Among which "orAL" don't need to be configured. Generally user don't need the whole 4 alarm. Limit value can be set to those parameters not used to avoid alarm function. Ex, the following configuration: ALM1=9999, ALM2=1999. When the configuration Hy-1+9999 (999.9°C for temperature) or Hy-2+9999 (999.9°C for temperature) is set, even if the difference value is greater than 9999, Hy-1 or Hy-2 alarm will not be triggered.

4.2 Dead band parameter "Hy"

Dead band parameter Hy is set to permits protection of position control output from high switching frequencies caused by process input fluctuation. Dead band parameter is used for position control, 4-alarm control as well as the position control at auto tuning.

For example: Hy parameter can affect upper absolute alarm as the following, provided upper alarm parameter "ALM1" is set as 800°C, Hy parameter is set as 2.0°C.

- Instrument is in normal status at the beginning, when process value is greater than 802°C (ALM1+Hy), the upper absolute alarm can be triggered.
- Instrument is in upper alarm status at the beginning, when process value is less than 798°C (ALM1-Hy), the alarm can be cleared.

4.3 Control mode parameter "At"

At=0 ON/OFF control, suitable for the application which don't need high precision.

At=1 It is improved on the basis of PID control and fuzzy control, having more extensive adaptability to the process, and it is possible to get a good control for processes can be started up from front panel on this setting.

At=2 Starting up auto tuning, points for attention have been described in preceding text. The function is the same as starting auto tuning from front panel. After auto tuning is done, once setting parameter At to 2 can start up more auto tuning.

At=3 this configuration is automatically set after auto tuning is done. At this setting, starting auto tuning from front panel is inhibited to prevent error operation from starting auto tuning repeatedly.

4.4. Control action explanations

4.4.1 PID

(1) Proportional band "P"

Proportional action is the action which the control output varies in proportion to the deviation between the setting value and the processing temperature.

If the proportional band is narrowed, even if the output changes by a slight variation of the processing temperature, better control results can be obtained as the offset decreases.

However, if the proportional band is narrowed too much, even slight disturbances may cause variation in the processing temperature, control action changes to ON/OFF action and the so called hunting phenomenon occurs.

Therefore, when the processing temperature comes to the balanced position near the setting value and a constant temperature is maintained, the most suitable value is selected by gradually narrowing the proportional band while observing the control results

(2) Integral time "I"

Integral action is used to eliminate offset. When the Integral time is shortened, the returning speed to the setting point is accelerated. However, the cycle of oscillation is also accelerated and the control becomes unstable.

(3) Derivative time "D"

Derivative action is used to restore the change in the processing temperature according to the rate of change. It reduces the amplitude of overshoot and undershoot width.

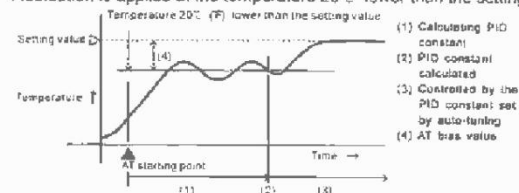
If the derivative time is shortened restoring value becomes small and if the derivative time is made longer, an excessive returning phenomenon may occur and the control system may be oscillated.

4.4.2 PID auto-tuning of this controller

In order to decide each value of P, I, D and ARW automatically, this system forcibly fluctuates the object being controlled.

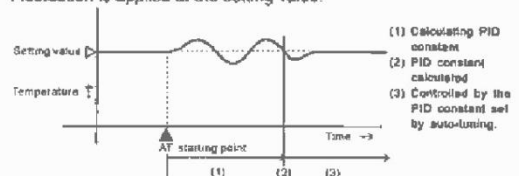
(1) When the difference between the setting value and processing temperature is large as the temperature rises.

Fluctuation is applied at the temperature 20°C lower than the setting value.



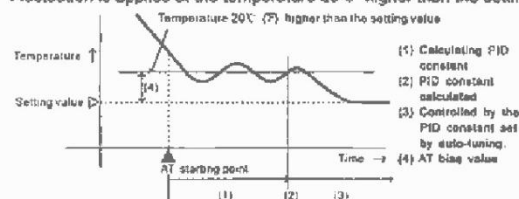
(2) When the control is stable or when control temperature is within ±20°C of setting value.

Fluctuation is applied at the setting value.



(3) When the control temperature is 20°C or higher than the setting value.

Fluctuation is applied at the temperature 20°C higher than the setting value.

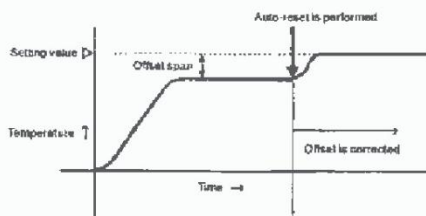


4.4.3 Auto-reset (offset correction)

Auto-reset is performed to correct the offset at the point at which PV indication is stabilized within the proportional band during the PD action.

Since the corrected value is internally memorized, it is not necessary to perform the auto-reset again as long as the process is the same.

However, when the proportional band is set to 0, the corrected value is cleared.



4.5 Output period "T"

Parameter T can be set between 0.5 to 125 seconds. It represents the calculate speed of the instrument. When T increased, proportion function will be increased and derivative function will be decreased. If $T \geq 5s$, derivative function is absolutely eliminated, then the system is a proportional or proportional-integral system. The change of this parameter will nearly have no influence to the system if T is less than 1/5 of its original value.

The following principle is for adjusting parameter "T".

- In case of time proportional output mode, if SSR (Solid state relay) or PBR is used as executive bodies, then control period can be set smaller (generally 0.5 through 2 seconds) to improve control precision. If relay contact output is used, then parameter "T" should be set to be larger than or equal 4 seconds generally, because a small value set will decrease service life of mechanical contacts. A large value set will increase service life of relay, but will decrease control precision, so select a value to satisfy both sides.
- In case of linear current output, decreasing parameter T will speed up output responsibility and improve control precision, but will lead to frequently changed output current and arising there from frequent movement of executive bodies (ex. Control valve). Now increasing parameter T appropriately will make value move smoothly.

4.6 Input specification parameter "Sn"

Instrument is available with varied input function. Different input type such as thermocouple and RTD can be selected in the same instrument through parameter setting. Automatic non-linear calibration of high precision for thermocouple and RTD is available in the instrument, with measurement input accuracy less than 0.2%F.S. The following table shows input specification corresponding to the set value of parameter Sn.

Sn	Input spec.	Sn	Input spec.
0	K	5	J
1	S	20	Cu50
4	E	21	Pt100

4.7 Decimal point setting parameter "dIP"

In case of thermocouple or RTD input, dIP is used to define temperature display resolution.

dIP=0, temperature display resolution is 1°C.

dIP=1, temperature display resolution is 0.1°C.

Adjustment of this parameter only affects the display, and gives no effect on control or retransmission output because the internal temperature measurement resolution is fixed at 0.1°C, then temperature will be displayed at the resolution of 0.1°C for input below 1000°C and 1°C for input over 1000°C.

4.8 "P-SH" and "P-SL": Scale definition parameter for linear input/retransmission output

Parameter "P-SH" and "P-SL" are used to define the display span for linear input, and to set the engineering unit for measurement. In case of thermocouple or RTD input Parameter "P-SH" and "P-SL" are not used.

4.9 Input shift parameter "Pb"

Parameter Pb is used to make input shift to compensate the error produced by sensor or input signal itself.

For thermocouple input, parameter Pb is used to correct reference junction compensation error. The instrument itself will not produce error after a long time used, because the technology of digital calibration is used in the instrument to substitute potentiometer of bad stability, and function of automatic zero modulation will guarantee no zero drift produced in the instrument.

Parameter "Pb" is used to make input shift to compensate the error produced by measurement. For example, provided input signal keep unchanged, if when parameter "Pb" is set to 0.0°C, the temperature measurement of the instrument is 500.0°C, then when parameter "Pb" is set to 10.0°C, the temperature measurement display will be 510.0°C.

Note: Instruments are all calibrated before delivering, and so the default value of parameter "Pb" is zero. Only adjust this parameter when recalibration of measurement is necessary.

4.10 Output definition parameter "OP-A", "outL", and "outH"

Parameter OP-A is used to define the mode of main output signal, and parameter "outL" and "outH" is used to define output lower limit and upper limit. Note: setting of parameter "OP-A" must conform to the module type installed as main output.

- OP-A=0, the mode of main output is time-proportional output of on-off mode (for on-off control). If output modules such as SSR voltage output, relay contact discrete output, BCR cross zero trigger output, and BCR n0-contact discrete output are installed as main output, then "OP-A=0" should set.
- OP-A=1, any specification DC current output, continuous output mode. Linear current output module should be installed to main output.
- OP-A=2, Actuation is time proportional output of on-off mode.
- outL, Restrain minimum value of adjust output. When the function of sectional power restriction is executed, it is the output upper limit if output value is lower than the value of lower limit alarm. If bi-directional adjustment software is installed, then instrument is turned to be duo directional output system, when outL<0, it represents the maximum output of refrigeration output.
- outH, Restrain maximum value of adjust output.
- If linear current output module is installed in the instrument as auxiliary function module, then parameter "outL" and "outH" is used to define the scale of linear current for the corresponding retransmission output. And parameter "outL" is used to define output low limit and parameter "outH" is used to define output high limit. The unit is 0.1mA. For example, if a 4-20mA retransmission output need to be defined, then you can set like below: outL=40, outH=200.

4.11 Alarm output definition parameter "AL-P"

- Setup "AL-P"=17
- "ALM1" is High limit alarm;
- "ALM2" is Low limit alarm;
- "Hy-1" is Positive deviation alarm;
- "Hy-2" is Negative deviation alarm.

4.12 Function parameter "Cool"

Parameter "Cool" is used to select some system functions

- Cool=0, reverse action control mode. When this mode is selected, an increase in PV results in decrease in the control output. Ex. heating control.
- Cool=1, direct action control mode. When this mode is selected, an increase in PV results an increase in the control output. Ex. cooling control.

4.13 Communication interface related parameters "Addr" and "baud"

When RS232C or RS485 communication interface is installed as auxiliary function, parameter "Addr" and "baud" is used to define the communication address and baud rate define respectively for communication modules in the instrument.

4.14 Input digital filter parameter "FILT"

If measurement input fluctuates due noise, then digital filter can be used to smooth the input. Parameter "FILT" may be configured in the range of 0 to 20, among which, 0 means no filter, 1 means intermediate-value filter and 2-20 means that intermediate-value filter and second order integral filter can be selected simultaneously.

The multiples of second integral filter is the square parameter "FILT", and can be up to hundreds times. When a large value is set, the measurement input is stabilized but the responsibility at the time is deteriorated. Generally if great interference exist, then you can increase parameter "FILT" gradually to make momentary fluctuation of measurement input less than 2 to 5 values. If the instrument is being tested at laboratory, then parameter "FILT" should be set to 0 or 1 to short the time responsibility.

4.15 System parameter "A-M"

Parameter A-M is used to define auto/man be working status as below.

- A-M=0, manual control state
- A-M=1, automatic control state
- A-M=2, automatic control state, in this state manual operation is prohibited. When the manual

4.16 Privilege for parameter set "Lock"

If parameter Lock is set to other values than 808, then only field parameters the range of 0 to 8 and parameter Lock itself can be set. When parameter Lock is set to 808, user can set all parameters.

Parameter Lock provides several operation privileges. See the following:

- Lock=0, modification field parameters and set point is allowed.
- Lock=1, allowed to display and view field parameters, and to set point. But the modification of field parameters (except parameter Lock itself) is not allowed.
- Lock=2, allowed to display and view field parameters, but the modification of field parameters and set point (except parameter Lock itself) is not allowed.
- Lock=808, configuration of all parameters and set point is allowed.

If Lock is set to other values than the above mentioned, the result may be one of those above mentioned, and most of them are the same as when Lock=1 is set.

If you set Lock to be 808 during field parameter (EP1-EP8) setting, parameter Lock will automatically turned to be 0 when you finished setting field parameter, but if you set Lock to be 808 after the parameters are unlocked, parameter Lock will be saved as 808 permanently.

4.17 Field parameter definition: "EP1-EP8"

EP1-EP8 define 1-8 field parameters for operators' use in parameter table. Their parameter values are parameters except parameter EP itself like ALM1, ALM2, etc. when Lock is set to 0, 1, 2, and so on, only parameters or setting values of program defined can be displayed, other parameters can not be displayed and modified. This function can speed up the parameter modification and prevent important parameters (like input, output parameters) from modifying falsely.

Parameters from EP1 to EP8 can define 8 field parameters at most, if the number of field parameters is less than 8 (sometimes even none), it is necessary to define useful parameters from EP1 to EP8 in order, the first parameter which are not used is defined as none. For example, two parameters of ALM1 and ALM2 are need to be modified by field operators, the parameter EP can be set as following:

Lock=0, EP1=ALM1, EP2=ALM2, EP3=none.

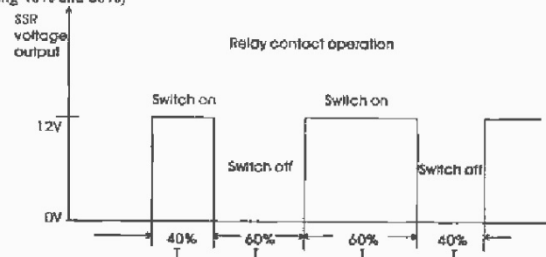
Sometimes field parameters are not needed after we finish adjusting the instrument, we can set EP1 parameter as none.

5 Additional remarks of Time proportional output (when OP-A=0)

In case of time proportional output mode, the output value can change by adjusting, during a fixed base period, the ratio of relay on-off time (or the ratio of the time during which SSR high voltage output or low voltage output is activated).

Time proportional output can be regarded as a square wave, the base period of which equals to control period "T", and the output value of which direct proportional to the on-off ratio of the square wave. The on-off ratio may be configured to be in the range of 0% to 100%. For special applications, the range of time proportional output can be clamped by tuning parameters "outL" and "outH". For example, if the output need to be clamped to between 20% and 60%, then "outL=20, outH=60" may just be set. Normally in case of time proportional output, if "outL=0, outH=100" is set, then there will be no output limit.

Below is a schematic diagram for time proportional output (waveform respectively for output being 40% and 60%)



6 Further description about general work mode

6.1 ON-OFF control instrument (simple temperature controller)

Dead band of ON-OFF control can be set by parameter H_y. When Instruments are used for ON-OFF control, it should be set as below: At=0, OP-A=0.

Parameters for artificial intelligence control, such as I, P, I and T, have no function in this occasion.

Lock=1: inhibit the modification of field parameters, inhibit the display and modification of other parameters.

EP1=none: field parameters are not defined.

6.2 3-point (upper, lower alarm) control instrument

To make the instrument have upper, lower alarm function, the parameters should be set as below:

At=0, OP-A=2, COOL=0, AL-P=17, Lock=0, EP1=ALM1, EP2=none.

6.3 Temperature transmitter

Instrument can retransmit its analog input signal into linear current output of any range, and can be used as an instrument with the display and temperature retransmission function. You can set various thermocouple/RTD input, and any temperature retransmission range and current output specification, with the retransmission accuracy less than 0.1mA in the range of 0-20mA (i.e., less than 0.5%F.S.). Related parameters are as below:

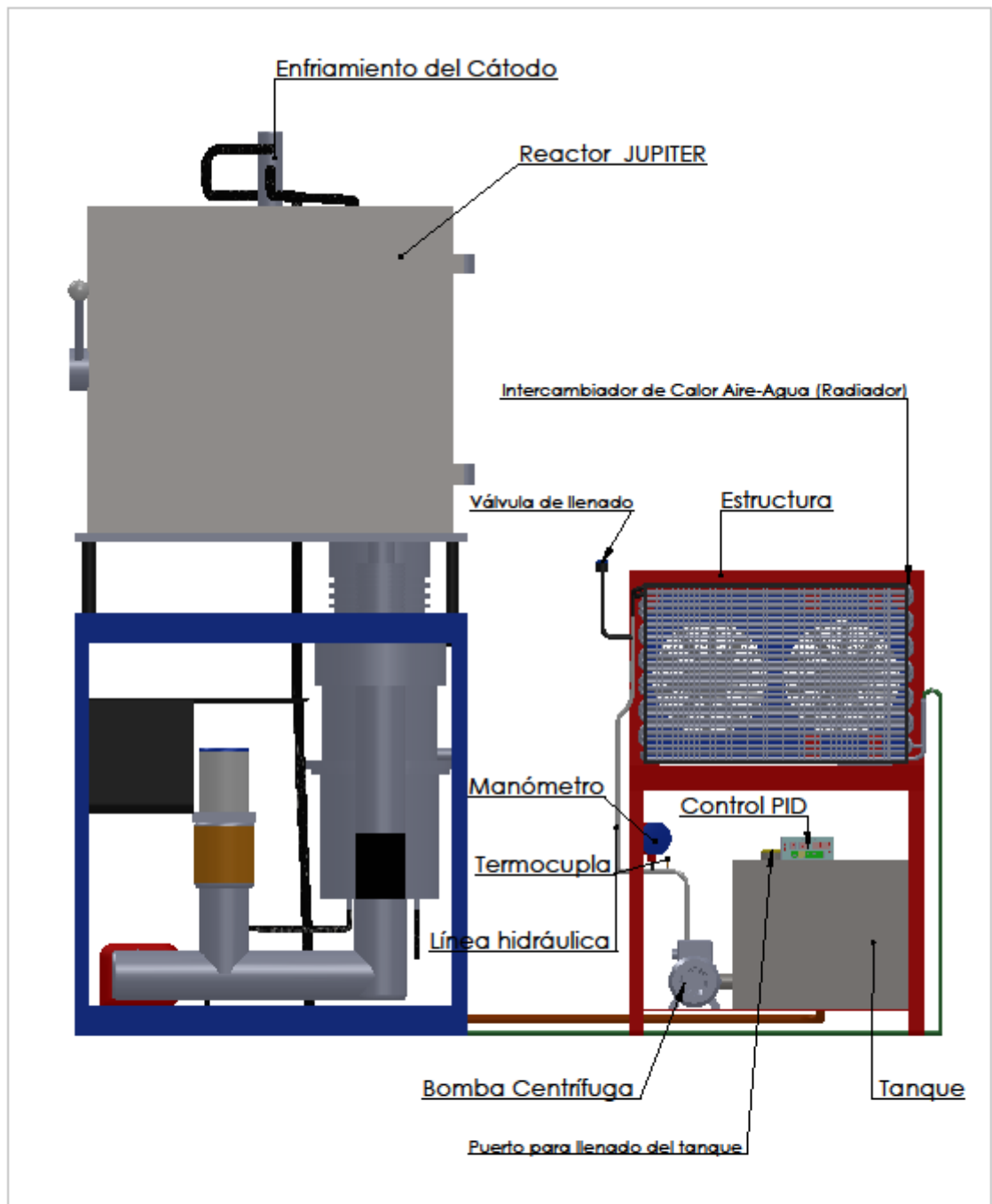
Sn: select thermocouple/RTD input specification

At=0 (ON-OFF control mode)

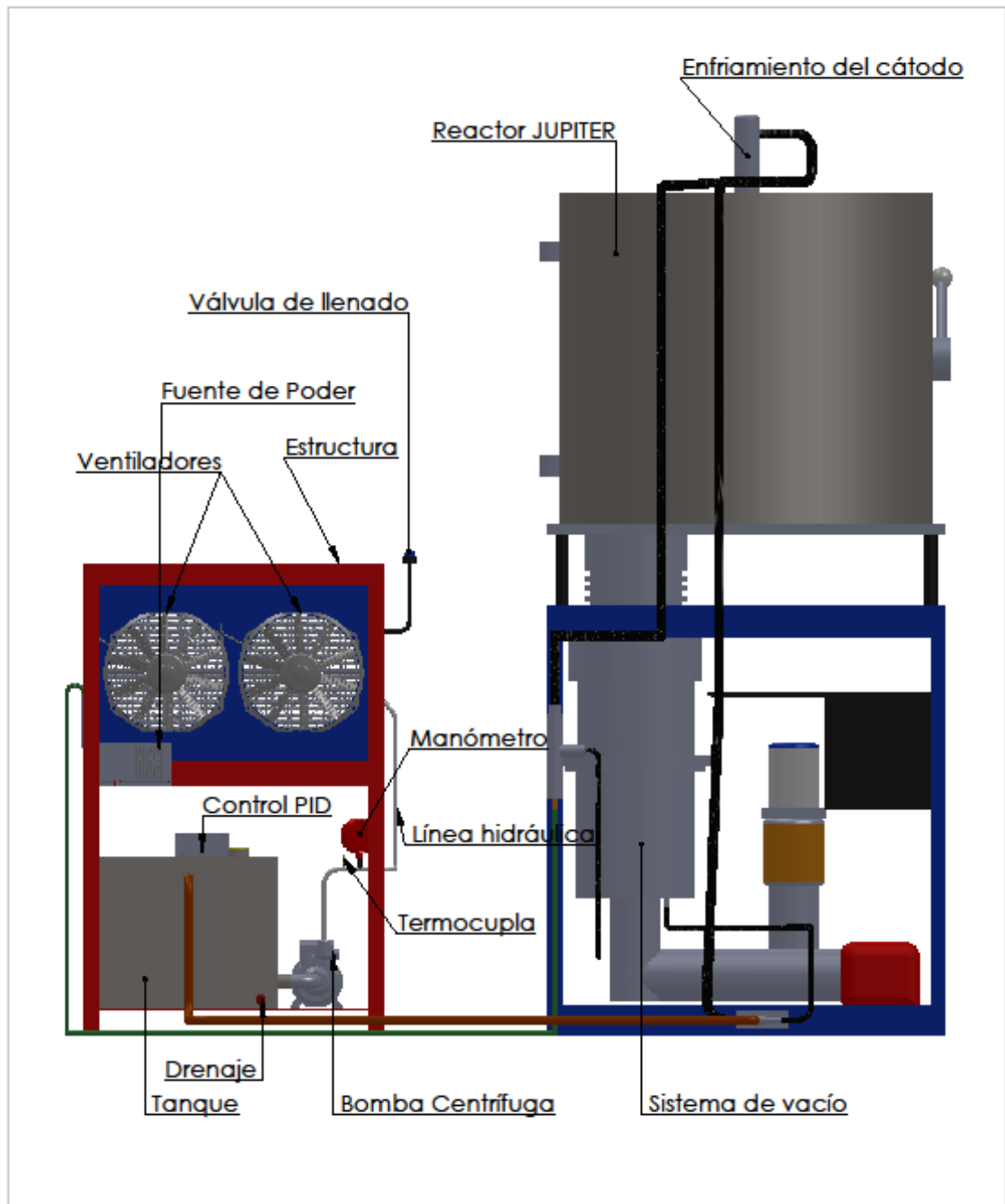
OP-A=1, (linear current output)

ANEXO H

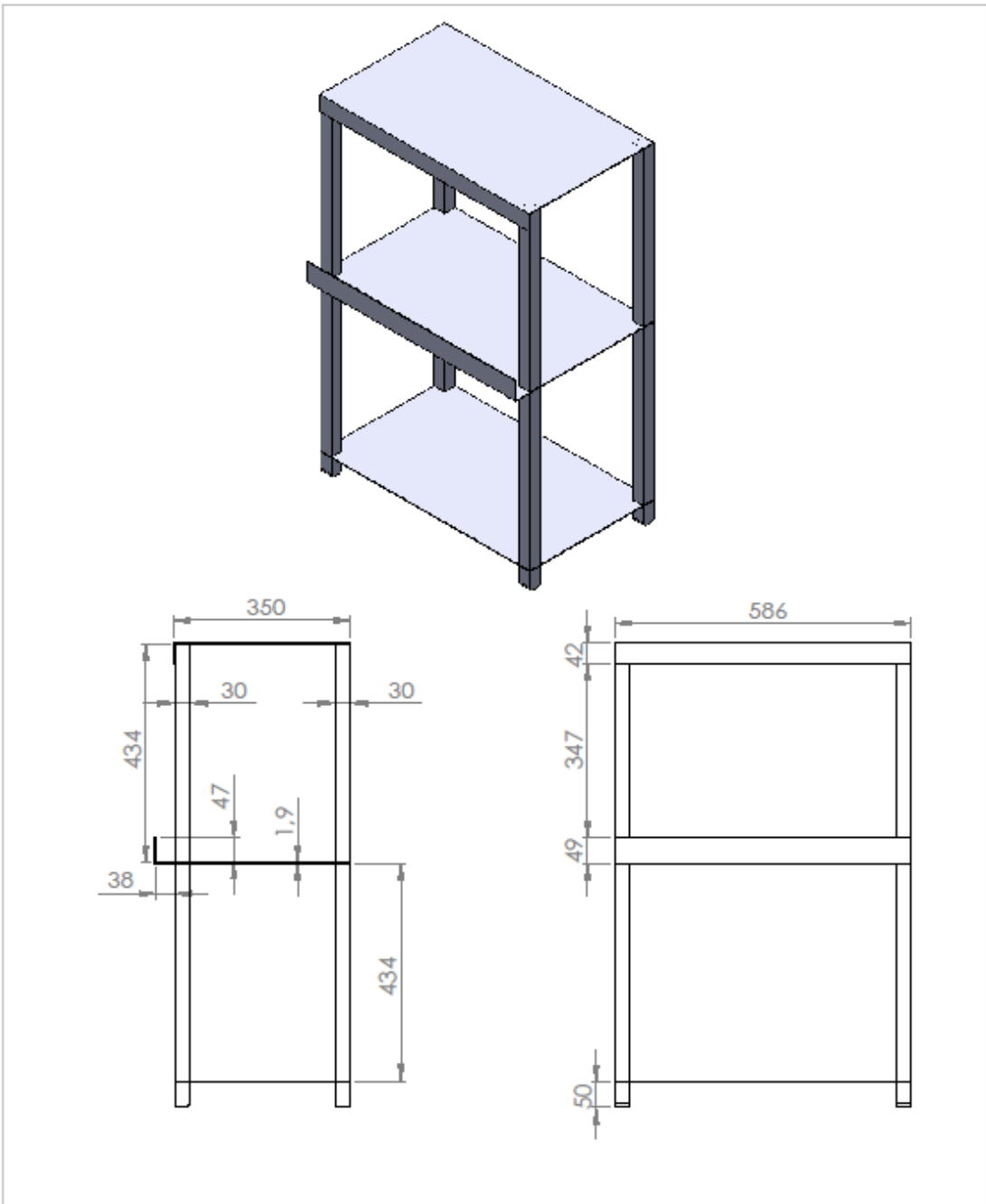
PLANOS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO



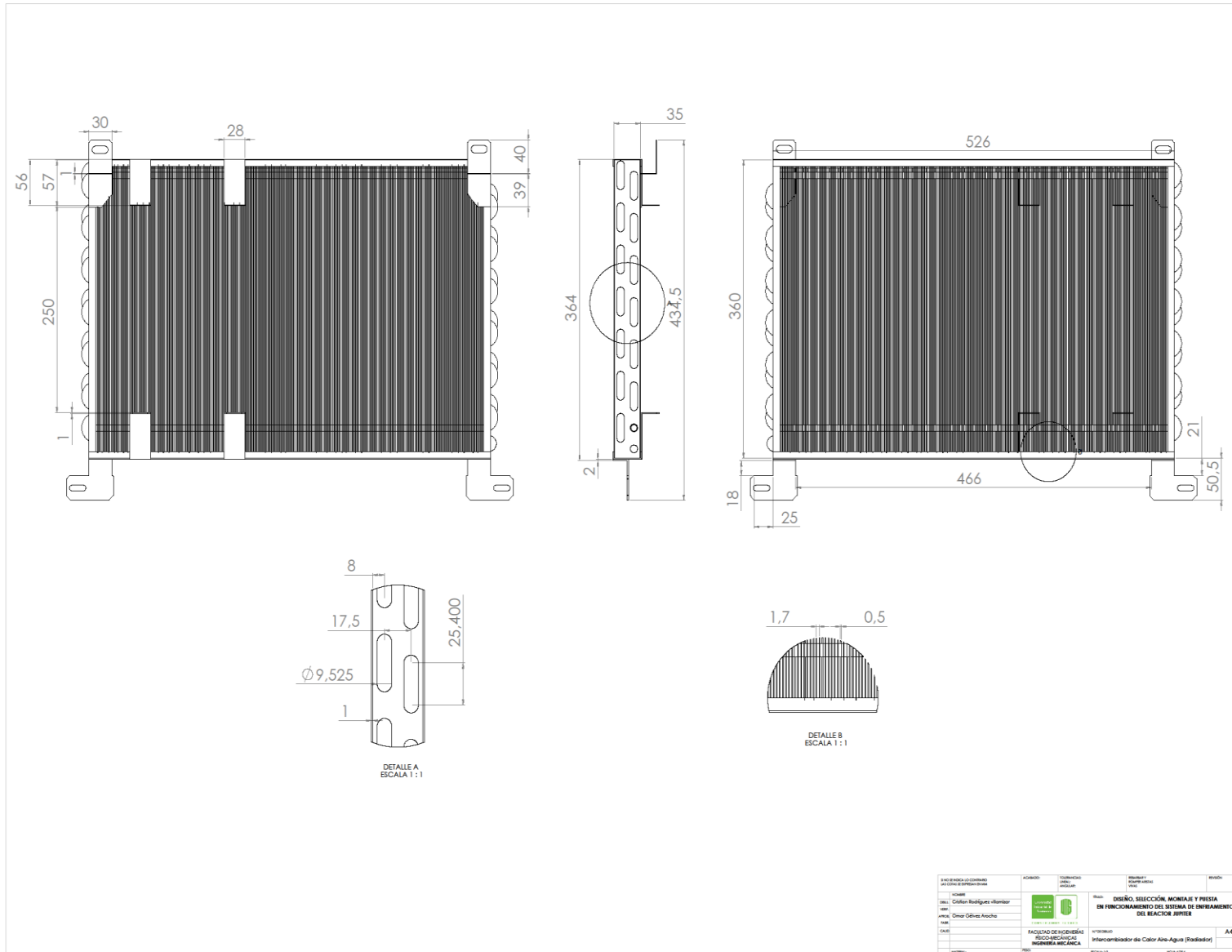
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN		
NOMBRE	Cristian Rodríguez villamizar	 CONSTRUIMOS FUTURO	TÍTULO: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JUPITER				
DIBUJ.	Omar Gévez Arocha						
VERIF.			N.º DE DIBUJO Vista Frontal del Sistema				
APROB.						FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS INGENIERÍA MECÁNICA	A4
FABR.							
CALID.							
MATERIAL:	PESO:	ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 6				



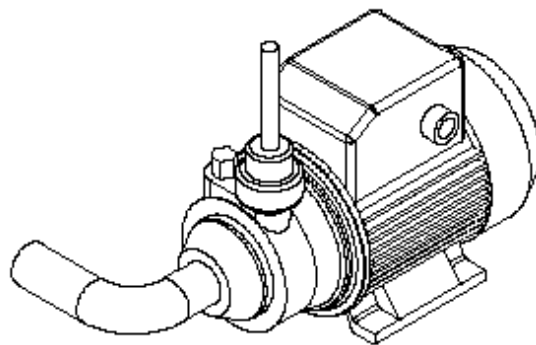
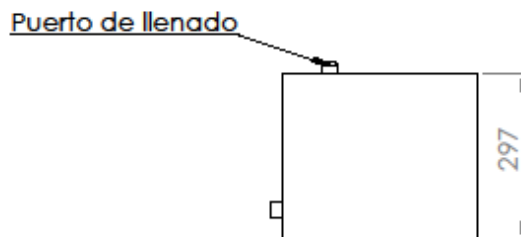
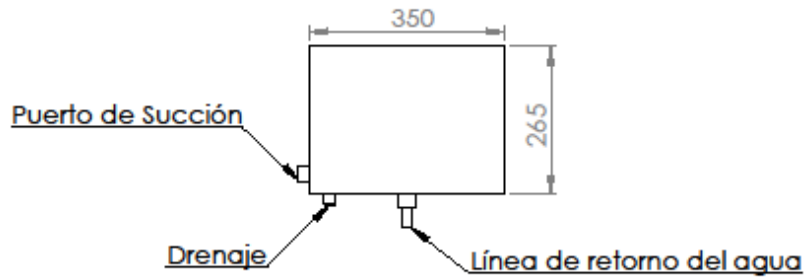
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	RESBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
NOMBRE DIBUJ. Cristian Rodríguez villamizar VERIF. APROB. Omar Gélvez Arocha FABR. CALID.		 CONSTRUIAMOS FUTURO FACULTAD DE INGENIERÍAS RISCO-MECÁNICAS INGENIERÍA MECÁNICA		título: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JUPITER	
MATERIAL:		PESO:	ESCALA:1:10	N.º DE DIBUJO Vista Posterior del Sistema	
				HOJA 2 DE 6	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	RESARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
NOMBRE	Cristian Rodríguez villamizar	 CONSTRUIAMOS FUTURO	TÍTULO: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JUPITER		
DIBUJ.	Omar Gélvez Arocha				
VERIF.			FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS INGENIERÍA MECÁNICA	N.º DE DIBUJO	Estructura
FABR.					A4
CALID.					
MATERIAL:	Acero Inoxidable	PESO:	ESCALA:1:10	HOJA 3 DE 6	



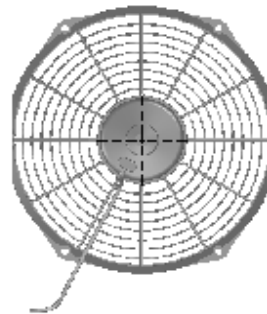
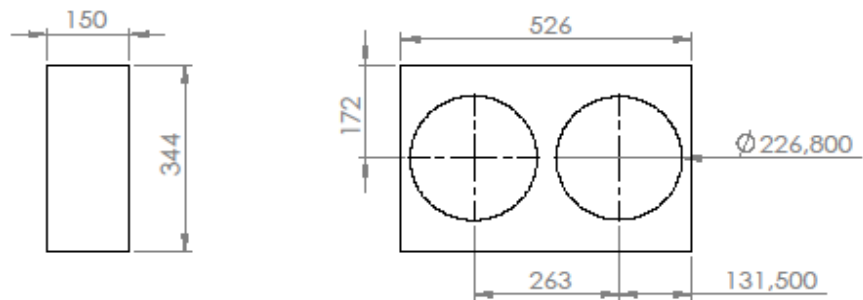
ESTADISTA LICENCIADO	ALUMNO	INGENIERO	PROFESOR	REVISOR
PROFESOR EXPEDIENTE				
NOMBRE: Calles Rodríguez Alvarado APELL: Calles Rodríguez Alvarado CARRERA: Ingeniería Mecánica		TÍTULO: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PRUEBA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JRRTR		
	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE DEL EQUIPO: Intercambiador de Calor Aire-Agua (Radiador)		A4



Escala 1:3

DATOS DE PLACA	
Modelo	CE 12-1 BE 15-1 HF
Succión	1"X1"
Potencia	1/2 Hp
Fase	1
Amperaje	7,6/3,8
Velocidad	3450 rpm
Peso	5 Kg
Qmax	8 gpm
Hmax	31 m

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	REBARBAR Y ROMPER ARESTAS VINAS	REVISIÓN
NOMBRE		 CONSTRUIAMOS FUTURO		TÍTULO: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JUPITER	
DIBUJ.	Cristian Rodríguez villamizar				
VERIF.					
APROB.	Omar Gévez Arocha				
FABR.					
CALID.		FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE DIBUJO Tanque - Bomba Centrifuga	
MATERIAL:		PESO: 5 kg - Bomba		ESCALA:1:10	
			HOJA 5 DE 6		



Escala 1:5

DATOS DE PLACA	
Potencia	80 W
Voltaje	12 V
Ø	9 in

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
NOMBRE		 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE SANTANDER CONSTRUYAMOS FUTURO	título: DISEÑO, SELECCIÓN, MONTAJE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL REACTOR JUPITER		
DIBUJ.	Cristian Rodríguez Villamizar				
VERIF.					
APROB.	Omar Gélvez Arocha				
FABR.					
CAJID.		FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS INGENIERÍA MECÁNICA	N.º DE DIBUJO	A4	
MATERIAL:	PESO:	ESCALA: 1:10	HOJA 4 DE 6		
		N.º DE DIBUJO		Difusor - Ventilador	

