

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE INTERCAMBIADOR DE
CALOR UTILIZANDO TERMOSIFONES BIFASICOS

ANDRES FELIPE DUQUE DELGADO.

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERIAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2004

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE INTERCAMBIADOR DE
CALOR UTILIZANDO TERMOSIFONES BIFASICOS

ANDRES FELIPE DUQUE DELGADO.

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero
Mecánico

Asesor:

LUIS SANTIAGO PARIS L

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERIAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2004

Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Medellín, Marzo 03 de 2004

A mi familia que con su apoyo incondicional hicieron más fácil el camino durante toda esta experiencia.

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar el más profundo agradecimiento a las siguientes personas:

A Luis Santiago París, quien me guió por el conocimiento, llevándome a descubrir nuevas fronteras y siempre encontré su apoyo en todo.

A Oscar Hernández por aportar toda su experiencia, además por su paciencia, entendimiento y colaboración.

A Juan Esteban Cataño, Gabriel y Luis del grupo exergía, a Jairo, Wilson y Arley en Modelos, Jorge en Soldadura y en general a todos los laboratorios de la Universidad.

A Leonel Castañeda por tenerme paciencia.

CONTENIDO

	pág
1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE OPERACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	22
1.1 DEFINICION DE TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	22
1.2 FLUIDO DE TRABAJO	26
1.3 CONTENEDOR	27
1.4 VENTAJAS DE LOS TERMOSIFONES BIFASICOS Y TUBOS DE CALOR	28
1.5 LIMITE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	29
1.6 TAMAÑOS Y FORMAS DE LOS TUBOS DE CALOR	31
1.7 VARIACIONES ESPECIALES DE LOS TUBOS DE CALOR Y TERMOSIFONES BIFASICOS	32
1.7.1 Tubo de calor de circuito cerrado	32
1.7.2 Termosifón inverso o antigravitacional	34
1.8 ANTECEDENTES DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	36
2 INTERCAMBIADOR DE CALOR CON TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	38
2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	38
2.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	40
2.3 PUBLICACIONES	43
2.3.1 1970-1989	44

2.3.2	1990-2003	45
2.3.3	Apartes del 5o Simposio internacional de tubos de calor	48
2.3.4	Otras publicaciones	52
2.3.5	Intercambiadores de calor con tubos de calor en la industria mundial	53
3	CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	59
3.1	LIMITE DE SECADO	61
3.2	LIMITE DE ARRASTRE	62
3.3	LIMITE DE EBULLICION	64
3.4	LIMITE SONICO	66
3.5	LIMITE TERMODINAMICO	67
4	DISEÑO DEL PROTOTIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	68
4.1	PLANTEAMIENTO DE UNA APLICACION.	70
4.2	DETERMINACION DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DE LOS GASES DE COMBUSTION	70
4.2.1	Combustión teórica del propano	71
4.3	TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.	73
4.4	ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES	74
4.5	ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	77
4.6	ALTERNATIVAS DE SOLUCION	78
4.7	EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION	79
4.8	ESCOGENCIA DE LA SOLUCION	79
4.9	MODELO DE CALCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCION.	84
4.9.1	Coefficiente convectivo en la zona del fluido caliente	85

4.9.2	Diferencia de temperaturas media logarítmica	93
4.9.3	Coefficiente convectivo en la zona del fluido frío	96
5	DISEÑO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	103
5.1	INTRODUCCION	103
5.2	ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES	103
5.3	ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	107
5.4	GENERACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION	107
5.5	EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION	109
5.5.1	Evaluación del fluido de trabajo (Evaporar líquido y condensar vapor)	109
5.5.2	Evaluación del contenedor (Conducir calor)	110
5.5.3	Recibir y entregar calor (Medio exterior y aspecto geométrico)	110
5.5.4	Contener líquido y contener vapor (Sello/Tapón)	111
5.6	SOLUCIONES OBTENIDAS	112
5.7	MODELO DE CALCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS.	122
5.7.1	Dimensionamiento externo	122
5.7.2	Esfuerzo mecánico para la pared del contenedor	122
5.7.3	Esfuerzo térmico para la pared del contenedor	123
5.7.4	Acople para la carga	124
5.7.5	Cantidad de fluido en el interior	124
6	ASPECTOS IMPORTANTES EN LA CONSTRUCCION Y EMSAMBLE DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	129
6.1	SOLDADURA	129
6.2	LIMPIEZA	130
6.3	DESGASIFICACION DEL CONTENEDOR	134

6.4	DESGASIFICACION DEL FLUIDO DE TRABAJO	134
6.5	ENSAMBLE	135
6.6	PROCEDIMIENTO DE CARGA	135
6.6.1	Métodos de carga	136
6.6.2	Descripción de la estación de carga	137
6.6.3	Procedimiento de carga con fluido de trabajo en forma líquida.	139
6.7	SELLADO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	141
7	EVALUACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS	143
7.1	EQUIPOS Y MATERIAL UTILIZADO	144
7.1.1	Estación de evaluación	144
7.1.2	Fuentes de calor	145
7.1.3	Adquisición de datos	146
7.1.4	Medidores de temperatura	147
7.2	PROCEDIMIENTO DE EVALUACION	149
7.3	PARAMETROS DE EVALUACION	155
7.3.1	Respuesta térmica	155
7.3.2	Desempeño térmico	157
7.3.3	Conductividad térmica equivalente	158
7.3.4	Distribución de temperaturas en la pared del termosifón	205
8	EVALUACION DEL PROTOTIPO CONSTRUIDO	209
8.1	DESCRIPCION DE LA EVALUACION	210
8.2	EQUIPOS Y MATERIAL UTILIZADO EN LAS PRUEBAS	212
8.2.1	Suministro de aire	212
8.2.2	Banco de resistencias	214

8.2.3	Medición de temperatura y adquisición de datos	215
8.3	RESULTADOS OBTENIDOS	216
8.3.1	Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador	218
8.3.2	Respuesta térmica del intercambiador	218
8.3.3	Otras pruebas	220
9	CONCLUSIONES	223
10	RECOMENDACIONES Y PROPUESTAS	227
	BIBLIOGRAFIA	230
	ANEXOS	238

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1-1. Datos de compatibilidad para fluidos de trabajo y materials de contenedores y mechas	27
Tabla 3-1. Valores de los coeficientes A1 y n	66
Tabla 4-1. Propiedades de gases de combustión de una caldera de 20BHP	71
Tabla 4-2. Fórmula química y peso molecular de componentes involucrados en la combustión.....	71
Tabla 4-3. Componentes principales del aire.....	72
Tabla 4-4. Propiedades de gases de combustión de propano	73
Tabla 4-5. Especificaciones de diseño.....	77
Tabla 4-6. Generación de alternativas de solución para el prototipo intercambiador de calor con termosifones bifásicos	78
Tabla 4-7. Separación de fluidos y fijación de los tubos termosifones bifásicos...	80
Tabla 4-8. Disposición geométrica de los tubos termosifones bifásicos	80
Tabla 4-9. Material de Fabricación de la carcaza	81
Tabla 4-10. Solución 1	81
Tabla 4-11. Solución 2	82
Tabla 4-12. Propiedades de gases de combustión de una caldera de 20BHP	85
Tabla 4-13. Condiciones de operación.	96
Tabla 4-14. Propiedades del agua	97
Tabla 4-15. Constantes de la ecuación 4-23	99

Tabla 4-16. Resumen del cálculo del dimensionamiento de la solución 1	101
Tabla 4-17. Resumen del cálculo realizado para el prototipo a construir.....	102
Tabla 5-1. Especificaciones de diseño de un tubo termosifón bifásico	107
Tabla 5-2. Alternativas de solución	108
Tabla 5-3. Evaluación de los posibles fluido de trabajo	110
Tabla 5-4. Evaluación de los posibles materiales del contenedor.....	112
Tabla 5-5. Solución 1	113
Tabla 5-6. Solución 2	113
Tabla 5-7. Solución 3	114
Tabla 5-8. Dimensiones externas del termosifón del modelo de calculo	122
Tabla 5-9. Propiedades del agua saturada	126
Tabla 5-10. Resumen de los límites de operación	128
Tabla 5-11. Resumen de diseño de la solución 1	128
Tabla 6-1. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos.	142
Tabla 7-1. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos.	151
Tabla 7-2. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos.	152
Tabla 7-3. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos.	153
Tabla 7-4. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos.	154
Tabla 7-5. Tiempo de estabilización para sistema.	157
Tabla 7-6. Conductividad térmica equivalente para varios tubos de calor	159
Tabla 7-7. Descripción, causa y solución potencial de los posibles factores que limitan el adecuado funcionamiento de un tubo termosifón bifásico.	208
Tabla 8-1. Propiedades termodinámicas del aire seco a presión atmosférica	214
Tabla 8-2. Resultado de las evaluaciones al protoipo construido	216

Tabla 8-3. Resumen del costo de fabricación del prototipo de intercambiador de calor construido.....221

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1-1. Esquema de operación de un termosifón	23
Figura 1-2. Esquema de operación de un tubo de calor	24
Figura 1-3. Esquema de operación de un tubo de calor	24
Figura 1-4. Estructura para mechas de tubos de calor	25
Figura 1-5. Temperaturas de operación de varios fluidos de trabajo	27
Figura 1-6. Tubo de calor como transformador de flujo	29
Figura 1-6. Tubos de Calor de varias formas y tamaños	32
Figura 1-8. Esquema de operación de un tubo de calor de circuito cerrado.....	33
Figura1-9. Esquema de un CPL.....	34
Figura 1-10. Esquema de operación de un LHP	35
Figura 1-11. Control autorregulado típico de un LHP.....	36
Figura 1-12. Tubo de calor con mecha tipo ranura	37
Figura 2-1. Intercambiador de calor bidireccional termosifones loops	39
Figura 2-1. Intercambiador de calor de flujo cruzado.....	41
Figura 2-2. Intercambiador de calor de tubos y coraza.....	43
Figura 2-3. Cubiertas de intercambiador de calor compactos.....	44
Figura 2-4. Esquema de un deshumidificador de aire con Heat Pipe	47
Figura 2-5. Calentador de aire con Tubos de Calor “Heatflo”	48
Figura 2-7. Recuperador de calor con tubos de calor.....	54

Figura 2-8. Precalentador de aire-agua con termosifones	55
Figura 2-9. Precalentador de aire producido por Transterm	56
Figura 2-10. Precalentador de agua para calderas	56
Figura 2-11. Intercambiador de calor con Tubos de Calor	57
Figura 2-12. Disipación de calor en un gabinete con tubos de calor	58
Figura 2-13: Recuperador de calor de desecho con tubos de calor	58
Figura 2-14. Caldera con tubos de calor	58
Figura 4-1. Intercambiador de calor con termosifones bifásicos	74
Figura 4-2. Caja negra de intercambiador de calor con termosifones bifásicos	75
Figura 4-3. Estructura funcional de intercambiador de calor con termosifones	75
Figura 4-4. Síntesis funcional de intercambiador de calor con termosifones	76
Figura 4-5. Disposición triangular para flujo a través de un banco de tubos	86
Figura 5-1: Caja negra para un tubo termosifón bifásico	104
Figura 5-2. Estructura funcional de un termosifón bifásico cerrado	105
Figura 5-3. Síntesis funcional de un termosifón bifásico cerrado	106
Figura 5-3. Acople entre el termosifón y la estación de carga	125
Figura 6-1: Cámara Extractora	131
Figura 6-2: Elementos constitutivos de los termosifones construidos	133
Figura 6-3: Estación de carga utilizada en el proyecto	138
Figura 6-4: Comprobación por peso de la cantidad de fluido en el termosifón	138
Figura 6-5: Sistema de carga por líquido modificado	139
Figura 6-7: Prueba calidad del procedimiento de sellado	141
Figura 7-1. Esquema de la estación de evaluación	145
Figura 7-2. Estación de evaluación utilizada para evaluación	145

Figura 7-3: Medición de potencia de la resistencia	146
Figura 7-4. PLC utilizado para la adquisición de datos	148
Figura 7-5. Proceso de calibración de termocuplas	149
Figura 7-6. Respuesta térmica para varios termosifones.....	155
Figura 7-7. Respuesta térmica para varios termosifones.....	156
Figura 7-8. Respuesta térmica para un termosifones con diferentes potencias de entrada.....	156
Figura 7-9. Desempeño térmico de varios termosifones.....	158
Figura 7-10. Posición de las termocuplas a lo largo del termosifón 10,27,18 ...	205
Figura 7-11 Posición de las termocuplas a lo largo del termosifón 17 y 32.	206
Figura 7-12. Distribución de temperaturas para el termosifón #10	206
Figura 7-13: Distribución de temperaturas en varios termosifones, evaluados con diferentes posiciones de las termocuplas	207
Figura 8-1. Primer montaje para realización de las evaluaciones.....	211
Figura 8-2. Montaje realizado para la evaluación	212
Figura 8-3. Rangos de medición y aplicación de las sondas de velocidad	213
Figura 8-4. Tubo pitot y manómetro.....	214
Figura 8-5. Conjunto de resistencia	215
Figura 8-6. Temperatura del fluido caliente a lo largo de la zona de gases.....	218
Figura 8-7. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.00857 kg/seg	219
Figura 8-8. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.00841kg/seg	219
Figura 8-9. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.00865kg/seg	220

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 3-1. Flujo máximo de calor antes de alcanzar el límite de secado	62
Ecuación 3-2. Flujo de calor antes de alcanzar el límite de arrastre.....	64
Ecuación 3-3. Número de Kutateladze (K) en función del numero de Bond (Bo)	64
Ecuación 3-4. Número de Bond (Bo)	64
Ecuación 3-5. Límite de ebullición.	65
Ecuación 3-6. Flujo de calor para ebullición del líquido.	65
Ecuación 3-7. Coeficiente de la ecuación 3-6	66
Ecuación 3-8. Límite sónico	67
Ecuación 4-1. balance estequiométrico	72
Ecuación 4-2. Balance de energía para fluido frío y caliente	84
Ecuación 4-3. Flujo de calor para el fluido caliente.....	85
Ecuación 4-4. Número de Reynold	86
Ecuación 4-5. Cálculo del paso diagonal en una disposición triangular.....	87
Ecuación 4-6. Relación para determinar ecuación a utilizar para hallar la velocidad máxima.	87
Ecuación 4-7. Velocidad masica máxima a través de un banco de tubos en una disposición alineada.....	88
Ecuación 4-8. Área mínima de flujo en una disposición alineada	88
Ecuación 4-9. Velocidad de masa máxima	89
Ecuación 4-10. Número de Nusselt promedio.....	89

Ecuación 4-11. Longitud del haz.....	90
Ecuación 4-12: Longitud óptica.....	91
Ecuación 4-13. Emisividad total del gas	92
Ecuación 4-14. Coeficiente convectivo debido a la radiación	92
Ecuación 4-15. Diferencia de temperatura media logarítmica	93
Ecuación 4-16. Resistencia térmica de conducción para una pared cilíndrica.	94
Ecuación 4-17. : Resistencia térmica en la superficie externa del tubo	94
Ecuación 4-18. Coeficiente global de transferencia.....	95
Ecuación 4-19. Número total de tubos.....	95
Ecuación 4-20. Número total de tubos para una disposición triangular	96
Ecuación 4-21. Número de tubos en sentido longitudinal	96
Ecuación 4-22. Flujo másico	97
Ecuación 4-23. Numero de Nusselt, para flujo a través de un banco de tubos	99
Ecuación 4-24. Caída de presión en un banco de tubos	101
Ecuación 5-1. Número de mérito.	109
Ecuación 5-2. Espesor de pared para recipiente cilíndrico de pared delgada	122
Ecuación 5-3: Esfuerzo térmico en una pared cilíndrica.....	123
Ecuación 5-4. Flujo de calor en una pared cilíndrica	124
Ecuación 5-5. Volumen mínimo de líquido.....	125
Ecuación 5-6. Volumen de la piscina	127
Ecuación 7-1: Potencia desarrollada por la resistencia	146
Ecuación 7-2: Conductividad térmica equivalente	158
Ecuación 8-2. Potencia de las resistencia conectada a la red trifásica.....	215

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A Fichas técnicas y datos obtenidos durante la evaluación	191
Anexo B Planos técnicos	230

INTRODUCCION

El incremento continuo de la demanda de energía asociado al desarrollo socioeconómico, las restricciones financieras para ampliar la oferta energética, la necesidad de lograr una mayor competitividad internacional y de atenuar el impacto ambiental de las tecnologías energéticas, fundamentan la importancia que tiene hoy en día el mejoramiento de la eficiencia energética. En este sentido se deben buscar formas de reducir el consumo de combustibles y mejorar el aprovechamiento de los recursos energéticos, siendo una de estas formas la recuperación de calor de desecho.

En muchos procesos industriales se requiere de la energía térmica (calor) para la transformación de los materiales, frecuentemente esta energía se obtiene de los combustibles fósiles quemados en equipos como hornos, generadores de vapor y otros, que por lo general desechan una cantidad de energía al medio ambiente en forma de calor.

El aprovechamiento del potencial térmico disponible en los gases de escape de dichos equipos se puede lograr utilizando dispositivos recuperadores de calor como intercambiadores de calor.

El presente trabajo busca desarrollar un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones, que se pueda emplear en procesos de recuperación de calor de desecho y de esta forma aportar al desarrollo de aplicaciones de tubos de calor y termosifones y de la misma tecnología que esto involucra. Utilizando un modelo de cálculo que permita diseñar el prototipo de intercambiadores de calor con termosifones bifásicos para su posterior construcción y evaluación, lo anterior teniendo en cuenta los factores claves como: cantidad de calor a transferir, número de tubos termosifones a utilizar, entre otros. Con la evaluación se pretende realizar

un estudio en el que se analiza el comportamiento de los termosifones en forma individual y del intercambiador de calor.

El trabajo se desarrolla de la siguiente manera: en los tres primeros capítulos se hace una presentación general de los tubos de calor centrandó la atención en los tubos termosifones bifásicos (TSB), seguido una revisión bibliográfica de libros y artículos encontrados en bases de datos y; luego se realiza una explicación mas detallada de los procesos y límites de operación en el termosifón. El capítulo cuarto trata de una forma general los fenómenos de combustión y propiedades físicas del fluido caliente. A continuación se realiza el diseño del intercambiador (capítulo cinco) y los termosifones bifásico (capítulo seis), involucrando los conceptos de diseño conceptual, mecánico y térmico.

La construcción y evaluación de los tubos termosifones bifásicos constituyen los capítulos siete y ocho respectivamente.

Luego en el capítulo diez se evalúa el equipo construido para terminar con las conclusiones y recomendaciones para próximas investigaciones.

1 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE OPERACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

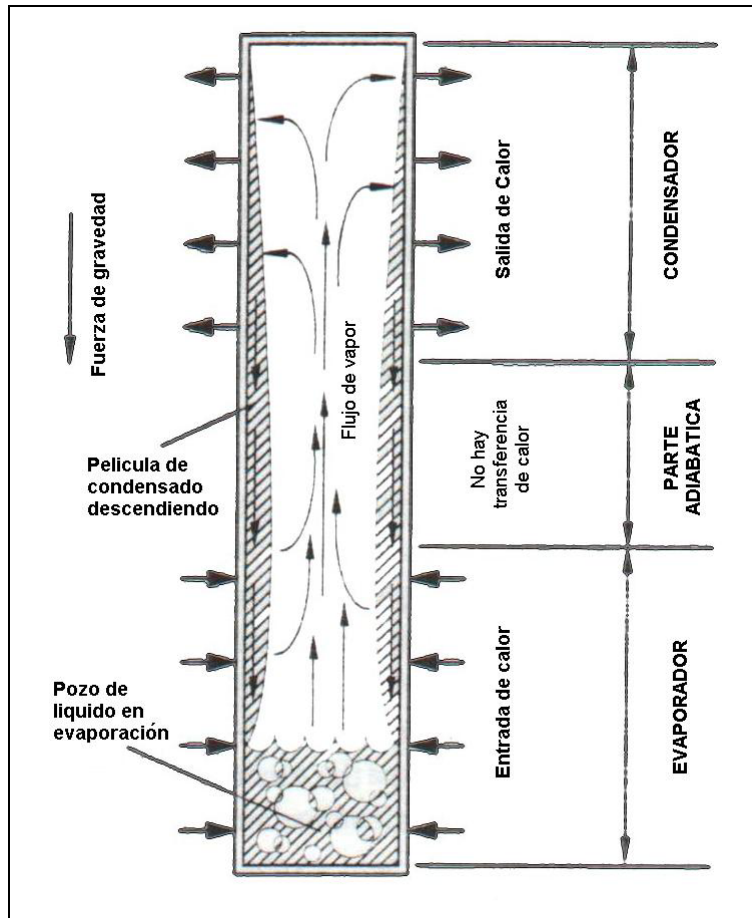
1.1 DEFINICION DE TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

Los Tubos Termosifones bifásicos y los tubos de calor, en inglés “Heat Pipes” o caloductos como a veces se les nombra, son dispositivos relativamente simples que se consideran cada uno como un sistema cerrado que contiene un fluido en su interior que puede cambiar de fase (evaporación y condensación) por efecto de los intercambios térmicos.

El termosifón bifásico es un simple pero efectivo dispositivo para transferencia de calor, este es comúnmente llamado tubo de calor asistido por gravedad o tubo de calor sin malla (FAGHRI, 1995); Tanto en los tubos de calor como termosifones, el calor puede ser transferido de un extremo a otro 500 o 1000 veces mas rápido que a través de metal sólido (ORR, 2002).

El termosifón es mejor descrito al dividirlo en tres secciones. El Calor entra a través de un extremo del contenedor, denominado sección del evaporador, donde se encuentra una cantidad de fluido. Debido a la adición de calor el fluido de trabajo comienza a evaporarse. El vapor generado, que se encuentra a mayor presión y temperatura, asciende y pasa a través de la sección adiabática a la sección de condensación, aquí el vapor se condensa y entrega el calor latente de vaporización, luego por acción de la fuerza de gravedad el líquido condensado retorna a la sección del evaporador (FAGHRI, 1995); extremo donde ocurre la evaporación y el ciclo se repite nuevamente. La Figura 1-1 muestra un termosifón bifásico en posición vertical.

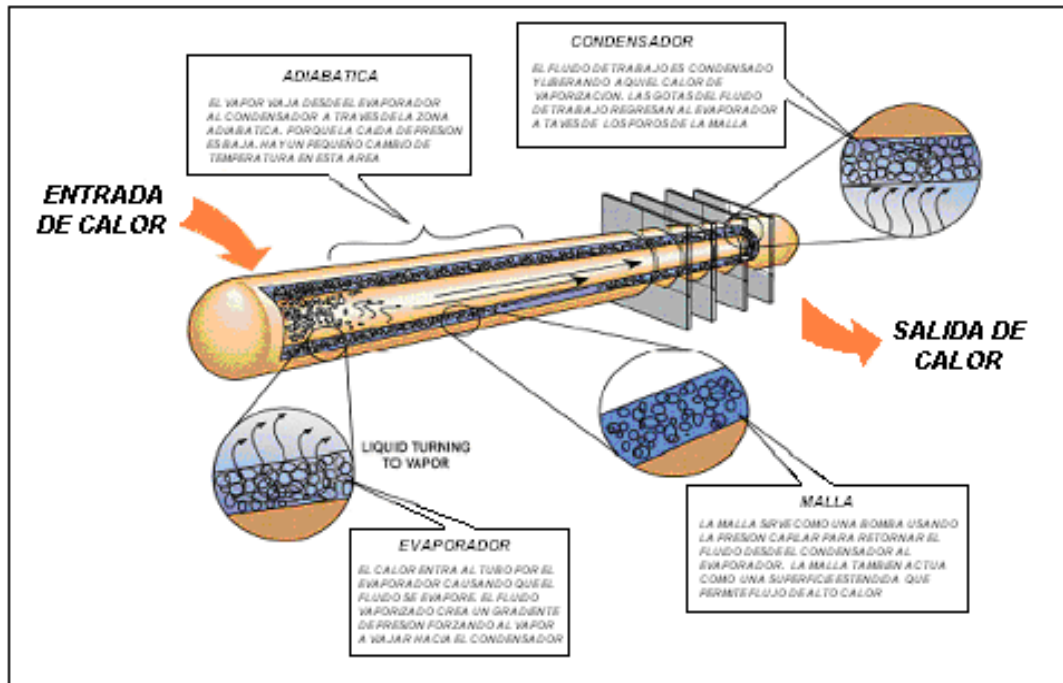
Figura 1-1. Esquema de operación de un termosifón



Appleby y otros, 2003, 27.

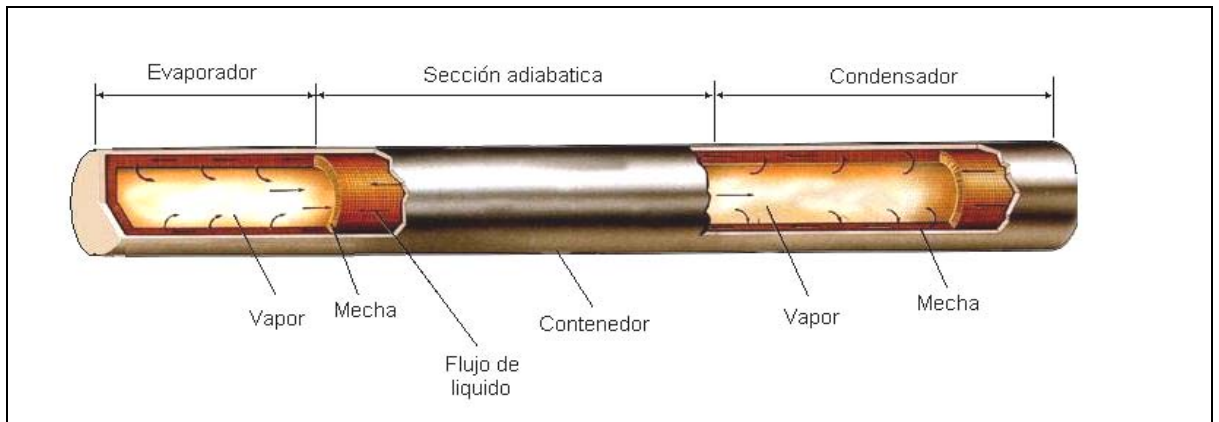
La diferencia entre los termosifones y los tubos de calor se encuentra en la forma como se realiza el retorno del fluido de trabajo a la sección del evaporador, ya que los primeros utilizan la fuerza de gravedad como se mencionó anteriormente y están restringidos a mantener la entrada de calor por debajo de la sección de condensación para evitar el secado del evaporador; mientras que los tubos de calor utilizan adicionalmente una estructura capilar, en muchas ocasiones un elemento poroso llamado mecha, que por la acción de fuerzas capilares es capaz de hacer retornar el líquido desde cualquier posición, incluso cuando la sección de evaporación está por encima de la de condensación (Figura 1-2) y (Figura 1-3).

Figura 1-2. Esquema de operación de un tubo de calor



Thermacore INC, @2003.

Figura 1-3. Esquema de operación de un tubo de calor



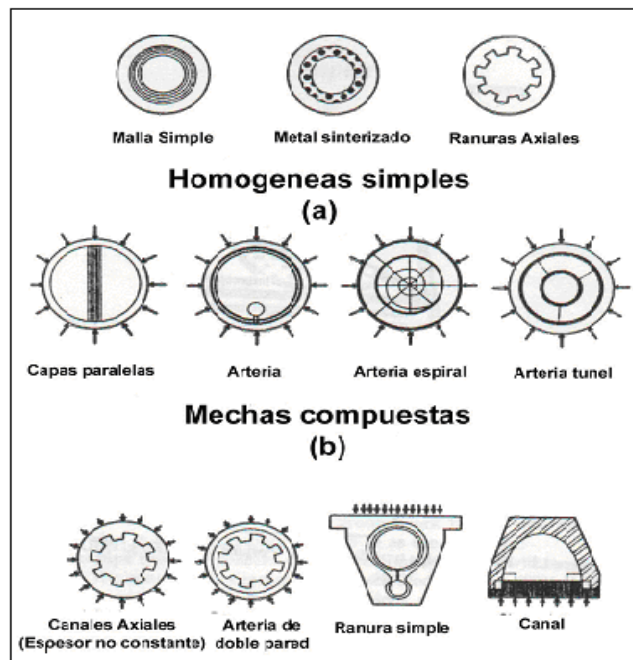
Los Alamos National Laboratory, @2003.

Las principales propiedades de una estructura de mecha son el radio de los poros y la permeabilidad. El radio de los poros determina la presión de bombeo que pueden

presentarse en el interior. La permeabilidad determina las pérdidas por fricción del fluido al circular por la mecha. (CIDATE@2003)

Las especificaciones de la mecha varían según la posición y condiciones de trabajo del tubo de calor, ya que si requiere una aplicación donde el tubo funcione en contra de la gravedad, se necesitará una mecha con poros finos para aumentar la presión capilar pero esto disminuye la permeabilidad, aumentando las pérdidas friccionales cuando el líquido fluye a través de la mecha, entonces la permeabilidad y la capilaridad de la mecha son inversamente proporcionales y dependen del tamaño del poro (GARNER, @2002). En la (Figura 1-4) se puede observar las estructuras y tipos de mechas típicas utilizadas en tubos de calor.

Figura 1-4. Estructura para mechas de tubos de calor



Appleby y otros, 2003,30.

El espesor de la mecha es otro aspecto que debe ser calculado dependiendo de las condiciones de operación, ya que la capacidad de transporte de calor se incrementa con el aumento del espesor de la mecha, pero esto a su vez disminuye el flujo de calor máximo en el evaporador, debido a que aumenta la resistencia radial térmica

dentro del tubo. También hay que tener en cuenta otras consideraciones como son: la compatibilidad con el fluido de trabajo, mojabilidad, bajo costo, fácil acople a la forma del contenedor (DUNN y otros, 1978).

1.2 FLUIDO DE TRABAJO

El fluido de trabajo depende principalmente de la temperatura o rango de temperaturas de operación del tubo de calor, esta temperatura generalmente hace referencia a la temperatura del vapor en la sección de evaporación y pueden ir desde casi el cero absoluto hasta más de 1650°C dependiendo del fluido y la presión de trabajo (Figura 1-5). (SILVERSTEIN, 1992); distinguiendo tres regiones: fluidos criogénicos como el helio, neón o nitrógeno; fluidos de temperatura moderada como agua, metanol o freones; y fluidos de alta temperatura como el potasio, litio o sodio (PETERSON, 1994).

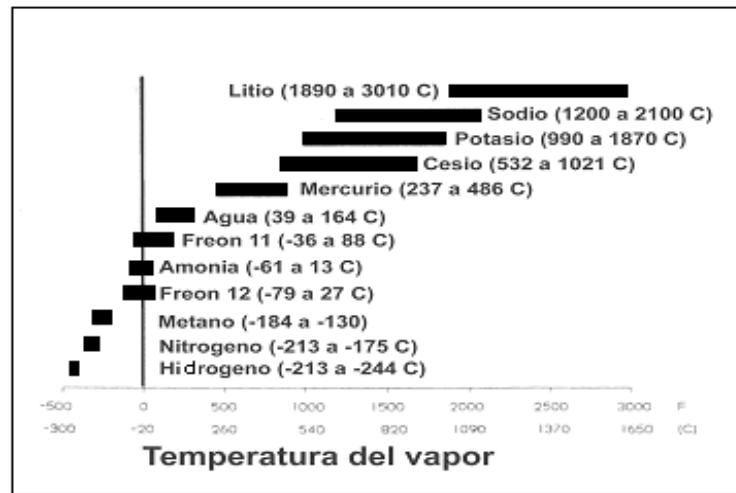
Cuando para el rango de temperaturas existen varios líquidos de funcionamiento, para determinar el más aceptable de estos líquidos para el uso considerado, se analizan una variedad de características como lo son: alto calor latente de vaporización, alta tensión superficial, alta densidad de líquido y baja viscosidad del líquido, alta conductividad térmica, buena estabilidad térmica y compatibilidad con el contenedor y con la mecha en el caso de ser tubo de calor (CHERESOURCES, @2003).

Un aspecto peculiar del fluido de trabajo es la posibilidad de degradación térmica; con ciertos fluido orgánicos es necesario mantener la temperatura de película bajo un valor específico para prevenir que el líquido se fraccione en diferentes componentes (GIRALDO y otros, 1988).

Es recomendable un calor latente de vaporización alto para transferir grandes cantidades de calor con un mínimo flujo de masa y así mantener una caída de presión pequeña en el termosifón. La conductividad térmica del fluido debe ser

preferiblemente alta para minimizar el gradiente de temperatura radial y reducir la posibilidad de ebullición de núcleos de fluido entre la mecha y la pared. Para minimizar la resistencia al flujo, el fluido debe tener bajos valores de viscosidad líquida y gaseosa (GIRALDO y otros, 1988).

Figura 1-5. Temperaturas de operación de varios fluidos de trabajo



Silverstein, 1992, 53.

1.3 CONTENEDOR

El contenedor separa el fluido de trabajo del ambiente externo, por lo que es necesario que no tenga fugas, que resista la presión que genera el fluido y que sea capaz de transferir el calor que recibe y que entrega el fluido durante el ciclo de operación del tubo. Además hay que tener en cuenta factores como: compatibilidad con la mecha y el fluido (Tabla 1-1), relación peso-resistencia, alta conductividad térmica, fácil fabricación, buena mojabilidad y resistente a la corrosión entre otros (DUNN y otros, 1978).

Tabla 1-1. Datos de compatibilidad para fluidos de trabajo y materiales de contenedores y mechas

fluido / Material	Agua	Acetona	Amoníaco	Metanol	Dow-A	Dow-E	Freon-11	Freon-113
Cobre	RU	RU	NU	RU	RU	RU	RU	RU

Aluminio	GC	RL	RU	NR	D	NR	RU	RU
Acero Inox.	GT	PC	RU	GT	RU	RU	RU	RU
Níquel	PC	PC	RU	RL	RU	RL	D	D
Refrasil	RU	RU	RU	RU	RU		D	D

Appleby y otros, 2003, 32.

Donde RU: Recomendado por uso exitoso; RL: Recomendado por la literatura; PC: Probablemente compatible; NR: no recomendado; NU: No usado; D: desconocido; GC: generación de gas a todas las temperaturas; GT: generación de gas a elevadas temperaturas cuando hay óxido presente.

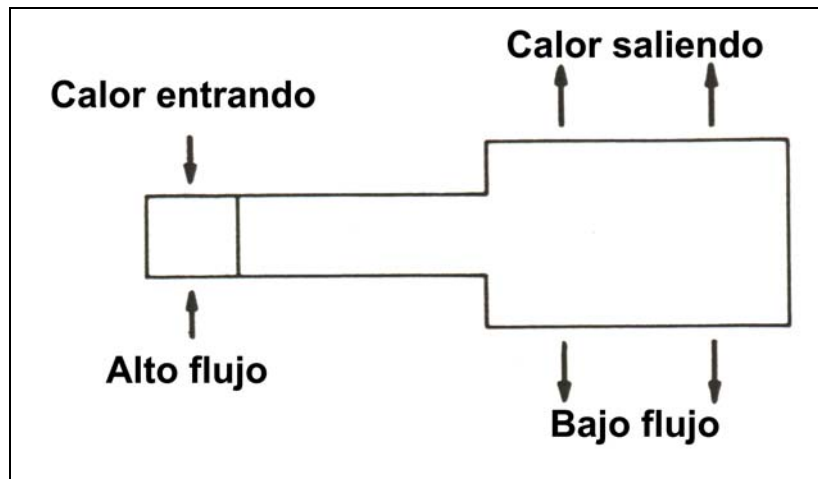
1.4 VENTAJAS DE LOS TERMOSIFONES BIFÁSICOS Y TUBOS DE CALOR

La capacidad de transferencia de calor puede ser muchas veces mayor que el mejor conductor sólido, esto resulta en una resistencia térmica pequeña y permite la separación del condensador y el evaporador sin un aumento significativo en la caída de temperatura a lo largo del tubo (PETERSON, 1994).

El tubo de calor puede transformar el flujo de calor superficial a la entrada, a uno mayor o menor a la salida de éste, solamente variando el área de las secciones de evaporación y condensación (Figura 1-6); así para reducir el flujo de calor en una escala de diez, el área del condensador debe ser diez veces mayor que el área del evaporador (SILVERSTEIN, 1992).

La superficie de la sección de condensación mantiene una temperatura relativamente constante y si se incrementa el flujo de calor, mas vapor se condensa, manteniendo la temperatura en el punto inicial, por esto se considera el termosifón y tubo de calor como un elemento isotérmico de baja impedancia térmica (DUNN y otros, 1978).

Figura 1-6. Tubo de calor como transformador de flujo



Appleby y otros, 2003, 33.

El tiempo de respuesta térmica es menor que otros tipos de aparatos de transferencia de calor y no son función de la longitud, esto debido al ciclo bifásico en el que operan los tubos de calor y los sifones térmicos (PETERSON, 1994).

1.5 LIMITE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

Hay varios factores a considerar cuando se diseña un termosifón, como por ejemplo: la compatibilidad entre los materiales, el rango de temperaturas de operación, el diámetro, las limitantes de potencia, la resistencia térmica, el fluido de trabajo, la orientación del termosifón (esta debe estar vertical, para que por efecto de la fuerza de gravedad pueda retornar el fluido, de otro manera se concentraría todo el fluido en la zona de condensación produciendo un secado en la sección del evaporador), la forma, entre otras. Muchos otros factores limitan la cantidad de calor que un tubo termosifón bifásico puede transferir, entre ellos: límite de secado, límite de arrastre, límite de ebullición (FAGHRI, 1995), límite sónico, límite de arrastre, límite viscoso (PETERSON, 1994). Si se superan estos límites, aunque los tubos termosifones puedan transportar potencias mucho mas altas que el mejor de

los conductores metálicos con el mismo gradiente de temperatura entre sus extremos, su funcionamiento se vería considerablemente afectado (CIDATE@2003).

El límite de inundamiento involucra el esfuerzo de corte interfacial entre la contracorriente de vapor y el flujo de líquido (FAGHRI, 1995).

El límite de secado concierne al mínimo volumen de fluido de trabajo que se requiere para mantener una específica tasa de transferencia de calor.

El límite de ebullición es similar al flujo crítico de calor en la piscina, donde un manto de vapor cubre la superficie, con lo cual se bloquea parcialmente el retorno del fluido. (FAGHRI, 1995).

El límite viscoso es significativo en tubos de calor que operan a bajas temperaturas, donde las fuerzas viscosas en el vapor pueden ser mayores que los gradientes de presión dentro de éste, impidiendo que el vapor fluya hacia el evaporador (PETERSON, 1994).

El límite sónico ocurre cuando el vapor alcanza la velocidad del sonido, en donde la tasa de transferencia de calor es máxima para una temperatura dada; si se requiere una mayor tasa de transferencia de calor, ésta solo puede obtenerse incrementando la temperatura del evaporador, siempre y cuando, esta nueva temperatura sea tolerada estructuralmente por el tubo de calor. La operación en el límite sónico genera una caída importante en la temperatura a lo largo del tubo perdiendo la característica de isothermidad, muy importante en la mayoría de los diseños (SILVERSTEIN, 1992).

El límite de arrastre se dá debido a un arrastre de líquido, cuando la velocidad del flujo de vapor es alta, las gotas arrastradas son llevadas al extremo del condensador disminuyendo así el flujo de líquido que llega al evaporador generando

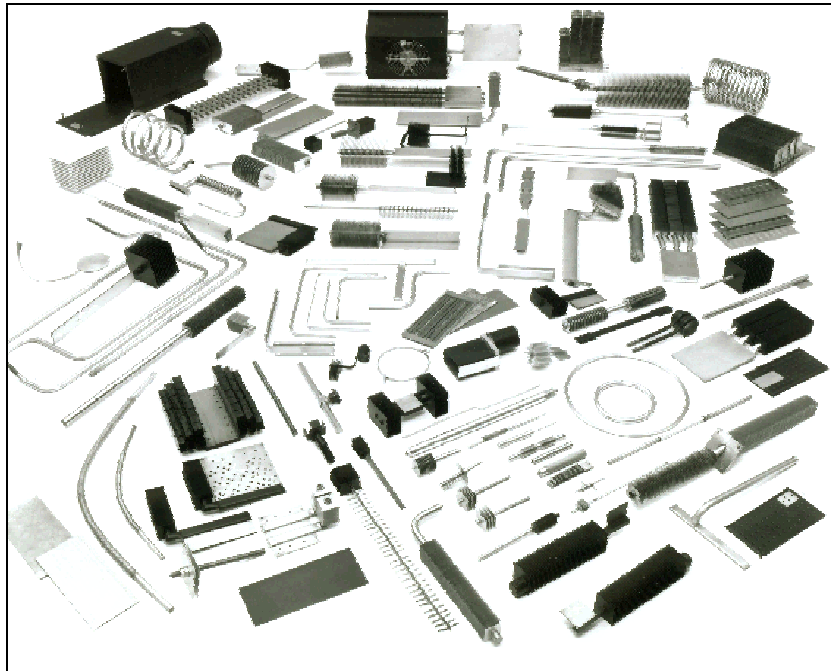
un secado y sobrecalentamiento, similares a los que ocurren con el límite capilar (SILVERSTEIN, 1992).

En todos los casos, estos límites pueden causar diferentes sobrecalentamientos en la pared del tubo, lo cual podría dañar o romper el contenedor del termosifón (FAGHRI, 1995).

1.6 TAMAÑOS Y FORMAS DE LOS TUBOS DE CALOR

Aunque los termosifones solo pueden tener el evaporador en la parte inferior del contenedor y el condensador en la parte superior del mismo, se pueden encontrar una gran variedad de tamaños, especialmente en tubos de calor, donde la forma puede variar ampliamente (Figura 1-7) y pueden ir desde un tubo de calor con evaporador horizontal de 37 m. de largo usado en una estación de radar en Alaska (REID y otros, @2002), hasta uno de 10 mm. de longitud total construido por Peterson en 1986 para el control térmico en módulos de multichip (PETERSON, 1994); los diámetros pueden ir desde 1 m. como el construido por Peter Johnson et al. en un termosifón de ciclo modificado, hasta micro tubos con diámetros de 35 μ m. para la remoción de calor en diodos de láser, entre otras aplicaciones.

Figura 1-6. Tubos de Calor de varias formas y tamaños



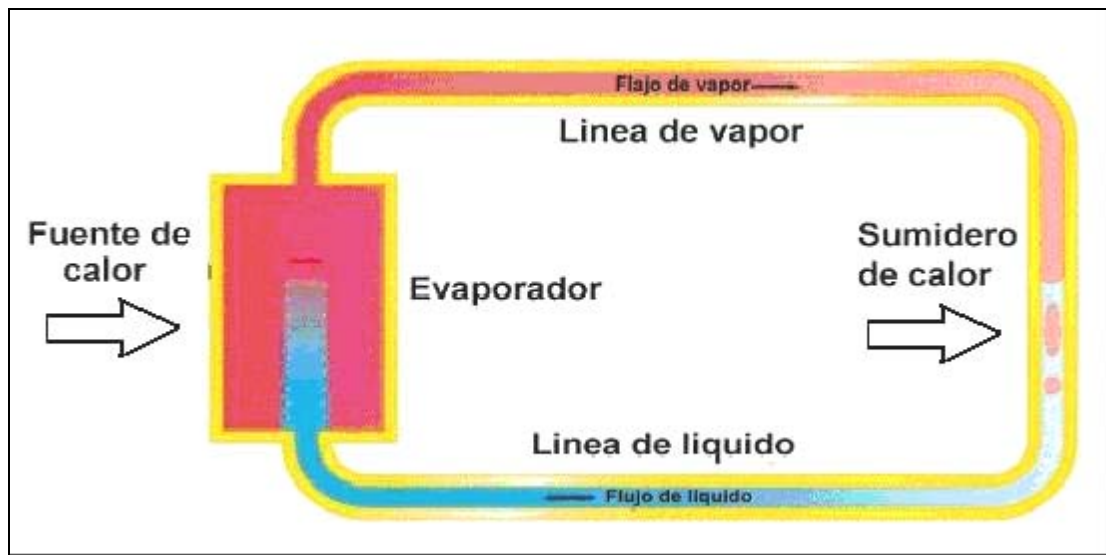
Noren products, @2003.

1.7 VARIACIONES ESPECIALES DE LOS TUBOS DE CALOR Y TERMOSIFONES BIFASICOS

1.7.1 Tubo de calor de circuito cerrado. Dentro de esta clasificación se encuentran los tubos de circuito cerrado de bombeo capilar (CPL por sus siglas en inglés, capilarity pumped loop), termosifones de circuito cerrado (LTS, loop thermosyphons) y tubos de calor de circuito cerrado (LHP, Loop heat pipes); los LTS son asistidos por gravedad por lo que el condensador debe estar por encima del evaporador, los CPL y los LHP pueden operar en cualquier dirección, inclusive bajo condiciones extremas como 10 y 9 veces la fuerza de la gravedad en una mesa rotativa de prueba y en aviones de combate, respectivamente (THERMACORE INTERNATIONAL INC, @2002).

La característica principal de este tipo de tubos, es que el flujo de vapor y el de líquido van en la misma dirección (Figura 1-8) a diferencia de los tubos de calor y los termosifones donde los flujos se encuentran en direcciones opuestas (ANDREWS y otros, 1997), creando en ciertos casos limitaciones de operación.

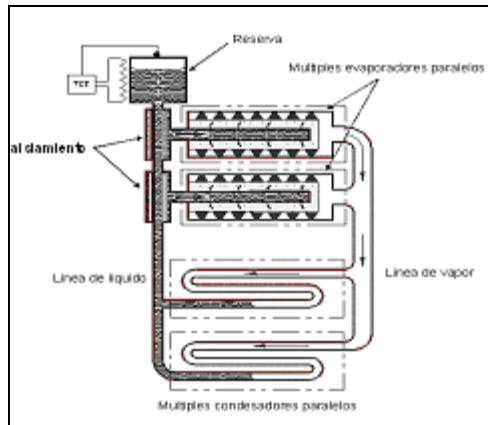
Figura 1-8. Esquema de operación de un tubo de calor de circuito cerrado



Appleby y otros, 2003,38.

Los diseños típicos de los tubos de circuito cerrado incluyen, una reserva de líquido que administra el líquido durante el proceso de arranque y en operación normal, aquí es donde radica la principal diferencia entre los CPL y los LHP. En los CPL la reserva se encuentra alejada del evaporador (Figura 1-9), lo que permite construir arreglos con varios evaporadores o condensadores conectados en serie o en paralelo; una ventaja significativa en aplicaciones donde se tienen varias fuentes de calor. Esta característica presenta la desventaja de necesitar precalentamiento de la reserva antes del arranque para que se puedan llenar de líquido las mechas de los evaporadores en caso de no ser termosifón bifásico (YUN y otros, @2002).

Figura1-9. Esquema de un CPL



Yun y otros, @2002

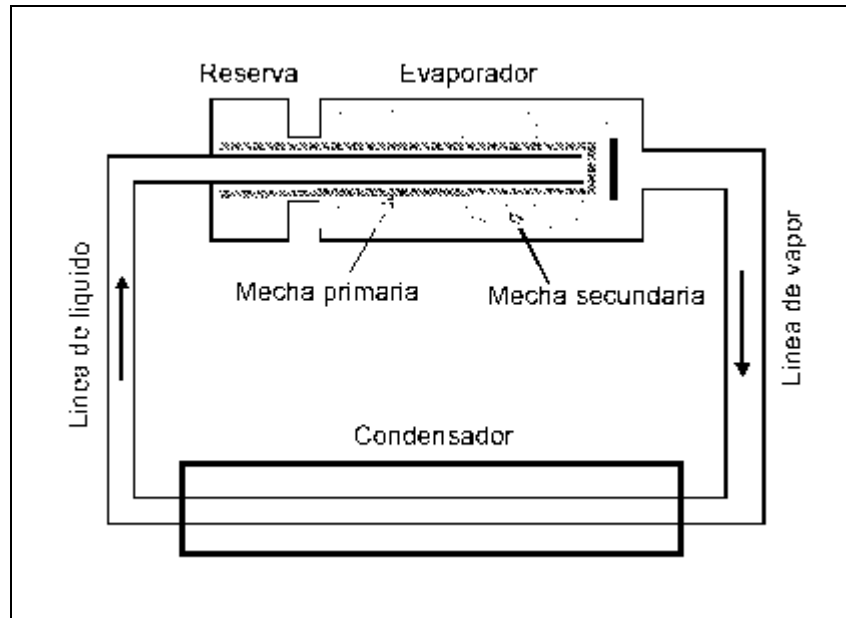
La reserva en los LHP está conectada hidráulica y térmicamente al evaporador por una unión capilar comúnmente referida como mecha secundaria (Figura1-10), esta unión permite que el tubo funcione como un tubo de conductancia variable, en un rango de flujo de calor y de conductancia constante en otro rango de flujo de calor, regulándose automáticamente, obteniendo una relación muy especial entre la entrada de calor y la temperatura (Figura 1-11). Los LHP son confiables y robustos y no necesitan ningún acondicionamiento previo al arranque (APPLEBY y otros, 2003).

1.7.2 Termosifón inverso o antigravitacional. En el termosifón convencional, el evaporador debe estar localizado por debajo del condensador para asegurar el retorno del condensado, por lo tanto no es efectivo en ausencia de la gravedad.

Se ha desarrollado un termosifón inverso que al igual que los tubos de calor convencionales y los termosifones, el tubo es sellado y contiene únicamente el fluido de trabajo en forma de líquido y vapor. Para regresar el condensado a la sección evaporadora se utiliza una bomba de vapor, la cual es simplemente un tubo en cuyo extremo inferior está sumergido en el condensado y su extremo superior posee una apertura en el evaporador. La bomba de calor requiere de una pequeña

entrada de calor en la base para operar, creando una mezcla de dos fases en el tubo; dicha mezcla tiene más baja densidad que el condensado y, por lo tanto, es obligada a retornar al condensador (GIRALDO y otros, 1988).

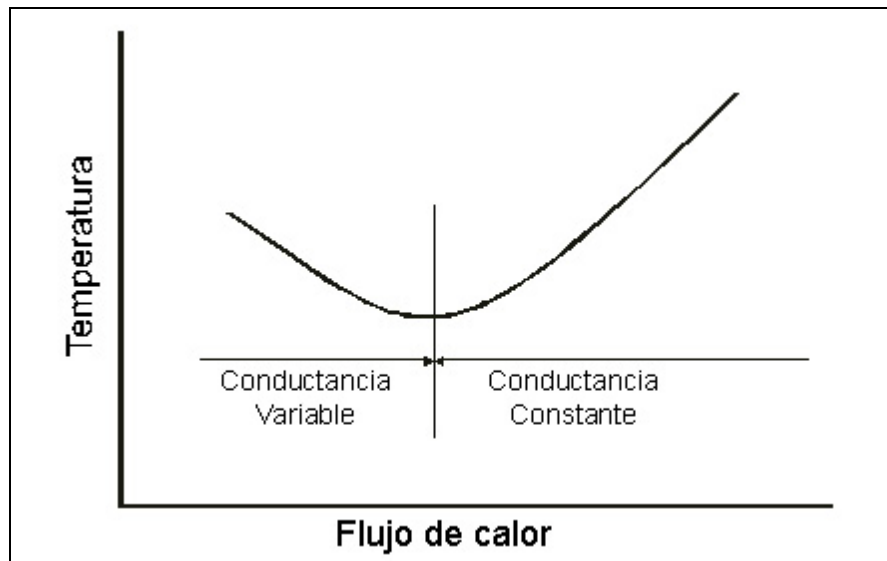
Figura 1-10. Esquema de operación de un LHP



Appleby y otros, 2003,41.

El evaporador tiene forma de anillos sellados en la base, dentro del cual el líquido es alimentado por la bomba de vapor. Existe un bufle anular para mejorar la circulación en el evaporador. La ventaja de este dispositivo es que no está restringido por los límites de ebullición en el evaporador, contrario al tubo de calor convencional (GIRALDO y otros, 1988).

Figura 1-11. Control autorregulado típico de un LHP



Appleby y otros, 2003,41.

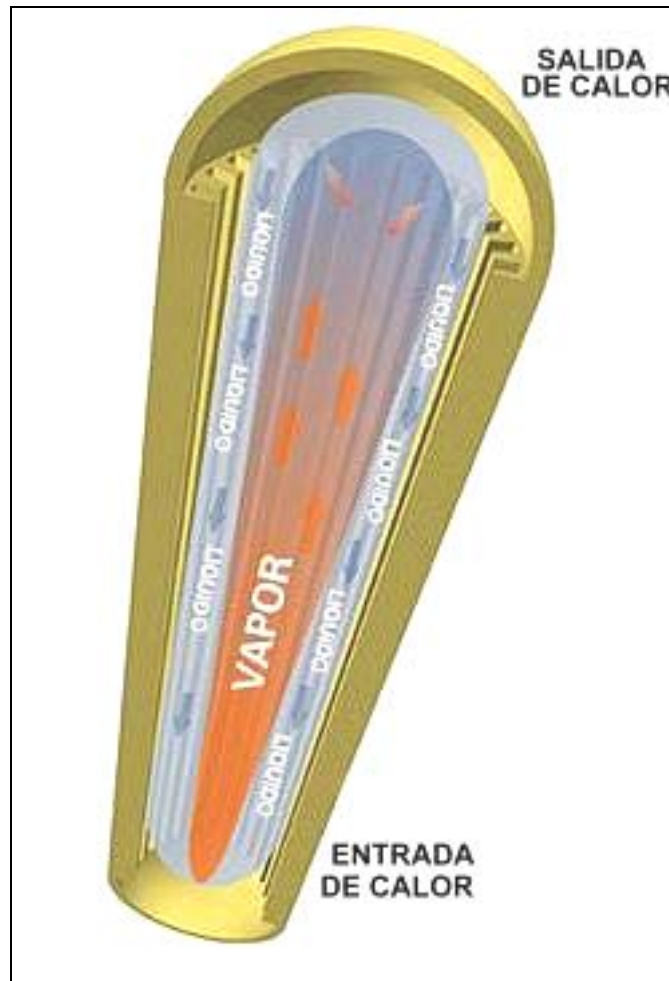
1.8 ANTECEDENTES DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

El primer indicio rastreable del tubo termosifón bifásico o tubo de calor asistidos por gravedad, se remonta a mediados del siglo XIX, cuando Angier Mark Perkins y J. Perkins patentaron el “Perkins tube” o tubo Perkins en 1892, el cual transfiere calor desde una caldera hacia un condensador mediante un proceso que puede utilizar el fluido en una sola fase o en dos fases. Luego en 1929 F. W. Gay patentó un aparato similar que consistía en varios tubos verticales que transportan calor desde su parte inferior hacia la parte superior del tubo, este tipo de termosifones fueron los que dieron paso a los tubos de calor que conocemos actualmente (PETERSON, 1994).

El paso de termosifón a tubo de calor fue dado por Richard S. Gaugler, un ingeniero de General Motors Corporation que patentó en 1944 el uso de una estructura capilar, que asiste el flujo del fluido dentro del tubo (Figura1-12), sin depender enteramente en la fuerza de gravedad para el retorno del fluido del condensador al evaporador, como lo hacen los termosifones. Pero no fue sino hasta después que G. M. Grover en 1964 publicó los resultados de sus investigaciones hechas en Los

Alamos National Laboratory de los Estados Unidos, que los tubos de calor comenzaron a recibir atención y a ser empleados en numerosas aplicaciones, Grover fue el primero en utilizar el término tubo de calor (incluyendo aquí a los termosifones) y lo describió como “una estructura ingenieril sinérgica la cual es equivalente a un material con una conductividad térmica mucho mayor que la de cualquier metal conocido” (PETERSON, 1994).

Figura 1-12. Tubo de calor con mecha tipo ranura



Swales Aerospace, @2003.

2 INTERCAMBIADOR DE CALOR CON TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo el intercambio se denomina intercambiador de calor, y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho, procesos químicos entre otros.

2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El aumento en el consumo de energía ha traído consigo problemas de materiales y conservación de combustible. Una dirección para resolver esos problemas es mejorando la eficiencia, tanto en los equipos que se diseñan como en nuevos procesos industriales, permitiendo reducción de materiales y consumo de energía (PIORO y otros, 2003).

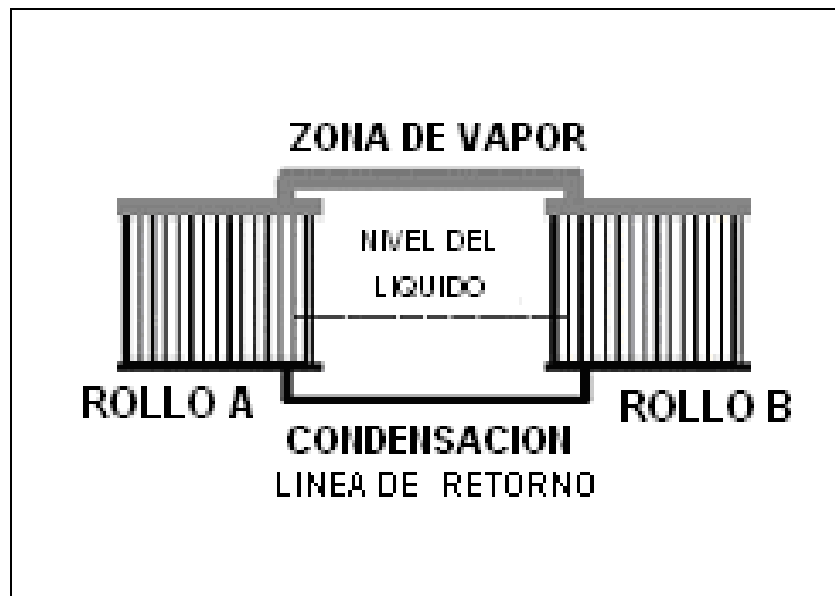
Muchos son los equipos empleados para transmisión o transformación de flujos de calor. En muchos casos los problemas mencionados anteriormente pueden ser eficientemente resueltos usando termosifones. Este dispositivo tiene una baja resistencia térmica, su operación es simple y no requieren de energía adicional para su funcionamiento, por lo cual pueden ser usados con éxito en procesos de transmisión y transformación de flujos de calor (PIORO y otros, 2003).

Un intercambiador de calor con tubos termosifones bifásicos, funciona transfiriendo calor de manera permanente entre dos fluidos, separados por una pared horizontal dentro de un contenedor. El intercambiador consiste en una serie de tubos termosifones, dentro de una envolvente externa. De acuerdo al funcionamiento de los tubos termosifones bifásicos, el calor se transfiere en el evaporador, localizado en el ducto inferior donde fluye la corriente de gas o líquido caliente, hasta el

condensador, localizado en la parte superior por donde circula el fluido que se desea calentar.

También se puede tener intercambiadores de calor con termosifones que funcionan con la zona de evaporación y condensación por separado (Figura 2-1), el cual podría transferir calor en cualquier dirección, porque ambas zonas se encuentran al mismo nivel. Si un arreglo de tubos es colocado en diferente elevación, el mas bajo debe ser siempre el evaporador.

Figura 2-1. Intercambiador de calor bidireccional termosifones loops



Carrier corporation, @2003.

Los termosifones pueden estar inclinados, siempre y cuando el ángulo de inclinación entre los tubos y la horizontal sea mayor de 30 grados. Para la carga de los termosifones se puede utilizar agua, amoniaco, acetona, metanol, R134a, entre otras (DOBSON, 2003), aunque la escogencia final, depende de una serie de factores mencionados en el capítulo anterior.

2.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

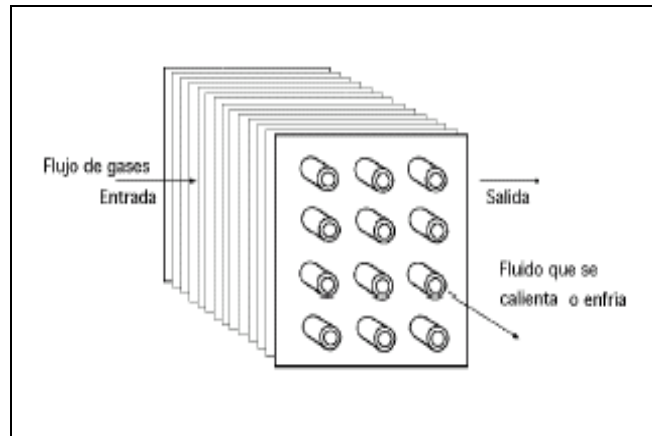
Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. El intercambiador de calor mas simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos (o doble tubo). El arreglo de flujo paralelo los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo. El arreglo en contra flujo, los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas y salen por extremos opuestos (INCROPERA y otros, 1999).

De manera alternativa, los fluidos pueden moverse en flujo cruzado (perpendiculares entre si). En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de este tipo (Figura 2-1) en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos; el flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo de mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar; el flujo del gas exterior presenta una mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor.

En un proyecto de intercambiadores de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado. Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficientes de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos; si esto no se hace así, una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocará una caída de temperatura global también grande para

una transferencia de calor por unidad de tiempo determinada, lo que exige un equipo mayor, con el consiguiente perjuicio económico (TERMOWEB, @2003)

Figura 2-1. Intercambiador de calor de flujo cruzado



Incropera y otros, 1999, 583.

Otra configuración común es el intercambiador de calor de tubos y coraza. Las formas específicas difieren de acuerdo al número de pasos de tubo y coraza, y la forma más simple, que implica un solo paso por tubo y coraza, se muestra en la Figura 2-2 (INCROPERA y otros, 1999).

Este tipo de intercambiador se utiliza, cuando el gasto másico es elevado. Si se utilizan varios tubos concéntricos en paralelo, el peso del material de los tubos que se necesita se haría tan grande, que es mucho más económico el construirlos formando un conjunto de carcasa y tubos, de forma que se utiliza una carcasa común para muchos tubos. En este tipo de intercambiador, uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se ve forzado a circular entre la carcasa y la parte exterior de los tubos, normalmente a ellos (TERMOWEB, @2003).

Cuando las temperaturas TC del fluido del lado caliente y TF del fluido del lado frío son variables de un punto a otro, a medida que el calor va pasando del fluido más caliente al más frío, la velocidad de intercambio térmico entre los fluidos también

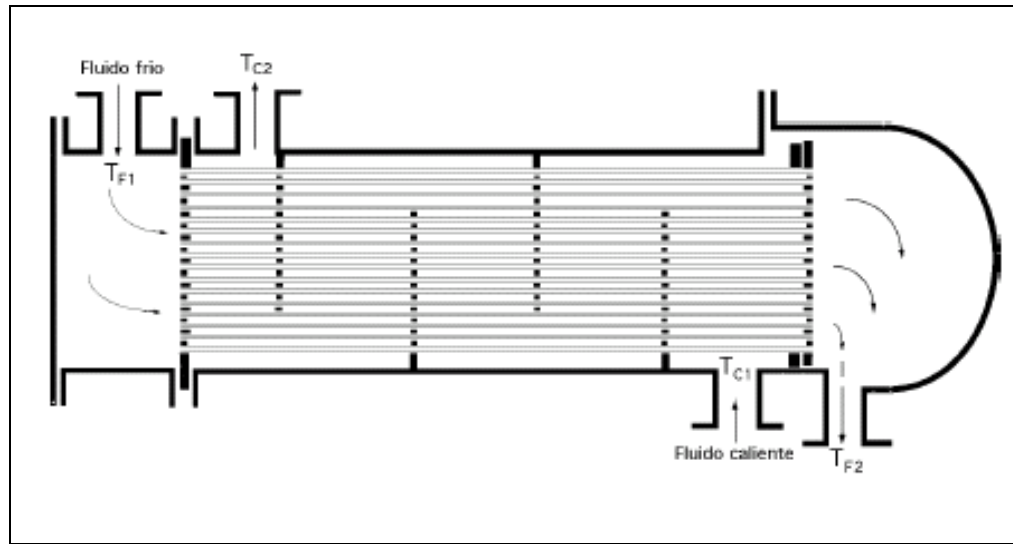
variará a lo largo del intercambiador, porque su valor depende, en cada sección, de la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío (TERMOWEB, @2003).

En un flujo paralelo en equicorriente, la temperatura final del fluido más frío nunca puede llegar a ser igual a la temperatura de salida del fluido más caliente. Sin embargo, en un flujo en contracorriente, la temperatura final del fluido más frío (que es el que se calienta) puede superar la temperatura de salida del fluido más caliente (que se enfría), puesto que existe un gradiente de temperaturas favorable a todo lo largo del intercambiador de calor (TERMOWEB, @2003).

En un intercambiador en contracorriente, los coeficientes de transmisión de calor del lado de la carcasa y del lado de los tubos deben ser del mismo orden de magnitud y ser grandes para obtener un coeficiente global satisfactorio. La velocidad y turbulencia del líquido del lado de la carcasa son tan importantes como las del líquido del lado de los tubos. Para evitar el debilitamiento de las placas tubulares es preciso mantener una distancia mínima entre los tubos, por lo que no resulta práctico colocar los tubos tan juntos que la sección libre para el flujo del fluido por el exterior de los tubos sea tan pequeña, como la del interior de los mismos (TERMOWEB, @2003).

Los intercambiadores de calor compactos, son dispositivos con arreglos de tubos con aletas o placas que permiten conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande ($< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Se utilizan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas, y en consecuencia se caracterizan por un coeficiente de convección pequeño. Los tubos pueden ser planos o circulares, y las aletas pueden ser de placa o circular (Figura 2-3). Los intercambiadores de calor de placas paralelas pueden ser con aletas o corrugadas y se pueden usar en modos de operación de un solo paso o multipaso. Los flujos asociados con intercambiadores de calor compactos normalmente son pequeños y el flujo es por lo general laminar (INCROPERA y otros, 1999).

Figura 2-2. Intercambiador de calor de tubos y coraza con un paso por la coraza y tubos

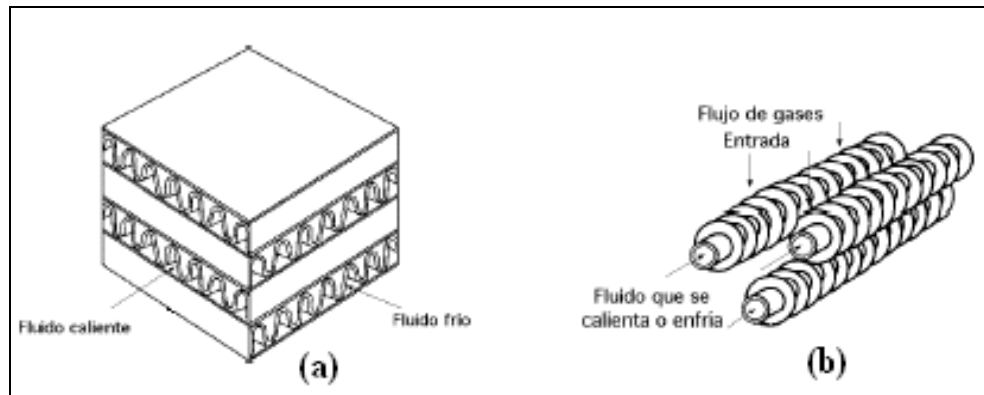


Incropera y otros, 1999, 583.

2.3 PUBLICACIONES

A continuación se hace una recopilación de una serie de artículos que permiten dar una idea del continuo trabajo y desarrollo que han tenido los termosifones bifásicos y la utilización de estos en aplicaciones de intercambio de calor en las últimas décadas. Se cuenta con artículos desde 1976 hasta el 2003, estos fueron consultados principalmente en bases de datos especializadas y usando buscadores en Internet, recopilando documentos en inglés principalmente como también en español o que estuvieran traducidos a este idioma.

Figura 2-3. Cubiertas de intercambiador de calor compactos. (a) Aletas de placa (un solo paso). (b) tubos con aletas (tubos circulares con aletas circulares)



Incropera y otros, 1999, 584.

Algunos de estos artículos son utilizados como referencia bibliográfica para el actual proyecto, en aspectos como el diseño, la construcción y evaluación tanto de los termosifones como del intercambiador.

2.3.1 1970-1989. En 1976 los autores Elfriede Hermann, Herbert Koch, Helmut Kreeb, Michel Perdu, publicaron un manual que recopilaba datos del efecto de diferentes variables dentro de los tubos de calor, también muestran el desempeño de éstos para los valores máximos de operación (HERMANN y otros, 1976).

En este mismo año se presentó el informe de una investigación, que pretendía determinar los efectos de la gravedad cero en los tubos de calor, este informe fue presentado en la segunda conferencia internacional de tubos de calor que tuvo lugar en Bolonia, Italia (MUENZEL y otros, 1976).

Entre los trabajos realizados al comienzo de la década de los 80, se da cuenta de un estudio sobre las características de los intercambiadores de calor, con la utilización de éstos para la recuperación de calor de desperdicio (YAMAGUCHI y otros, 1980); también el ESDU (Engineering Sciences Data Unit) publicó una serie de artículos, uno de los cuales trata sobre las propiedades termo físicas de varios

fluidos trabajados en un rango de temperatura de -60° hasta 300°C , entre los fluidos estudiados se encuentra el agua, el amoníaco, la acetona y el metanol entre otros (ESDU 3, 1980). El siguiente hace un estudio de las características y propiedades de la mecha (ESDU 2, 1980) y por último ilustra sobre el uso de los tubos de calor e incluye información práctica para el diseño (ESDU 1, 1980).

En la cuarta conferencia internacional sobre los avances y procedimientos en tubos de calor llevada a cabo en Londres, Inglaterra, en 1981, se presentaron 63 artículos sobre diversos temas, entre los cuales vale mencionar los estudios sobre pruebas de durabilidad y técnicas experimentales, tubos de calor de aluminio extruido, termosifones bifásicos cerrados, el efecto de los campos eléctricos sobre los tubos, transporte de calor pasivo descendente y análisis termodinámicos entre otros; también se mostraron diversas aplicaciones como en: Conservación de energía, naves espaciales, válvulas marítimas, derretimiento de nieve, amplificadores de sonido, calderas de precisión, colectores solares, generación de energía termoeléctrica y recuperación de calor (ADVANCES IN HEAT PIPE TECHNOLOGY, 2002).

2.3.2 1990-2003. Para ilustrar este período se presentan algunos apartes de la recopilación de trabajos hecha por Los Alamos entre 1990 y 1995 además de los trabajos presentados en el 5o simposio internacional de Tubos de Calor, que son recopilados en el libro "Heat Pipe Technology" y desarrollos hechos por fabricantes internacionales.

- Resumen de los Alamos 1990-1995. Trabajos realizados en el continente americano entre 1990 y 1995 fueron mencionados por los autores Robert S. Reid y Michael A. Merrigan de Los Alamos National Laboratory (REID y otros, 2002); esta recopilación incluye artículos presentados en conferencias sobre estos temas, revistas y libros de autores de este continente; también se incluyen productos

desarrollados por industrias fabricantes de tubos de calor en Estados Unidos y Canadá.

Este informe fue presentado en la novena Conferencia Internacional de Tubos de Calor llevada a cabo en Albuquerque, Nuevo México del 1 al 5 de Mayo de 1995 y en este se incluyen los trabajos de la séptima conferencia internacional de Tubos de Calor llevada a cabo en Moscú, antigua Unión Soviética del 21 al 25 de Mayo de 1990; y la octava conferencia internacional de Tubos de Calor en Beijín, China del 14 al 18 de Septiembre de 1992. Otras como la veintinueveavesima Conferencia nacional de Transferencia de Calor en Atlanta, Georgia, Estados Unidos, la quinta y la sexta Conferencia realizada por la AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics) y la ASME (The American Society of Mechanical Engineers) sobre termo física y transferencia de Calor en Colorado Springs, Colorado, Estados Unidos también son incluidas.

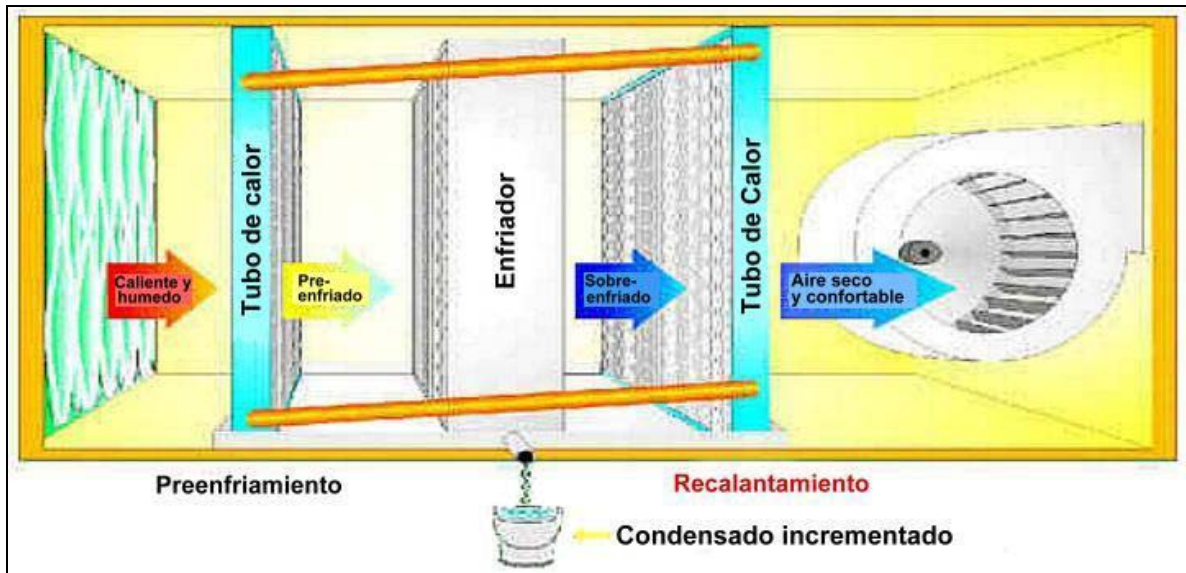
Se hizo una clasificación por categorías en donde se incluyen 174 trabajos referenciados además de productos desarrollados por las siguientes empresas: Noren Products, Thermacore, Des Champs Laboratories, Heat Pipe Technology, ABB Air Preheater, QDT, y Hudson Products Corporation; todas localizadas en Estados Unidos y Canadá.

A continuación se presenta una descripción de las categorías relacionadas con los intercambiadores de calor en base a tubos de calor (especialmente los que utilizan termosifones bifásicos).

En esta sección también se presentan las empresas de Estados Unidos y Canadá que manufacturan principalmente intercambiadores de calor, calderas, gabinetes de refrigeración y calentadores de aire con tubos de calor, estas empresas son: ABB Air Preheater, Incorporated de Wellsville, New York; Des Champs Laboratories, Incorporated, de Natural Bridge Station, Virginia; Heat Pipe Technology, Incorporated de Alachua, Florida; Hudson Products Corporation de

Houston, Texas; Noren Products, Incorporated de Menlo Park, California; QDT, Limited de Dallas, Texas; Acrolab, Incorporated de Windsor, Notario, Canadá. A continuación se muestran algunos de estos productos (Figura 2-4) y (Figura 2-5).

Figura 2-4. Esquema de un Deshumidificador de aire fabricado por Heat Pipe Technology



Heat pipe technology, @2003).

- Aspectos de los materiales relacionados con los tubos de calor. La compatibilidad entre el contenedor y el fluido de trabajo, la mojabilidad de las superficies, desarrollos de mechas y protección contra el medio ambiente son los temas principales tratados en esta sección. Los autores S. DasGupta y P.C. Wayner del Instituto Politécnico Rensselaer, Estados Unidos, trabajan en el tema de la interacción sólido-líquido-vapor en la evaporación y condensación sobre el cual han presentado muchos trabajos.

Figura 2-5. Calentador de aire con Tubos de Calor “Heatflo”



Hudson Products CORPORATION, @2003.

- Termosifones. Esta palabra hace referencia a tubos de Calor asistidos por gravedad y de una sola fase, sobre este último se cita el autor M. S. Polentini. También se presentan varios estudios realizados por G. S. H. Lock, en la Universidad de Alberta en Canadá, entre los cuales se menciona uno sobre la influencia de la inclinación en el desempeño del termosifón; otros autores como R. J. Fox; G. P. Peterson y Z. J. Zuo también realizaron estudios sobre el tema.

F. D. Haynes en la Universidad de Alaska, Estados Unidos, reportó el uso de un termosifón con un evaporador horizontal de 37 metros de largo usado en Gakona, Alaska para estabilizar el generador de potencia de un radar; K. L. Yerkes reportó el uso de termosifones rotativos para el control de temperatura en aviones (APPLEBY y otros, 2003).

2.3.3 Apartes del 5o Simposio internacional de tubos de calor. El 5o Simposio Internacional de Tubos de Calor fue llevado a cabo en La Universidad de

Melbourne, Australia, del 17 al 20 de Noviembre de 1996; continuando con la serie de simposios originados y llevados a cabo en Japón por la Asociación para Tubos de Calor de Japón (“JAHP”). En éste participaron mas 100 investigadores en representación de 20 países, presentando un total de 63 artículos divididos en ocho categorías (APPLEBY y otros, 2003). A continuación se presentan algunos apartes sobre trabajos presentados y avances sobre el tema en diversos países asistentes al simposio, especialmente lo relacionado con intercambiadores de calor

- Revisión técnica por Países y algunos trabajos expuestos sobre intercambiadores de calor con tubos de calor y termosifones. Yung Lee et al. Realiza una simulación a un sistema de refrigeración con termosifones utilizado en módulos de telecomunicación, para esto se desarrolló un código computacional que puede predecir correctamente las características de transferencia de calor del sistema descrito, pero el estudio muestra que es necesario complementarlo con datos experimentales.

Las investigaciones y desarrollos recientes hechos sobre los tubos de calor en Japón son presentados por Saburo Maezawa, excluyendo los trabajos presentados en el 4o Simposio Internacional De Tubos De Calor, realizado en Tukuba, Japón en 1994 y en la 9a Conferencia Internacional De Tubos De Calor en Albuquerque, USA en 1995. Aquí se hace referencia a investigaciones sobre termosifones cerrados de dos fases y tubos de calor en general así como las aplicaciones en refrigeración de CPUs (unidades de procesamiento central) de computadores.

En Corea los tubos de calor son desarrollados y estudiados principalmente por universidades e institutos de investigación desde 1980; cuando se enfocaban, como lo indica Yoon Pyo Lee, en aplicaciones para intercambiadores de calor, pero desde entonces la industria de los tubos de calor ha crecido, incluyendo campos como la recuperación de energía y las telecomunicaciones, y promete ser mas

activa debido a la gran cantidad de compañías de electrónica que se encuentran en la región con aplicaciones potenciales para éstos.

Leonard Vasiliev hace una revisión de los trabajos realizados en la antigua Unión Soviética, enfocándose principalmente en aplicaciones prácticas en la industria, la agricultura y en los programas espaciales. El desarrollo se ha enfocado principalmente en tubos de cobre-agua, aluminio-amoníaco, acero inoxidable-agua y acero inoxidable-sodio entre otros. En la actualidad mas de veinte instituciones y establecimientos están trabajando en investigación y desarrollo en tubos de calor en la región, entre los que se encuentran: Instituto de Transferencia de Masa Y Calor de Luikov, Minsk, Bielorrusia; Instituto de Altas Temperaturas, Academia de Ciencia, Moscú, Rusia; Instituto de Investigaciones Científicas en Electromecánica, Istra, Rusia; Instituto de Ingeniería Termofísica, Ucrania; entre otros (APPLEBY y otros, 2003).

Una correlación para la tasa de transferencia de calor crítica en un termosifón cerrado de dos fases, es presentada por Masao Shiraishi et al.; con esto se busca poder predecir el termosifón óptimo para unas condiciones de operación dadas. Se investigó para esto los efectos del fluido de trabajo, en este caso utilizaron Freon R113 y DF123, etanol, agua y flúor inerte FC72; el diámetro, 14 y 21 mm. de diámetro interior en este caso; la relación de la longitud del evaporador con respecto del diámetro (Le/d), 11, 22 y 32 fueron utilizadas; cantidad de fluido; presión de trabajo y ángulo de inclinación para predecir la relación entre tasa crítica de transferencia máxima en posición inclinada y ésta en posición vertical Q_{cmax} / Q_{c90} . Se logró obtener una precisión de $\pm 10\%$.

El efecto de la relación Le/d y el número de Bond en las características de transferencia de calor, en un termosifón inclinado, cerrado de dos fases, en condiciones normales de operación es presentado por Pradit Terdtoon et al.; se utilizaron termosifones de cobre con diámetros de 7.5, 11.1 y 25.9, con agua, etanol y R-22 como fluidos de trabajo. La relación Le/d es variada entre 5 y 40, el ángulo

de inclinación entre 0 y 90°. Los resultados obtenidos muestran que el efecto de la inclinación, depende de Le/d y que 10 es un valor crítico de esta relación; los termosifones funcionan mejor cuando están inclinados entre 40-70° con respecto a la posición horizontal que en posición vertical (90°) y por último encuentran una relación para el número de Bond y Q_{cimax} / Q_{c90} .

- Intercambiadores de calor con tubos de calor presentados en el 5o Simposio internacional de tubos de calor. El diseño, construcción y evaluación de un recuperador de calor de desperdicio en una caldera de 1 ton./hora de una fábrica en Tailandia, usando termosifones es descrito por Pradit Terdtoon et al. De la Universidad de Chiang Mai en Tailandia. El recuperador consiste de 78 termosifones de acero inoxidable-agua que mide 1.2 m. x 1.5 m. x 1.5 m.; con una efectividad promedio de 0.58, un valor comparativamente alto; lo que lo hace una alternativa para todas las empresas que presenten pérdidas altas de calor lo que reduciría el consumo de energía (APPLEBY y otros, 2003).

J. Y. Sun y R. J. Shyu estudian tres casos de empresas que emplean satisfactoriamente este tipo de elementos, para recuperar calor de desperdicio en sus procesos industriales, el primer caso es una empresa fabricante de automóviles que posee una unidad recuperadora de calor, con tubos de calor en una caldera; el segundo una industria fabricante de acero recuperando calor en un horno y por último una empresa textil que lo utiliza en un secador. En los tres casos se muestra una implementación y reducción de costos satisfactoria.

Los autores Keiyo Gi y Saburo Maezawa desarrollan un intercambiador de calor con un termosifón cerrado de dos fases, con reserva de gas no condensable, que sirve para controlar la temperatura de salida del intercambiador; la reserva de gas permite variar el área de contacto entre el vapor caliente del fluido de trabajo y la pared del tubo de salida del intercambiador (Figura 2-6). Cuando aumenta la entrada de calor, se genera mas vapor y la presión de éste aumenta, aprisionando

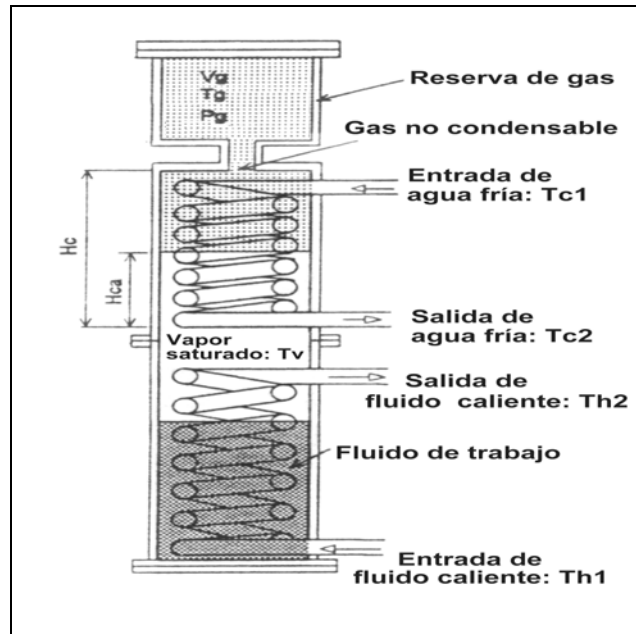
el gas no condensable en la reserva, permitiendo mayor área para el intercambio de calor; cuando disminuye la entrada ocurre lo contrario. Las pruebas mostraron que para una entrada con temperatura variable del fluido caliente (75-100°C), se obtenía una salida de fluido caliente constante ($70 \pm 2^\circ\text{C}$).

En esta sección se presentan otros seis trabajos relacionados; Vipin Dube et al. del grupo de Conservación de Energía y Energía Renovable de RMIT, Melbourne, Australia; presenta el diseño, construcción y evaluación de un intercambiador con tubos de calor para recuperación de calor a temperatura media. Xiao Ping Wu et al. del mismo grupo que Dube estudia la efectividad de estos intercambiadores para aplicaciones en aires acondicionados; así mismo Wasim Saman de la Universidad de Australia del Sur realiza un estudio similar. Un intercambiador que utiliza dos secciones de enfriamiento, es propuesto por M. G. Gamal de la Universidad zhejiang, China; para remover calor y brindar calentamiento adicional a un calentador nuclear. Una comparación entre precalentadores de aire convencionales y con tubos de calor es hecha por Guoping Wen et al. del Instituto de Investigación del Motor Marino Diesel de Shanghai, China. Hong Zhang del Instituto de Tecnología en Tubos de Calor, de la Universidad de Tecnología Química de Nanjing, China, indica el nivel de fluido óptimo en estos tubos y presenta una ecuación para hallar el porcentaje de llenado de líquido, además atribuye la dinámica de la circulación a la diferencia en densidades del medio de trabajo en la tubería ascendente y la descendente, encuentra una altura mínima de separación entre el condensador y el evaporador que se debe conservar para el correcto funcionamiento del tubo y por último propone un nuevo método para calcular el porcentaje de líquido en cada línea, para próximas aplicaciones en intercambiadores de calor.

2.3.4 Otras publicaciones. Sánchez y otros presentan una metodología para el diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor que emplea tubos termosifones bifásicos, presentando un intercambiador que consistía en una placa

metálica rectangular para soportar los tubos termosifones bifásicos y que permite dividir la zona de intercambio de calor. Este intercambiador se utilizó para recuperar los gases de combustión provenientes de una caldera, el intercambiador cuenta con un número de 93 tubos distribuidos en 3 hilera, cada uno de 31 tubos. (INFORMACIÓN TECNOLÓGICA, 2001)

Figura 2-6. Modelo de termosifón con reserva de gas



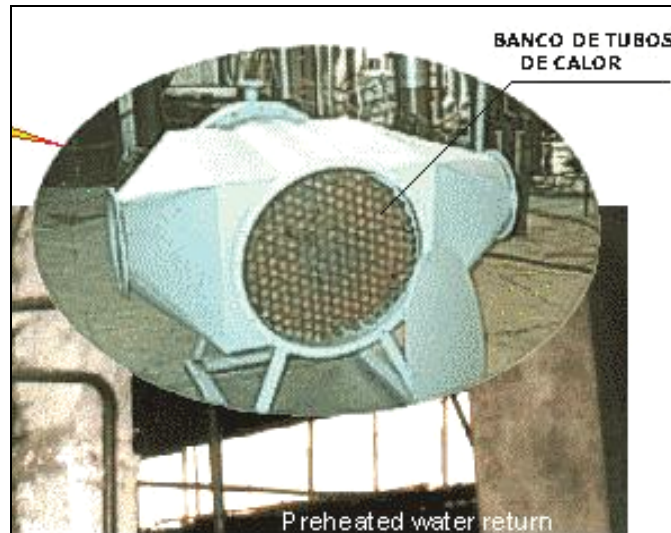
Appleby y otros, 2003,74.

2.3.5 Intercambiadores de calor con tubos de calor en la industria mundial. En la (Figura 2-7) se muestra un sistema de recuperación de calor para una fundidora de cristal fabricado por la empresa rumana Transterm, esta unidad posee 199 tubos de calor, de acero al carbón, la longitud de los tubos es de 1.100 milímetros y logra recuperar 45.000 W.

Esta misma empresa a desarrollado un precalentador de agua y aire (Figura 2-8) el cual ha estado trabajando desde 1998 para una fábrica de madera de la industria rumana, el cual precalienta agua de alimentación para un generador eléctrico de vapor durante el verano y aire para la comodidad durante el invierno. Los tubos de

calor de esta unidad son de cobre con aletas llanas para mejorar la transferencia, y utiliza acetona como fluido de trabajo.

Figura 2-7. Recuperador de calor con tubos de calor

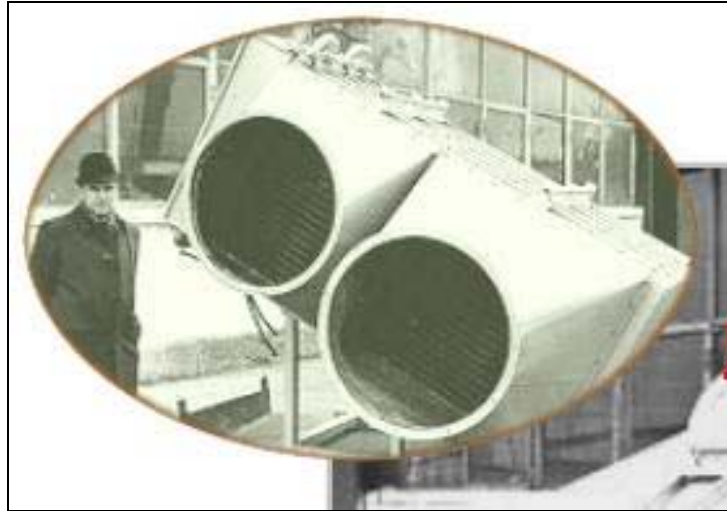


Transterm @2003.

El equipo descrito en la (Figura 2-9), es un intercambiador de calor con tubos de calor, utilizado para precalentar aire, el cual esta en funcionamiento desde 1995 en una empresa química en Rumania. El equipo contiene 2540 tubos de calor, construidos en aluminio con mecha tipo malla y utiliza amoniaco como fluido de trabajo.

La unidad Econoterm, presentada en la (Figura 2-10), se diseña para precalentar el agua de alimentación para una caldera de vapor de 20 toneladas por hora, instalada en una fábrica rumana de los muebles. El sistema ha estado funcionando desde 1997. Este equipo utiliza 965 tubos de calor, de 1 pulgada de diámetro nominal y 2 metros de longitud, hechos de acero al carbón y logra recuperar 730.000W, teniendo como temperatura de entrada de agua 10°C y logrando una salida de 97°C; el calentamiento se logra al aprovechar los gases calientes de la chimenea de la caldera, cuya temperatura es 180°C (TRANSTERM, @2003).

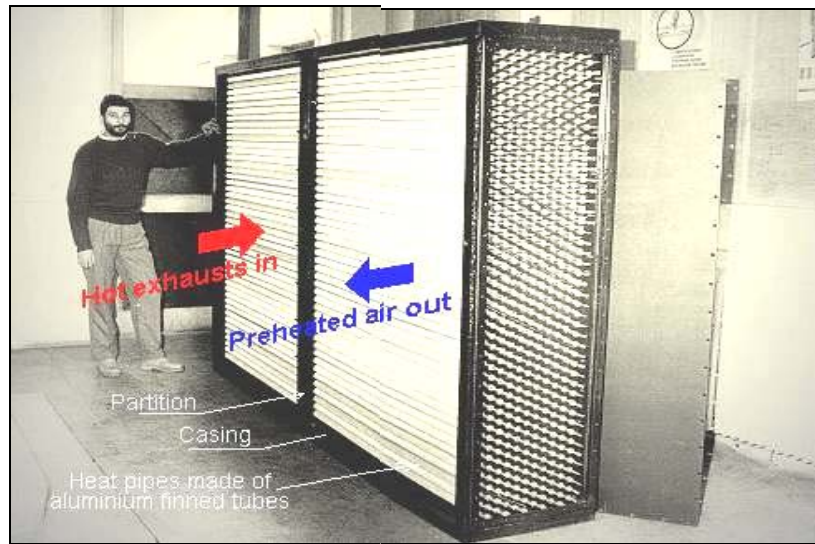
Figura 2-8. Pre calentador de aire-agua con termosifones



Transterm @2003.

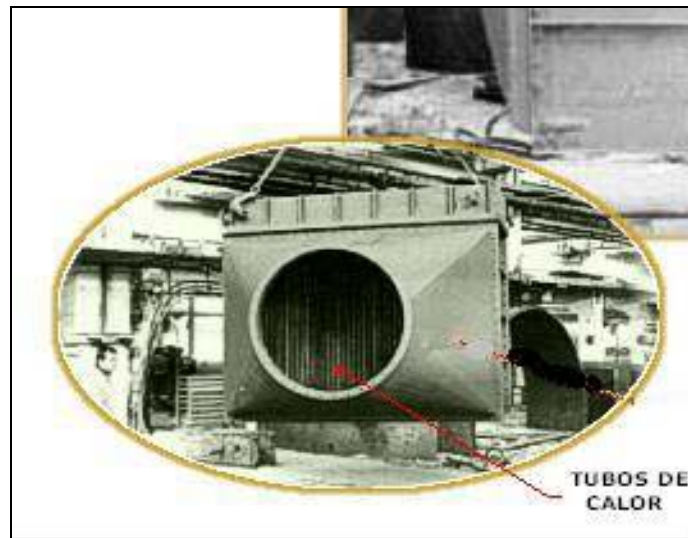
Noren Products Inc. fabrica también una extensa gama de aparatos de transmisión de calor que incorporan tubos de calor. Estos incluyen Compact Cabinet Coolers™ (Intercambiadores de Calor), Thermal Pins™ (Conductores de Calor) , y Megaflats™. El “Compact Cabinet Cooler” (Intercambiador de Calor Compacto) (Figura 2-10), que es un intercambiador de calor fabricado por Noren, es utilizado para enfriar y recircular aire limpio dentro de gabinete que contiene equipos electrónicos, logrando disipar una buena cantidad de calor.

Figura 2-9. Precalentador de aire producido por Transtern



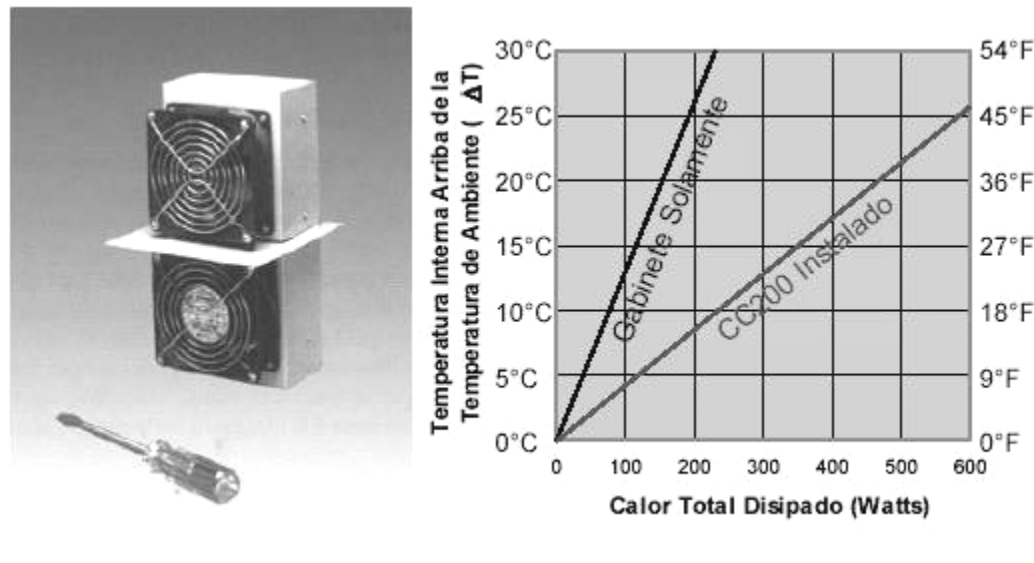
Transtern @2003.

Figura 2-10. Precalentador de agua para calderas



Transtern @2003.

Figura 2-11. Intercambiador de calor con Tubos de Calor

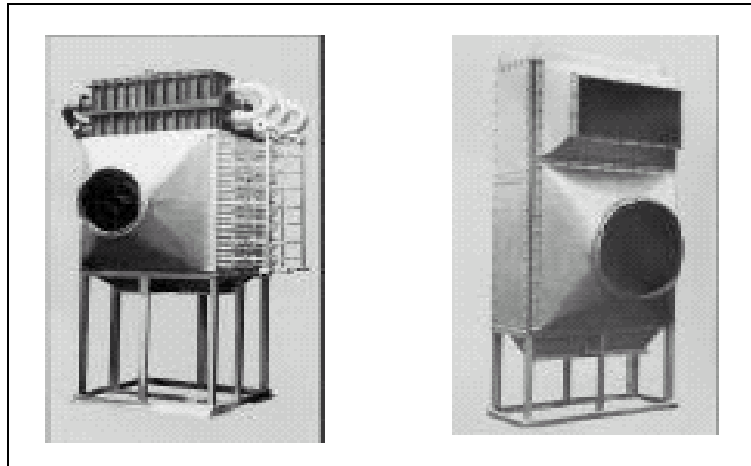


Transterm @2003.

En Corea también han estado desarrollando tubos de calor para la recuperación de calor de desecho desde finales de 1980, incluyendo economizadores y precalentadores de aire. KIER, KIMM y KIST son grupos de investigación que en conjunto con la compañía industrial y energética de Corea (“KEIC”), Compañía de maquinaria industrial unida (“UMIC”) y aliados de energía de Corea han desarrollado los intercambiadores de calor con tubos de calor con esos grupos de investigación. La (Figura 2-12) muestra un recuperador de calor de desecho con tubos de calor, utilizado en un sistema de secado durante los años recientes por UMIC. Los tubos de calor del recuperador, fueron hechos con acero al carbón y utilizan agua como fluido de trabajo

Calderas Hamada ha desarrollado una caldera para recuperación de calor de desecho con aplicación de tubos de calor, para recuperar la energía calorífica proveniente de un motor generador de diesel. La caldera de la (Figura 2-13) en una fabrica textil en Indonesia. Los tubos de calor de este equipo tienen 3 metros de longitud de los cuales 1.5 metros poseen aletas, y un diámetro de 32 milímetros.

Figura 2-12. Recuperador de calor de desecho con tubos de calor



KI-WOO Lee, @2003.

Figura 2-13. Caldera con tubos de calor



Hamada boiler, @2003.

Colman Coils Manufacturing, fabrica intercambiadores de calor aire-aire para aplicaciones industriales y comerciales, los cuales varían de tamaño dependiendo de las condiciones en las cuales va a trabajar. La estructura del intercambiador es de acero galvanizado, y los tubos de calor son de aluminio con diámetro de 1 pulgada; con aletas de aluminio, de 0.017 pulgadas de espesor.

3 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Área de la sección transversal del termosifón	m ²
A1	Constante para el limite de arrastre	adimensional
A _v	Área del espacio de vapor	m ²
Bo	Número de Bond	adimensional
D	Diámetro interno del termosifón	m
D _C	Diámetro interno del termosifón en la sección del condensador	m
D _E	Diámetro interno del termosifón en la sección del evaporador	m
g	Aceleración de la gravedad	m/seg ²
h _{fg}	Entalpía de vaporización	J/kg
K	Numero de Kutateladze	adimensional
L	Longitud total del termosifón	m
L _{AC}	Longitud de la zona adiabática con diámetro del condensador	m
L _{AE}	Longitud de la zona adiabática con diámetro del evaporador	m
L _C	Longitud del condensador	m
L _E	Longitud del evaporador	m
n	Constante para el limite de arrastre	adimensional
P _v	Presión de vapor	N/m ²
Q	Flujo de Calor	W
V _L	Volumen de fluido de trabajo en estado liquido	m ³
V _T	Volumen total de fluido de trabajo	m ³

SIMBOLOS GRIEGOS

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
ΔP	Diferencia de presión	Pa
ρ_v	Densidad del fluido de trabajo (vapor)	Kg / m ³
ρ_L	Densidad del fluido de trabajo (liquido)	Kg / m ³
λ	Calor latente de vaporización	KJ/kg
μ	Viscosidad absoluta	N seg / m ²
σ	Tensión superficial	N/m

Varias son las características y parámetros que se consideran en la descripción de la operación de un termosifón bifásico. Indudablemente los aspectos geométricos son fundamentales así como las condiciones de carga del dispositivo (fluido de trabajo y cantidad) y las cargas térmicas involucradas (flujos de calor y temperaturas).

El comportamiento de los termosifones bifásicos se encuentran enmarcados dentro de varios límites que son presentados en este capítulo, como son límite de secado, límite de arrastre, límite de ebullición, límite sónico y se menciona también un límite termodinámico.

3.1 LIMITE DE SECADO

El límite de secado es alcanzado en un termosifón bifásico cerrado en la parte inferior del evaporador cuando el volumen de fluido de trabajo es muy pequeño y el flujo de calor radial es relativamente pequeño. En esta situación el fluido condensado viaja hacia la zona de evaporación pero entre más se acerca a la parte inferior de ésta, el espesor de la película del condensado se aproxima a cero, por lo tanto no habrá piscina de líquido en la parte inferior de la zona de evaporación. Si el flujo de calor aumenta en el evaporador, el secado en la parte inferior será inminente y el tamaño de la zona seca incrementara con la entrada de calor. Desde la zona seca la temperatura de la pared incrementa constantemente, lo cual puede producir un sobrecalentamiento. Cohen y Barley (1955), Strel'tsov (1975) y Andros y Florschuetz (1976) desarrollaron relaciones entre el volumen del fluido y flujo de calor de secado para pequeños tipos de volúmenes. Shiraishi comparó el modelo de Cohen y Bayley con sus datos experimentales del secado de un termosifón, estos experimentos se realizaron para dos termosifones con contenedor de vidrio y R113 como fluido de trabajo. Los termosifones fueron calentados en un baño de aceite para efectos de visualización. Un resorte helicoidal fue ubicado dentro del termosifón para mantener la película de liquido que caía uniformemente a través de

la sección del evaporador. A continuación se presenta la ecuación que permite calcular el flujo de calor máximo antes de alcanzar el límite de secado, la cual es una adaptación al modelo de Cohen y Bayley presentado por Faghri, donde todas sus zonas tiene el mismo diámetro.

$$\frac{Q_{MAX}}{A} = \left(\frac{g \cdot h_{fg} \cdot \rho_L^2 \cdot \rho_V \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_L - \rho_V)}{\rho_V^2}}}{3 \cdot \mu \cdot L_e \cdot \sqrt[4]{\sigma \cdot g \cdot \rho_V^2 \cdot (\rho_L - \rho_V)}} \right) \times \left(\frac{\frac{V_T}{\pi \cdot D_{int}}}{\left(\frac{4}{5} L_C + L_A + \frac{3}{4} L_E \right)} \right)^3 \times \left(\frac{V_L \cdot \rho_L - V_T \cdot \rho_V}{V_T (\rho_L - \rho_V)} \right)^3$$

Ecuación 3-1. flujo de calor máximo de calor antes de alcanzar el limite de secado. Adaptado de Faghri, 1995, 396.

3.2 LIMITE DE ARRASTRE

El vapor y el líquido dentro de los tubos de calor (incluyendo los termosifones bifásicos), fluyen en direcciones opuestas, y la interacción de los flujos hace que sobre el líquido condensado se genere una fuerza de arrastre debido a que el vapor viaja a mayor velocidad. La tensión superficial del líquido es la fuerza que balancea el flujo, pero llega un momento, que al aumentar el flujo de calor y a su vez las velocidades de los fluidos, la fuerza de arrastre no puede ser balanceada y gotas de líquido comienzan a ser arrastradas por el vapor hacia el condensador, interrumpiendo la interfase vapor-líquido. De esta forma menos líquido llegará al evaporador y eventualmente se producirá el secado total de éste y un sobrecalentamiento. El límite de arrastre es el flujo de calor en el cual comienza a producirse el arrastre de líquido (SILVERSTEIN, 1992).

Una propuesta para predecir el límite de arrastre en un termosifón bifásico cerrado se basa en la existencia de una correlación semi -empírica del límite de arrastre en contracorriente en un flujo vapor-líquido en sistemas abiertos, que son ajustados

para el modelo del termosifón. Esa correlación es establecida experimentalmente con diferentes fluidos de trabajo y condiciones de operación (FAGHRI, 1995).

Hay dos importantes correlaciones semi – empíricas para predecir el límite de inundación en sistemas abiertos de dos fases. La primera es la correlación de Wallis (1969), la cual se caracterizó por un balance entre las fuerzas inerciales e hidrostáticas. La segunda es la de Kutateladze (1972), en el cual la inercia y las fuerzas superficiales de tensión son balanceadas. La correlación de Wallis está basada en los resultados de un experimento de canal abierto agua – gas. Dos coeficientes en esta correlación deben ser determinados por experimentación, porque dependen del diseño del tubo. El defecto de la correlación de Wallis, es no tener en cuenta el efecto de la tensión superficial. La tensión superficial es de gran importancia en las características hidrodinámicas y de transferencia de calor de sistemas líquido – gas. Físicamente incrementar la tensión superficial significa que una mayor diferencia de presión puede ser sostenida sin formación de olas. En la correlación de Kutateladze, el efecto del diámetro de los tubos no está incluido. Para tubos pequeños, el diámetro del flujo de vapor pasa a jugar un papel muy importante en las características de inundación (FAGHRI, 1995).

En 1989 Faghri presenta una mejora a las correlaciones semi –empíricas existentes, al incluir el efecto de la tensión superficial, el diámetro del tubo y las propiedades del fluido de trabajo. Esta es la correlación más general para determinar el límite de arrastre en termosifones.

El modelo de cálculo utilizado en (FAGHRI, 1995), el cual es una combinación de las correlaciones desarrolladas por Tien y Chung (1978) y Imura (1973), se presenta en la Ecuación 3-2.

$$Q_{\max} = K \cdot h_{fg} \cdot A \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_L - \rho_V)]^{1/4} \cdot [\rho_V^{-1/4} + \rho_L^{-1/4}]^2$$

Ecuación 3-2. Flujo de calor antes de alcanzar el límite de arrastre, tomado de Faghri, 1995, 391.

El número de Kutateladze (K) (FAGHRI, 1995, 389), el cual es un balance entre la cabeza dinámica, tensión superficial y la fuerza de gravedad, se puede encontrar con la Ecuación 3-3.

$$K = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.14} \text{Tanh}^2 \text{Bo}^{1/4}$$

Ecuación 3-3. Número de Kutateladze (K) en función del número de Bond (Bo), tomado de Faghri, 1995, 391

La ecuación 3-4 nos permite calcular el número de Bond (Bo), siendo L la longitud característica para la superficie de interés:

$$\text{Bo} = \frac{g \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot L^2}{\sigma}$$

Ecuación 3-4. Número de Bond (Bo), tomado de Incropera, 1999, 320

3.3 LIMITE DE EBULLICION

En la mayoría de los sistemas de flujo bifásico, la formación de burbujas de vapor en fase líquida (ebullición) mejora la convección, la cual es necesaria para transferencia de calor. Una ebullición como esa, a veces resulta difícil de producir en sistemas de metal líquido porque el líquido tiende a rellenar los sitios de nucleación necesarios para la formación de burbujas. En un tubo de calor, no se requiere convección en el líquido, porque podrían provocarse puntos calientes y destruir la acción del empaquetamiento. Por consiguiente los tubos en general se calientan isotérmicamente antes de utilizarse para permitir que el líquido humedezca la pared interna del tubo de calor (incluyendo termosifones bifásicos) y

rellene todos los sitios de nucleación, excepto los mas pequeños (APPLEBY y otros, 2003).

El límite de ebullición es vista en termosifones con volúmenes de llenado grandes y altos flujos de calor en la sección del evaporador. A medida que el flujo de calor es incrementado, núcleos de ebullición ocurren en el evaporador. Un aumento adicional en el flujo de calor resulta en una rotunda ebullición. Cuando se llega al flujo crítico de calor, las burbujas de vapor se forman en cavidades microscópicas propias del material, llamadas núcleos, donde se puede acumular vapor y gases no condensables. Lo cual esencialmente bloquea el fluido de trabajo que retorna al evaporador. En los puntos de nucleación la temperatura se incrementa rápidamente, lo que podría producir un sobrecalentamiento y posterior ruptura del contenedor. (FAGHRI,1995).

El flujo de calor al cual se inicia la ebullición se llama límite de ebullición y es comúnmente expresado como flujo de calor superficial (SILVERSTEIN, 1992).

Bezrodnyi et al. (1976), Gorbis y Savchenkov (1976) propusieron una correlación empírica para el máximo flujo de calor radial al cual comienza el límite de ebullición para un termosifón bifásico cerrado. Esta correlación se muestra en la Ecuación 3-5.

$$\frac{q_{\max}}{q_{\max,\infty}} = C^2 \left[0.4 + 0.012R \sqrt{\frac{g(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}} \right]^2$$

Ecuación 3-5. Límite de ebullición, tomado de Faghri, 1995, 397.

Donde:

$$q_{\max,\infty} = 0.142 \cdot (\sqrt{\rho_V}) \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_L - \rho_V)]^{1/4}$$

Ecuación 3-6. Flujo de calor para ebullición del líquido , tomado de Faghri, 1995, 397.

$$C = A1 \cdot \left(\frac{D}{L_C}\right)^{-0.44} \left(\frac{D}{L_E}\right)^{0.55} \left(\frac{V_L}{V_T}\right)^n$$

Ecuación 3-7. Coeficiente de la ecuación 3-5, tomado de Faghri, 1995, 397.

Los coeficientes A1 y n se encuentran en la tabla 3-1:

Tabla 3-1. Valores de los coeficientes A1 y n

A1	n	V_L / V_T
0.538	0.13	Menor o igual que 0.35
3.54	-0.37	Mayor que 0.35

Faghri, 1995, 397.

La anterior correlación fue basada en un ángulo de inclinación entre 0° y 86°; para una proporción de llenado entre $0.029 < V_{TL} < 0.60$, en ausencia de gases no condensables. Los fluidos de trabajo fueron agua, metanol, R113 y perfluoratodibutil.

3.4 LIMITE SONICO

El flujo de calor transportado por un tubo de calor, es proporcional a la velocidad del vapor dentro del tubo; al incrementar la rata de transferencia, se incrementa también la generación de vapor y por ende la velocidad de éste, que se hace máxima a la salida de la sección de evaporación. Cuando la velocidad del vapor alcanza la velocidad del sonido, ésta no puede aumentar mas, lo que impide incrementar el flujo de calor para una temperatura de operación determinada. El límite sónico es el flujo de calor máximo, que puede ser transportado por el tubo de calor a una temperatura de operación dada y se expresa como un flujo de calor por unidad de área transversal (APPLEBY y otros, 2003).

El límite sónico es una función de la temperatura, por esta razón es posible que al alcanzar este límite, la temperatura de operación del tubo se incremente para permitir un aumento en el flujo de calor; esto es permisible, siempre y cuando, la

nueva temperatura pueda ser soportada por los materiales del tubo. La consecuencia del límite sónico es una considerable caída de temperatura a lo largo del tubo; pero el tubo continuará operando, lo que no pasa con otros límites (APPLEBY y otros, 2003).

El límite sónico se presenta principalmente durante el arranque del termosifón y en tubos de calor que trabajan con altas temperaturas, como los metales alcalinos, debido a que el fluido se encuentra, por lo general, congelado antes del arranque (APPLEBY y otros, 2003).

El límite sónico se puede encontrar usando la Ecuación 3-8; la cual se deriva de modelos unidimensionales (PETERSON, 1994).

$$Q_{MAX} = 0.474 \cdot \lambda \cdot A_V \cdot \sqrt{\rho_V \cdot P_V}$$

Ecuación 3-8. Límite sónico, tomado de Peterson, 1994, 83.

3.5 LIMITE TERMODINAMICO

Este límite hace alusión a las condiciones globales de operación del dispositivo, donde el termosifón pierda la condición bifásica y representa la máxima temperatura en el interior del contenedor que lleve a una sola fase al fluido de trabajo, ya sea vapor o estado líquido. Utilizando los diagramas termodinámicos de presión temperatura y volumen de la sustancia de trabajo, se pueden encontrar estas temperaturas, para las condiciones de operación impuestas por la aplicación.

4 DISEÑO DEL PROTOTIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Área de transferencia de calor	m ²
A _{min}	Área mínima de flujo	m ²
b	Espesor mínimo del cordón de soldadura	m
C _p	Calor específico	J/kg °K
D	Diámetro del tubo	m
E	Modulo de elasticidad	Pa
E _M	Emisividad	adimensional
F	Fuerza	N
FC	Sufijo que significa Fluido Caliente	
Ff	Sufijo que significa Fluido Frío	
G _{max}	Velocidad másica máxima	Kg/seg m ²
h	Coeficiente convectivo de transferencia de calor	W/m ² °K
h _{RAD}	Coeficiente convectivo debido a la radiación	W/m ² °K
in	Sufijo que significa entrada	
k	Conductividad térmica	W/m °K
L	Longitud del cordón de soldadura	m
L _P	Longitud de la piscina de fluido de trabajo	m
L _{haz}	Longitud de haz	m
L _o	Longitud óptica	m
L _T	Longitud del tubo	m
* <i>m</i>	Flujo másico	Kg /seg
N	Factor de Seguridad	adimensional
N _{Long}	Número de tubos en sentido longitudinal	adimensional
N _{total}	Número total de tubos	adimensional
N _{Trans}	Número de tubos en sentido transversal	adimensional
P _p	Presión parcial	

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Pr	Número de Prandtl	adimensional
Pr _S	Número de Prandtl evaluado a la temperatura de la superficie de la pared del tubo	adimensional
Q	Flujo de Calor	W
r ₁	Radio interno del tubo o contenedor	m
r ₂	Radio externo del tubo o contenedor	m
Re _D	Número de Reynolds	adimensional
R _{ext}	Resistencia térmica en la superficie externa del tubo	°K/W
R _{pt}	Resistencia térmica de la pared del tubo	°K/W
R _{TOT}	Resistencia térmica total	°K/W
S _D	Paso diagonal	adimensional
S _{fP}	Esfuerzo de cedencia	Pa
S _L	Paso longitudinal	adimensional
S _T	Paso transversal	adimensional
T	Temperatura	°K - °C
T _{gas}	Temperatura del gas	°K - °C
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² °K
V _f	Volumen mínimo de líquido de trabajo	m ³
V _P	Volumen de la piscina de líquido de trabajo	m ³
V _{TOTAL}	Volumen total de líquido de trabajo	m ³

SIMBOLOS GRIEGOS

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
ν	Módulo de Poisson	adimensional
ΔP	Diferencia de presión	Pa
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
λ	Calor latente de vaporización	KJ/kg
μ	Viscosidad absoluta	N seg / m ²
ρ	Densidad	Kg / m ³
σ	Tensión superficial	N/m

4.1 PLANTEAMIENTO DE UNA APLICACION.

Para realizar el dimensionamiento del prototipo se debe tener claro cual será su aplicación, en este proyecto se propone emplear el equipo en la recuperación de calor de desecho, definiendo éste, como el calor rechazado en un proceso y que por su nivel de temperatura se considera de baja entalpía. Este calor posee un margen suficiente de energía que permite su aprovechamiento en otros procesos (SÁNCHEZ y otros, 2001).

Los sistemas de recuperación de calor de desecho pueden adaptarse para varias aplicaciones como son: calentamiento de ambientes, calentamiento de agua, calentamiento de sustancias, precalentamiento de aire de combustión, precalentamiento de agua de alimentación a calderas entre otras, en el presente proyecto se realiza el dimensionamiento del equipo basado en la utilización del prototipo para precalentar agua de alimentación a calderas de 20BHP que utilizan propano como combustible.

Como punto de partida en la recuperación de calor es importante determinar las oportunidades de recuperación de energía o minimizar su pérdida al medio ambiente, evaluando la temperatura de salida de los gases por la chimenea, los flujos máxicos y volumétricos en el proceso e identificar las sustancias involucradas y sus propiedades, es por ello que continuación se realiza un breve análisis de los gases productos de la combustión de la aplicación establecida.

4.2 DETERMINACION DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DE LOS GASES DE COMBUSTION

La tabla 4-1 contiene datos que permite la realización de los cálculos con suficiente precisión. en ella se encuentran las propiedades llamadas de transporte: densidad, calor específico, conductividad térmica, difusividad térmica, viscosidad dinámica y cinemática y número de Prandtl (MARQUEZ,1989). También podemos obtener

datos ponderados de las anteriores propiedades, por medio del análisis de la estequiometría teórica del propano (ESCOBAR y otros, 1988).

Tabla 4-1. Propiedades de gases de combustión de una caldera de 20BHP

PROPIEDADES DE HUMOS - 1 atm, P_{CO_2} 0.13, P_{H_2O} =0.11, P_{N_2} =0.76							
T (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (KJ/Kg K)	$k \times 10^2$ (W / mK)	$\alpha \times 10^6$ (m ² / s)	$\mu \times 10^6$ (Pa. s)	$\gamma \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
0	1,225	1,042	2,28	16,9	15,8	12,2	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,8	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,3	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10	258	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,9	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57

Marquez, 1989, 23.

4.2.1 Combustión teórica del propano. La combustión consiste en la reacción del carbono e hidrógeno, con oxígeno, para formar dióxido de carbono, monóxido de carbono (cantidades muy pequeñas) y agua. A continuación se muestra las fórmulas químicas de los componentes involucrados en la combustión con su peso molecular.

Tabla 4-2. fórmula química y peso molecular de componentes involucrados en la combustión

COMPUESTO	FORMULA	PESO MILECULAR
Propano	C_3H_8	44.090
Oxígeno	O_2	32
Nitrógeno	N_2	28.008
Dióxido de carbono	CO_2	44.01
Agua	H_2O	18.02

Elaboración propia.

Una reacción teórica requiere la combustión completa de carbono, hidrógeno y cualesquiera otros elementos que puedan quemarse. Además se supone que todo

el carbono presente se quema para producir dióxido de carbono, y que todo el hidrógeno se convierte en agua.

El requisito teórico o demanda teórica de oxígeno (aire en este caso) del combustible es el mínimo de oxígeno para la combustión completa. Una deficiencia o un exceso de aire altera este porcentaje.

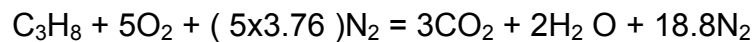
A continuación se presentan los componentes principales del aire, esto con el fin de realizar un análisis estequiométrico para el propano.

Tabla 4-3. Componentes principales del aire

COMPONENTE	PORCENTAJE VOLUMETRICO
Oxígeno	21 %
Nitrógeno	78 %
Argón	0.9 %
Otros	0.1 %

Marquez, 1989, 19.

Desde luego se presentan también pequeñas cantidades de dióxido de carbono y de otros gases, pero para efectos de cálculos de la estequiometría teórica del propano, para la obtención ponderada de propiedades como calor específico, conductividad térmica, número de Prandtl entre otras, se toman 21 moles de oxígeno por cada 79 moles de nitrógeno en la composición del aire atmosférico. Para la oxidación teórica del propano se tiene la siguiente reacción teórica o estequiométrica:



Ecuación 4-1. balance estequiométrico, Elaboración propia.

No aparece el oxígeno en los productos de combustión y se ha supuesto que el nitrógeno no sufre cambios químicos. El oxígeno tiene una mayor afinidad para combinarse con el hidrógeno que con el carbono. Normalmente todo el hidrógeno en un combustible se convierte en agua. Si no hay suficiente oxígeno que garantice

la combustión completa, es siempre el carbono el que no reacciona completamente, por lo tanto es mejor proporcionar un exceso de aire y así se logra una reacción mas completa.

La siguiente tabla presenta un resumen de las propiedades de los gases de combustión que han de utilizarse para la realización de los cálculos técnicos calor específico, conductividad térmica, difusividad térmica, viscosidad dinámica y cinemática y número de Prandtl

Tabla 4-4. Propiedades de gases de combustión de propano, evaluados a 195°C.

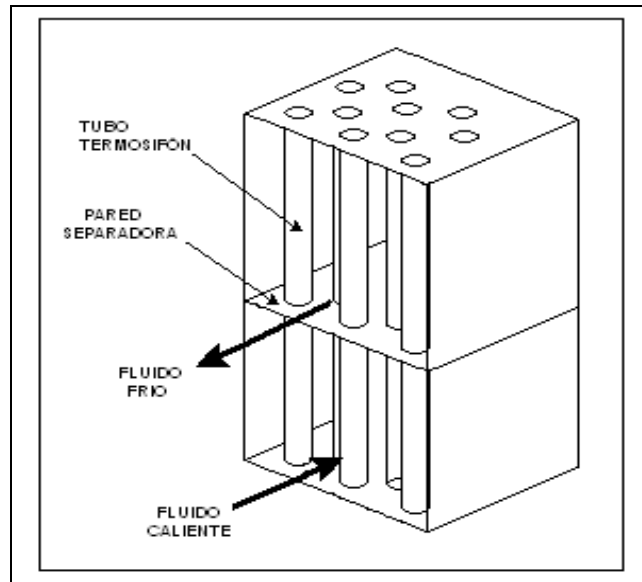
PROPIEDAD	CANTIDAD	UNIDADES
Calor específico (Cp)	1.1148	KJ/Kg K
Densidad ρ	0,6829	kg/m ³
Conductividad Térmica (k)	0,042452	W / m K
Viscosidad cinemática ($\nu \times 10^6$)	37,408	m ² / seg
Viscosidad dinámica $\mu \times 10^6$)	25.226	N seg / m ²
Numero de Prandtl (Pr)	0.7221	adimensional

Elaboración propia.

4.3 TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.

El tipo de intercambiador de calor que se adopta para este prototipo es de contraflujo, en este caso, el intercambiador consiste en un arreglo de tubos termosifones, colocados en el interior de una envolvente externa, transfiriendo calor de manera permanente entre dos fluidos, separados por una pared horizontal dentro de un contenedor. En el prototipo, el fluido caliente (gases calientes producto de combustión), fluye a través del banco de tubos (zona de evaporación de los tubos termosifones bifásicos), mientras que el fluido frío (agua) fluye en la parte superior, también a través del banco de tubos (zona de condensación de los tubos termosifones bifásicos), la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos, activa los termosifones comenzando de esta forma el intercambio de calor sin necesidad de energía adicional. La Figura 4-1 muestra la geometría conceptual del equipo.

Figura 4-1. Intercambiador de calor con termosifones bifásicos

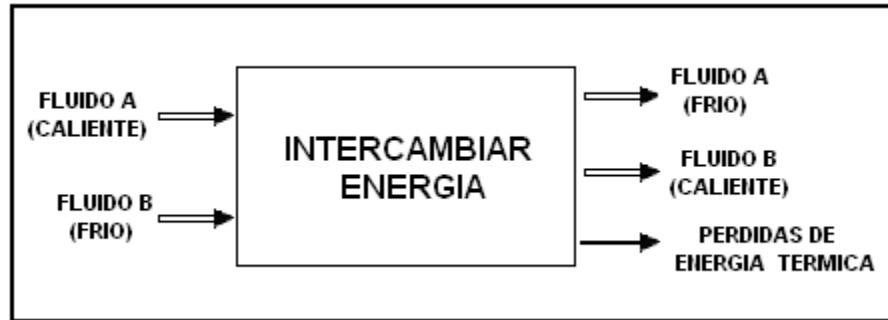


Elaboración propia

4.4 ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES

Es importante tener siempre presente que esta propuesta debe ser atractiva desde el punto de vista económico. Se pretende diseñar un prototipo de intercambiador de calor utilizando tubos termosifones bifásicos, tratando que cumpla con versatilidad su función, evitando en lo posible la intervención de operarios, consiguiendo que el espacio que ocupe sea mínimo, utilizando componentes y materiales fabricados en el país o que sean comerciales nacionalmente. La Figura 4-2 muestra la caja negra de un intercambiador de calor, donde se puede distinguir un flujo correspondiente a la función principal que es el intercambio de energía entre dos fluidos, generándose como consecuencia de ello, un enfriamiento en el fluido caliente que entra al sistema y calentando el fluido que inicialmente entra frío.

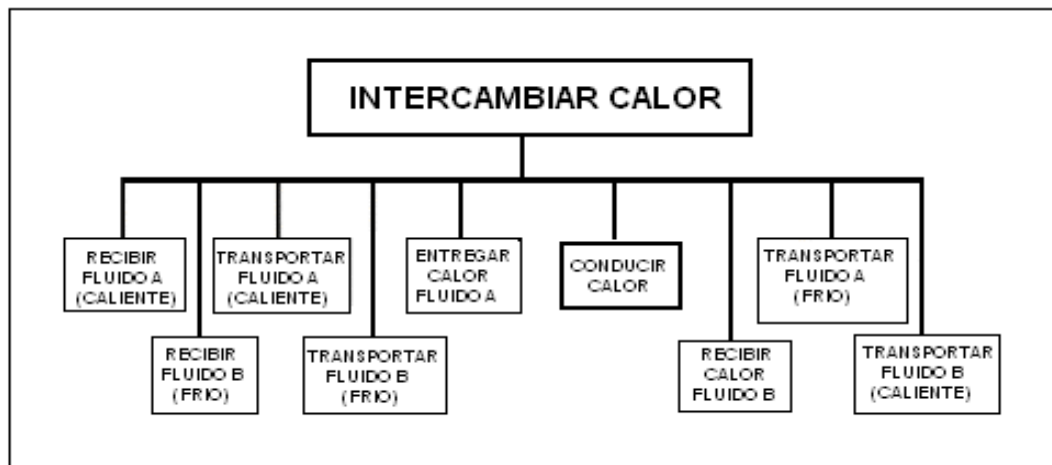
Figura 4-2. Caja negra de un intercambiador de calor con termosifones bifásicos



Elaboración propia.

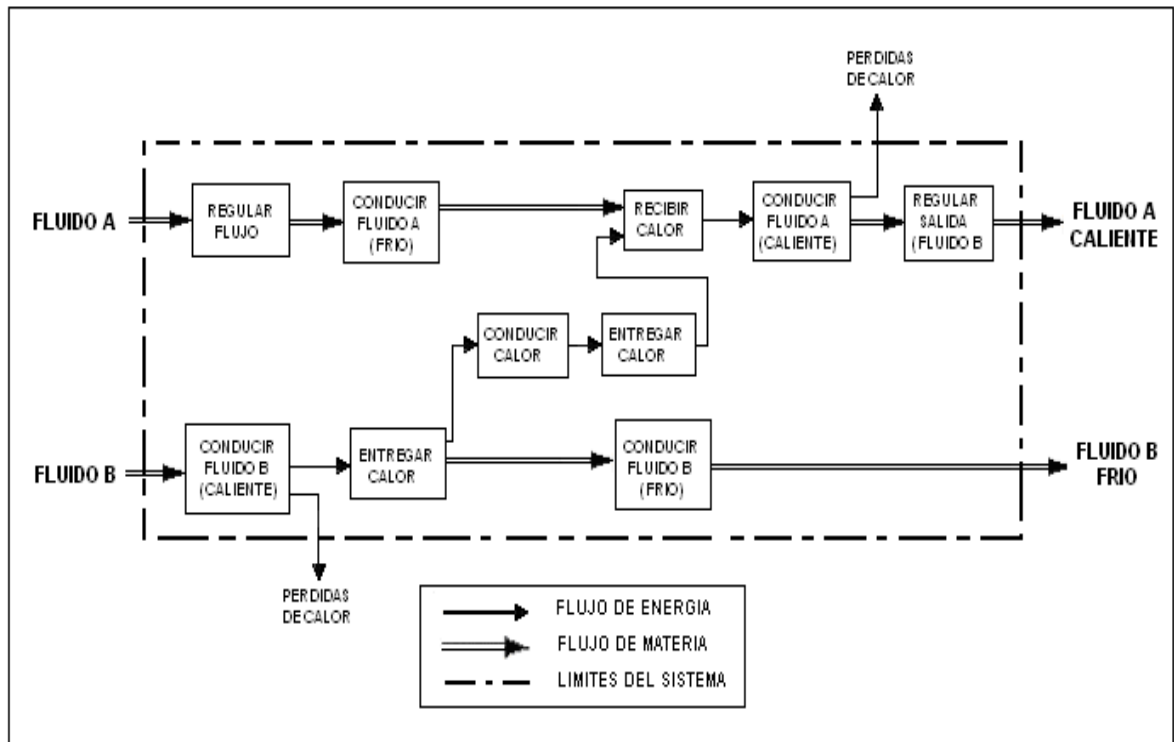
A continuación se realiza la descomposición de la caja negra, representando gráficamente las funciones secundarias por medio de la estructura funcional (Figura 4-3), además se realiza una síntesis funcional (Figura 4-4) que permite reproducir las etapas del proceso, e identificar como cambian los flujos que entran y salen del sistema. Posibilitando la identificación de partes que ejecutan la función con relación a los flujos que circulan por el sistema.

Figura 4-3. Estructura funcional de un intercambiador de calor con termosifones bifásicos



Elaboración propia.

Figura 4-4. Síntesis funcional de un intercambiador de calor con termosifones bifásicos



Elaboración propia.

4.5 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

La Tabla 4-5 contiene los requerimientos (R), deseos (D) y exigencias (E) con los cuales se diseña el prototipo del presente proyecto.

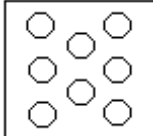
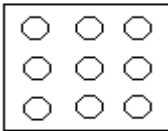
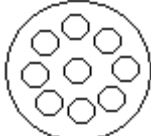

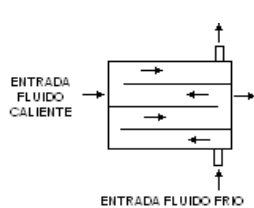
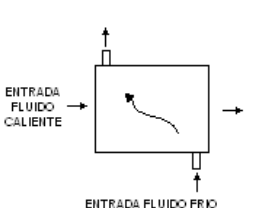
Tabla 4-5. Especificaciones de diseño

DESCRIPCION	DESCRIPCION	REQUERIMIENTO			OBSERVACION
		D	E	R	
GEOMÉTRICA	Secciones rectangulares	X			
	Formas poco complejas	X			
	Zona fluido caliente parte inferior			X	
	Zona fluido frío parte superior			X	
	Facilidad para medición de temperatura, velocidades y demás	X			
RESISTENCIA	Resistencia a presiones internas		X		
	Equipo a prueba de fugas de agua , gases, etc			X	
	Resistencia a la corrosión			X	
ENERGIA	Temperaturas de operación		X		Temp. min gases: 210°C
MANTENIMIENTO	Mantenimiento debe ser mínimo			X	
	Refacciones y piezas de repuesto obtenibles rápidamente				
	Fácil ensamble y desensamble	X			
COSTO	Mínimo costo posible	X			
FABRICACIÓN	facilidad al soldar	X			
	Elementos de fácil consecución en el medio			X	Materiales fabricados en el país o comerciales nacionalmente
DISEÑO	Peso y tamaño adecuado para fácil manejo e instalación	X			
	Intercambiabilidad de los tubos termosifones			X	Posibilidad de reemplazar tubos
	Apariencia armoniosa	X			

Elaboración propia.

4.6 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Tabla 4-6. Generación de alternativas de solución para el prototipo de intercambiador de calor con termosifones bifásicos

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION		
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA ENTRADA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA	VÁLVULA DE COMPUERTA
CONducir FLUIDO CALIENTE (GEOMETRÍA DE SECCION TRANSVERSAL)	CIRCULAR $A_{entrada} = \pi R^2$	SECCION CUADRADA $A_{entrada} = L^2$	SECCION RECTANGULAR $A_{entrada} = L1 * L2$
ENTREGAR Y RECIBIR CALOR (DISPOSICIÓN GEOMÉTRICA DE LOS TERMOSIFONES)	ESCALONADO 	ALINEADA 	CIRCULAR O RADIAL 
SEPARAR FLUIDOS – SOPORTAR TUBOS TERMOSIFONES	JUEGO DE VARIAS PLATINAS INDEPENDIENTES CON TUBOS SOLDADOS	PLATINA CON AGUJEROS ROSCADO PARA ENSAMBLAR LOS TUBOS	PLATINA CON SISTEMA PRENSA ESTOPA PARA CADA TUBO
CONducir FLUIDO FRIO ((GEOMETRIA)	CIRCULAR $A = \pi R^2$	SECCION CUADRADA $A = L^2$	SECCION RECTANGULAR $A = L1 * L2$
CONducir FLUIDO FRIO (GEOMETRÍA PARA RECORRIDO)			
((MATERIAL DE FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR)	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE CALIBRE 14	LAMINA COLD ROLLER CALIBRE 14 (RECUBRIMIENTO PARA PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSION)	LAMINA DE ALUMINIO
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA SALIDA	VÁLVULA DE COMPUERTA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA

Elaboración propia.

4.7 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Esta evaluación es un medio para determinar el valor y la utilidad, de una solución con respecto a las otras. La evaluación técnico – económica que se realiza a continuación tiene unos parámetros que han sido creados con base en los requerimientos y deseos del sistema.

La tabla de evaluación muestra los parámetros establecidos para una determinada función, asignando un valor de peso relativo a cada característica, con respecto al proyecto. Aparece también un cuadro comparativo de las posibles soluciones. Aquí se da el valor de cada característica, el cual es multiplicado por el valor de peso y se obtienen un valor esperado, este se realiza para cada solución, escogiendo al final, la alternativa con mayor puntuación.

4.8 ESCOGENCIA DE LA SOLUCION

Las soluciones obtenidas aparecen en los recuadros sombreados de las tablas 4-10 y tabla 4-11, eligiendo como solución definitiva la mostrada en la tabla 4-10. donde Alto=5, Medio=3.5, Bajo=2, Muy bajo=1, N.A=No aplica

Tabla 4-7. Separación de fluidos y fijación de los tubos termosifones bifásicos

#	PARAMETRO	FACTOR DE PESO	UNIDADES	ALTERNATIVAS					
				JUEGO DE VARIAS PLATINAS CON TUBOS SOLDADOS		PLATINA CON AGUJEROS ROSCADOS		PLATINA CON SISTEMA PRENSA ESTOPA PARA CADA TUBO	
				magnitud	total	magnitud	total	magnitud	total
1	Hermeticidad entre los dos contenedores	0.25	N.A	Alto	1.25	Alto	1.25	Alto	1.25
2	Fácil intercambiabilidad de los tubos	0.15	N.A	Bajo	0.3	Alto	0.75	Alto	0.75
3	Facilidad de llenado y sellado de los tubos ^a	0.15	N.A	Bajo	0.3	Alto	0.75	Alto	0.75
4	Menor numero de elementos posibles	0.2	N.A	Alto	1	Medio ^b	0.7	Bajo ^c	0.4
5	Facilidad de fabricación y/o consecución	0.15	N.A	Alto	0.75	Medio	0.525	Medio	0.525
6	Reisitencia a las temperaturas de operación	0.1	N.A	Alto	0.5	Alto	0.5	Bajo ^d	0.2
TOTAL		1			4.1		4.475		3.875

Elaboración propia.

a Se necesitaría modificar y rediseñar el sistema de llenado existente.

b Para la platina se necesitarían adicionalmente los elementos roscados que entren en la platina.

c El sistema prensa estopa tiene 4 elementos adicionales.

d Tomado de El caucho. [en línea]. [citado 05 Ene, 2004]. Disponible en Internet: <URL: <http://fotografia.tripod.com/textos/cauchonatural.htm>

Tabla 4-8. Disposición geométrica de los tubos termosifones bifásicos

				ALTERNATIVAS
--	--	--	--	--------------

#	PARAMETRO	FACTOR DE PESO	UNIDAD	ESCALONADA		ALINEADA		CIRCULAR O RADIAL	
				magnitud	total	magnitud	total	magnitud	total
1	Fácil acople con otros elementos de transición	0.25	N.A	Alto	1.25	Alto	1.25	Medio	0.875
2	Menor área desperdiciada	0.25	N.A	Medio	0.875	Medio	0.875	Medio	0.875
3	Menor complejidad en geometría del intercambiador	0.3	N.A	Alto	1.5	Alto	1.5	Medio	1.05
4	Facilidad de fabricación	0.2	N.A	Medio	0.7	Medio	0.7	Medio	0.7
TOTAL		1			4.325		4.325		3.5

Elaboración propia.

Tabla 4-9. Material de Fabricación de la carcaza

#	PARAMETRO	FACTOR DE PESO	UNIDADES	ALTERNATIVAS					
				INOXIDABLE		CR +PINTURA		ALUMINIO	
				magnitud	total	magnitud	total	magnitud	total
1	Menor Costo ^a	0.6	\$/lamina (sin IVA)	1.2X2.4 mts 330000	1	1.2X2.4 mts 117353	2.5	1x2 mts 108000	2.1
2	Soldabilidad con otros elementos metálicos	0.2	N.A	Alta	1	Alta	1	Muy Bajo	0.2
3	Menor Peso ^b	0.1	(para una lamina igual) Kg/lamina	(45) Medio	0.35	(42.65) Medio	0.35	(15.552) Alto	0.5
4	Acabado final – Estetica	0.1	N.A	Medio	0.35	Alto	0.5	Alto	0.5
TOTAL		1			2.7		4.35		3.3

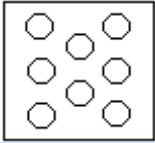
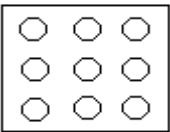
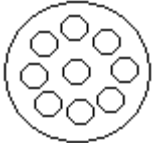
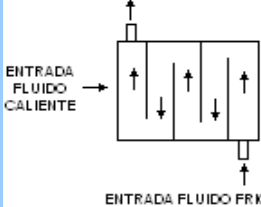
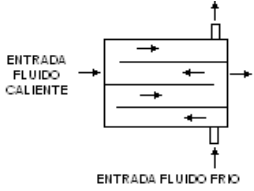
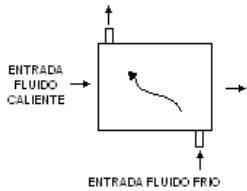
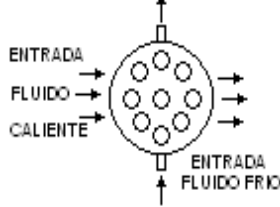
Elaboración propia.

a Tomado de metálicas SIA Ltda., Ferroindustrial S.A, Acabados pinturas y galvanoplastia y Cromados del Norte. (El valor entre paréntesis, representaría el valor de la lamina mas el proceso de recubrimiento final dado a las piezas fabricadas de una lamina de las dimensiones mencionadas).

b. Se considera en este ítem, que el elemento con menor peso es mejor, calificándose como alto este valor.
(1 Dollar U\$ = 2670,97 pesos @Febrero de 2004)

Tabla 4-10. Solución 1

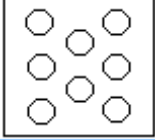
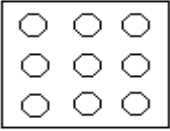

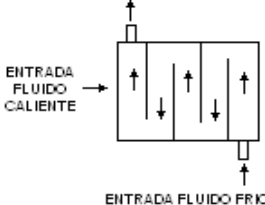
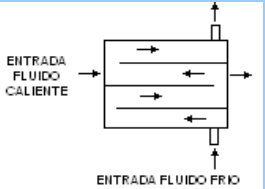
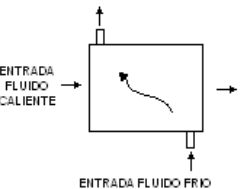
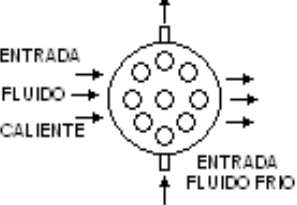
FUNCION	MEDIO DE SOLUCION		
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA ENTRADA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA	VÁLVULA DE COMPUERTA

CONducir FLUIDO CALIENTE (GEOMETRÍA DE SECCION TRANSVERSAL)	CIRCULAR Aentrada= πR^2	SECCION CUADRADA Aentrada= L^2	SECCION RECTANGULAR Aentrada= $L_1 \cdot L_2$	
ENTREGAR Y RECIBIR CALOR (DISPOSICIÓN GEOMÉTRICA DE LOS TERMOSIFONES)	ESCALONADA 	ALINEADA 	CIRCULAR O RADIAL 	
SEPARAR FLUIDOS – SOPORTAR TUBOS TERMOSIFONES	JUEGO DE VERIAS PLATINAS INDEPENDIENTES CON TUBOS SOLDADOS	ROSCADO PARA ENSAMBLAR LOS TUBOS	PLATINA CON SISTEMA PRENSA ESTOPA PARA CADA TUBO	
CONducir FLUIDO FRIO ((GEOMETRIA))	CIRCULAR $A = \pi R^2$	SECCION CUADRADA $A = L^2$	SECCION RECTANGULAR $A = L_1 \cdot L_2$	
CONducir FLUIDO FRIO (GEOMETRÍA PARA RECORRIDO)				
((MATERIAL DE FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR))	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE CALIBRE 14	LAMINA COLD ROLLER CALIBRE 14 (RECUBRIMIENTO PARA PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSION)	LAMINA DE ALUMINIO	
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA SALIDA	VÁLVULA DE COMPUERTA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA	

Elaboración propia.

Tabla 4-11. Solución 2

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION		
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA ENTRADA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA	VÁLVULA DE COMPUERTA
CONducir FLUIDO			

CALIENTE (GEOMETRÍA DE SECCION TRANSVERSAL)	CIRCULAR Aentrada= πR^2	SECCION CUADRADA Aentrada= L^2	SECCION RECTANGULAR Aentrada= $L1*L2$	
ENTREGAR Y RECIBIR CALOR (DISPOSICIÓN GEOMÉTRICA DE LOS TERMOSIFONES)	ESCALONADA 	ALINEADA 	CIRCULAR O RADIAL 	
SEPARAR FLUIDOS – SOPORTAR TUBOS TERMOSIFONES	JUEGO DE VERIAS PLATINAS INDEPENDIENTES CON TUBOS SOLDADOS	PLATINA CON AGUJEROS ROSCADO PARA ENSAMBLAR LOS TUBOS	PLATINA CON SISTEMA PRENSA ESTOPA PARA CADA TUBO	
CONducir FLUIDO FRIO ((GEOMETRIA)	CIRCULAR $A= \pi R^2$	SECCION CUADRADA $A=L^2$	SECCION RECTANGULAR $A=L1*L2$	
CONducir FLUIDO FRIO (GEOMETRÍA PARA RECORRIDO)				
((MATERIAL DE FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR)	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE CALIBRE 14	LAMINA COLD ROLLER CALIBRE 14 (RECUBRIMIENTO PARA PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSION)	LAMINA DE ALUMINIO	
REGULAR FLUJO FLUIDO FRIO A LA SALIDA	VÁLVULA DE COMPUERTA	VÁLVULA GLOBO	VÁLVULA MARIPOSA	

Elaboración propia

4.9 MODELO DE CALCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCION.

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para la transferencia de calor, dos de tales relaciones se pueden obtener fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío. En particular si Q es la transferencia total de calor entre los fluidos frío y caliente y hay una transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores (no se consideran pérdidas térmicas), además, que los fluidos frío y caliente no experimentan cambios de fase y se suponen calores específicos constantes, la aplicación de un balance de energía, está dado por:

$$Q = m_{FC}^* C_{pFC} (T_{C1} - T_{C2}) = m_{Ff}^* C_{pFf} (T_{f1} - T_{f2}) = UA\Delta T_{ml}$$

Ecuación 4-2. Balance de energía para fluido frío y caliente, adaptado de Incropera y otros, 1999, 587.

Se va a considerar el proceso de transferencia de calor desde el fluido caliente a el fluido frío como dos procesos separados. En el primer proceso, el calor es transferido desde el fluido caliente a la zona de evaporación del termosifón. En el segundo, el calor es transferido de la zona de condensación del termosifón al fluido frío. El lado frío y caliente del intercambiador son considerados entonces como intercambiadores separados, los cuales son unidos por la misma rata de transferencia de calor y la misma temperatura de pared del termosifón (SILVERTEIN, 1992).

A continuación, se especificarán las correlaciones, el balance de calor y la caída de presión para el flujo que fluye a través de los tubos. Determinando así, un área de transferencia que cumpla con la ecuación 4-2.

En primer lugar se determina una cantidad de calor que se desea recuperar, teniendo en cuenta que se desea obtener una diferencia de temperatura en el fluido caliente igual a 50 °C. Este valor no sobrepasa el límite práctico inferior para reducir la temperatura de los gases de combustión el cual se localiza alrededor de 150 °C como mínimo, dependiendo del tipo de combustible y de la composición de los gases de combustión, relacionado con el punto de rocío, la corrosión y los factores económicos y de tamaño de los equipos (INCROPERA y otros, 1999). La Tabla 4-12, muestra los datos de los gases de combustión para una caldera de 20BHP, con Propano como combustible, que podría utilizar un equipo como el que aquí se diseña.

Tabla 4-12. Propiedades de gases de combustión de una caldera de 20BHP

PROPIEDAD	CANTIDAD	UNIDADES
Presión de Trabajo	125	Psi
Temperatura del vapor	160	°C
Temperatura de salida de los gases de combustión	230	°C
Flujo masico de gases de combustión	389	Kg/hr
Velocidad de los gases en chimenea	2,7	mts/seg
Diámetro chimenea de salida de gases	11,25	pulgadas

Calderas J & J, 2003

La cantidad de calor que se desea recuperar, se puede obtener con la ecuación 4-3.

$$Q = m_{Fc} C_{p,FC} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

Ecuación 4-3. Flujo de calor para el fluido caliente; adaptado de Incropera y otros, 1999, 587.

$$Q = 389 \times 1117,8 \times (230 - 160)$$

$$Q = 30437694 \frac{J}{hr}$$

$$Q = 8455W = 8,455KW$$

4.9.1 Coeficiente convectivo en la zona del fluido caliente. El tipo de arreglo geométrico, que se utiliza en el prototipo es una disposición triangular o desplazada (Figura 4-5). En el cual el flujo es a través de los termosifones que componen el intercambiador, este flujo es transversal y el fluido esta compuesto por los gases de

combustión (CO_2 y H_2O). Las propiedades termofísicas de los gases de combustión, se tomarán a la temperatura promedio de estos a través del intercambiador, esta temperatura es 195°C .

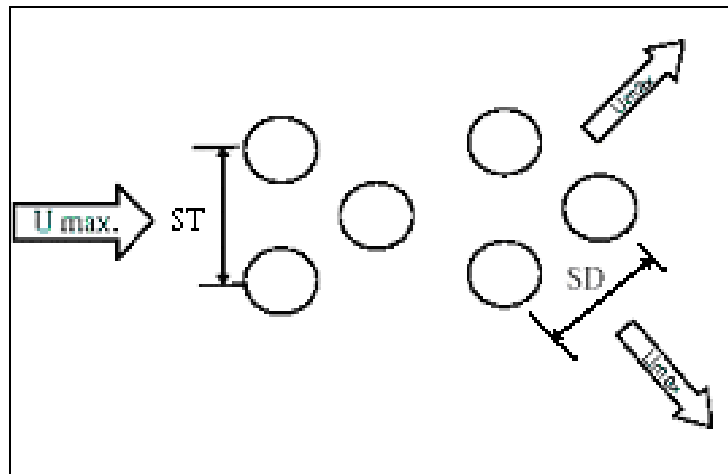
Todas las correlaciones que rigen al flujo externo a través de un banco de tubos están basadas en el $\text{Re}_d \text{ max}$ (Ecuación 4-4), este número adimensional sirve para determinar si el flujo en un fluido es laminar o turbulento.

$$\text{Re}_D = \frac{U_{\text{max}} \cdot D}{\nu}$$

Ecuación 4-4. Numero de Reynold; adaptado de Kreith y otros, 2001, 450.

En una disposición triangular, como la utiliza en el prototipo, la velocidad máxima puede ocurrir a través del paso diagonal (SD) o a través del paso transversal (ST), por eso se deben comparar estas distancias para calcular correctamente este parámetro (KREITH y otros, 2001).

Figura 4-4. Disposición triangular para flujo a través de un banco de tubos



Incropera y otros, 1999, 584.

Por lo explicado anteriormente se debe hallar SD utilizando la siguiente ecuación:

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + (S_L)^2}$$

Ecuación 4-5. Cálculo del paso diagonal en una disposición triangular, tomada de Kreith y otros, 2001, 450.

La dimensión del paso transversal y diagonal, son establecidos teniendo en cuenta una distancia mínima entre los tubos, que permita el fácil posicionamiento del termosifón y la herramienta para apretar los mismos, recordando que los tubos se unen a la platina por medio de un racor que llevan soldado. En consecuencia se define una distancia de 35 mm, además se toma S_T sea igual a S_L , para lo cual se obtiene:

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{0.035}{2}\right)^2 + (0.035)^2}$$

$$S_D = 0.0391m$$

Ahora se verifica que se cumpla lo siguiente:

$$S_D > \frac{S_T - D}{2}$$

Ecuación 4-6. Relación para determinar ecuación a utilizar para hallar la velocidad máxima, tomada de Kreith y otros, 2001, 450.

$$0.0391 > \frac{0.035 - 0.0127}{2}$$

$$0.0391m > 0.01115m$$

Como se cumple Ecuación 5-5 ; la velocidad másica máxima se da en el área determinada por el paso transversal; la cual es la misma para la disposición alineada (KREITH y otros, 2001). Esta velocidad se puede determinar utilizando la ecuación 5-6.

$$G_{\max} = \rho \cdot U_{\max} = \frac{\dot{m}}{A_{\min}}$$

Ecuación 4-7. Velocidad masica máxima (G_{\max}) a través de un banco de tubos, en una disposición alineada, adaptado de Kreith y otros, 2001, 456.

La velocidad másica máxima (G_{\max}) el fluido se da en el área mínima en el banco de tubos. La aplicación que se toma como referencia para la realización de los cálculos, señalan unos parámetros que permiten la realización de los cálculos, a partir de estos se toman determinaciones como el aumento de la velocidad de los gases con el fin de favorecer la transferencia de calor, esto por medio de una reducción del área de entrada de los gases. lo cual tiene repercusión directa en la determinación del tamaño de los termosifones. El área mínima es hallada entonces, de la siguiente forma.

$$A_{\min} = N_L \cdot L_T \cdot (S_T - D)$$

Ecuación 4-8. área mínima de flujo en una disposición alineada, en flujo a través de un banco de tubos, tomada de Kreith y otros, 2001, 455.

N_L y L_T son el número de filas y longitud de los tubos respectivamente, por consiguiente el área mínima y la velocidad de masa máxima son:

$$A_{\min} = (6)(0.18)(0.035 - 0.0127)$$

$$A_{\min} = 0.024084m^2$$

$$G_{\max} = \frac{389}{0.024084}$$

$$G_{\max} = 16151,84 \frac{Kg}{hr \cdot m^2}$$

$$G_{\max} = 4.49 \frac{Kg}{Seg \cdot m^2}$$

Por lo tanto el número de Reynolds en la zona de gases calientes es:

$$Re_D = \frac{G_{\max} \cdot D}{\nu}$$

$$Re_D = \frac{4.49 \times 0.0127}{2.406425 \times 10^{-5}}$$

$$Re_D = 2369,61$$

El coeficiente de transferencia de calor se puede calcular utilizando la ecuación 4-9;

$$h = \frac{\overline{Nu_D} \cdot k}{D}$$

Ecuación 4-9. Velocidad de masa máxima, adaptada de Kreith y otros, 2001, 449.

Para un número de Reynolds es de 2369.61, el flujo se encuentra en régimen de transición, en el intervalo $10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$ (KREITH y otros, 2001). Para un banco de tubos escalonado, con un flujo en transición y con $S_T/S_L < 2$, Tenemos un número de Nusselt promedio que se rige por la siguiente ecuación (KREITH y otros, 2001).

$$\overline{Nu_D} = 0.35 \cdot \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.2} \cdot Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_S} \right)^{0.25}$$

Ecuación 4-10. Número de Nusselt promedio para flujo en una disposición triangular, en flujo a través de un banco de tubos, tomada de Kreith y otros, 2001, 451.

Reemplazando se obtiene:

$$\overline{Nu_D} = 0.35 \times \left(\frac{0.035}{0.035} \right)^{0.2} \times (2369.61)^{0.6} \times (0.66)^{0.36} \times \left(\frac{0.6751}{0.6903} \right)^{0.25}$$

$$\overline{Nu_D} = 40.4$$

El coeficiente de transferencia de calor para la zona de los gases calientes es:

$$h_c = \frac{40.4 \times 0.0394}{0.0127}$$

$$h_c = 125.335 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Es también adecuado calcular el coeficiente convectivo debido a la radiación en la zona por donde circula el fluido caliente. El análisis de intercambio de energía radiante entre un gas y una superficie de transferencia de calor es más complejo que los cálculos realizados anteriormente. Es de especial significado que el CO₂ y el vapor de agua tienen una transmisividad diferente a la unidad en diferentes bandas de longitud de onda, lo que significa que dichos gases pueden absorber, difundir y emitir energía radiante en esas longitudes de onda (ESCOBAR y otros, 1992).

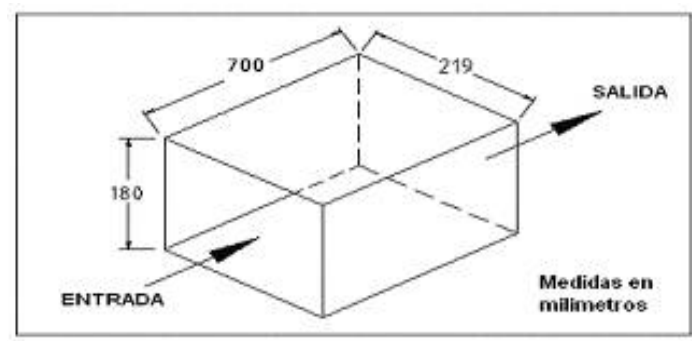
Para determinar la emisividad del CO₂ y del vapor de agua se procede primero a calcular la longitud del haz, determinando así las características de radiación de un volumen gaseoso, y se calcula según la siguiente fórmula:

$$L = \frac{4V}{As}$$

Ecuación 4-11. Longitud del haz, tomada de Escobar y otros, 1992, 22.

La escogencia de el volumen y el área de superficie que acota el gas, se han echo suponiendo un numero de filas de tubos igual a 10, este valor se verificará y se corrige de ser necesario, luego de encontrar el área total de transferencia.

Figura 4-7. volumen acotado por los gases de combustión



Elaboración propia.

$$L = \frac{4 \times (0.18 \times 0.7 \times 0.219)}{[(2 \times (0.25 \times 0.7)) + (2 \times (0.7 \times 0.18))]}$$

$$L = 0.1976m$$

Ahora es necesario calcular la longitud óptica de los gases involucrados, la cual se define según la siguiente ecuación

$$L_o = L \times P_p$$

Ecuación 4-12: Longitud óptica, tomada de Escobar y otros, 1988, 24

Longitud óptica para el H₂O

$$L_{OH_2O} = 0.1976 \times 0.1123$$

$$L_{OH_2O} = 0.07278(\text{pies} \cdot \text{atm})$$

Longitud óptica para el CO₂

$$L_{OCO_2} = 0.1976 \times 0.1779$$

$$L_{OCO_2} = 0.1153(\text{pies} \cdot \text{atm})$$

Longitud óptica total

$$L_{O(CO_2+H_2O)} = 0.07278 + 0.1153$$

$$L_{O(CO_2+H_2O)} = 0.188(\text{pies} \cdot \text{atm})$$

Para calcular la emisividad de los gases de combustión, se toma una temperatura promedio de los mismos, a través de todo el recorrido por el intercambiador igual a 195°C, y con los datos de longitud óptica del agua y dióxido de carbono se utilizó el Anexo A, con el fin de hallar las emisividades correspondientes al agua y dióxido de carbono. Estos valores son los siguientes

$$E_{CO_2} = 0.069$$

$$E_{H_2O} = 0.075$$

Pero lo que se desea hallar es la emisividad total del gas (Ecuación 4-13). Pero antes de aplicar la ecuación, se debe utilizar la figura 10 con el fin de encontrar el factor de correlación que incluye la anterior ecuación.

$$E_{GAS} = E_{H_2O} + E_{CO_2} - \delta_E$$

Ecuación 4-13. Emisividad total del gas, adaptada de Incropera y otros, 1999,751.

$$E_{GAS} = 0.069 + 0.075 - 0.002$$

$$E_{GAS} = 0.142$$

A continuación se calcula el coeficiente convectivo debido a la radiación. Lo cual se efectúa al aplicar la Ecuación 4-14.

$$h_{Rad} = 4 \times \sigma \times E_{GAS} \times T_{gas}^3$$

Ecuación 4-14. Coeficiente convectivo debido a la radiación, adaptada de Escobar y otros, 1988, 25.

$$h_{Rad} = 4 \times 5.67^{-8} \times 0.142 \times 479^3$$

$$h_{Rad} = 3.54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El coeficiente convectivo total esta definido por la suma de los coeficientes debido a la convección y radiación.

$$h = h_c + h_{Rad} = 125.335 + 3.54$$

$$h = 128.875 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.9.2 Diferencia de temperaturas media logarítmica. Como el fluido experimenta un cambio grande en la temperatura a medida que se mueve a través del banco de tubos, la transferencia de calor sería significativamente sobrepronosticada al usar $\Delta T = T_s - T_o$, como la diferencias de temperaturas en la ley de enfriamiento de Newton. A medida que el fluido se mueve a través del banco, su temperatura se aproxima T_s y ΔT disminuye (INCROPERA y otros, 1999).

La derivación para la diferencias de temperaturas media logarítmica incluye dos suposiciones. En primer lugar que los calores específicos no varían con la temperatura y que los coeficientes de transferencia de calor son constantes a través del intercambiador.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)}$$

Ecuación 4-15. Diferencia de temperatura media logarítmica, tomada de Incropera y otros, 1999, 382.

Los cálculos están basados en una temperatura superficial de los termosifones igual a 110°C, Esta temperatura es menor que la temperatura promedio de los gases de combustión y mayor que la temperatura promedio del agua en su paso por el intercambiador, entonces se tiene que la diferencia de temperaturas media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{|(110 - 230) - (110 - 160)|}{\ln\left(\frac{110 - 230}{110 - 160}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{|-70|}{\ln(2.4)}$$

$$\Delta T_{ml} = 79.96^\circ C$$

Ahora se considera las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y la superficie externa de los mismos, ambas se pueden obtener a partir de las ecuaciones 4-16 y 4-17 respectivamente, estas ecuaciones dan el valor de la resistencia térmica de solo un tubo.

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot k \cdot \pi \cdot L}$$

Ecuación 4-16. Resistencia térmica de conducción para una pared cilíndrica, tomada de Incropera y otros, 1999, 92.

$$R_{pt} = \frac{\left(\frac{1}{h}\right)}{\pi \cdot D_{ext} \cdot L}$$

Ecuación 4-17. : Resistencia térmica en la superficie externa del tubo, tomada de Kreith y otros, 2001, 456.

Tomando la conductividad térmica del cobre como 397 W/m °K (INCROPERA y otros, 1999) y reemplazando las demás variables se obtiene:

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{128.875}\right)}{\pi \times 0.0127 \times 0.18}$$

$$R_{et} = 1,08 \frac{K}{W}$$

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{0.00635}{0.005475}\right)}{2 \times 0.18 \times 397 \times \pi}$$

$$R_{pt} = 0,00033 \frac{K}{W}$$

Entonces la resistencia total es:

$$R_{Tot} = 1.08 + 0,0033$$

$$R_{Tot} = 1.08033 \frac{K}{W}$$

Al despejar A_C de la ecuación 4-2, podemos encontrar el área de transferencia de calor para el lado de los gases, pero dado que el coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total (ecuación 4-18), podemos obtener una ecuación que nos permita calcular directamente el número total de tubos para el prototipo (ecuación 4-19).

$$U = \frac{N_{TOTAL}}{R_{Tot} \cdot A_C}$$

Ecuación 4-18. Coeficiente global de transferencia. Elaboración propia.

$$N_{Total} = \frac{Q \cdot R_{Tot}}{\Delta T m l}$$

Ecuación 4-19. Número total de tubos, Elaboración propia.

$$N_{Total} = \frac{8455 \times 1,08033}{79.96}$$

$$N_{Total} = 114$$

Con el número de tubos en la sección transversal igual a seis, se puede calcular el número total de tubos así:

$$N_{Tubos} = (N_{transv} - N_{Long}) - \left(\frac{N_{Long} - 1}{2} \right)$$

Ecuación 4-20. Número total de tubos para una disposición triangular, Elaboración propia.

Despejando el número de tubos en sentido longitudinal se tiene:

$$N_{Long} = \frac{(2N_{Tubos} - 1)}{(2N_{Transv} - 1)}$$

Ecuación 4-21. Número de tubos en sentido longitudinal para una disposición triangular, Elaboración propia.

$$N_{Long} = \frac{(2 \times 114) - 1}{(2 \times 6) - 1}$$

$$N_{Long} \cong 21$$

4.9.3 Coeficiente convectivo en la zona del fluido frío. Después de encontrar el número de tubos necesarios para enfriar los gases de acuerdo con las especificaciones, ahora se debe determinar la longitud que deben tener los tubos en la zona del fluido frío (zona de condensación), para que logre transferir el calor recuperado. El procedimiento de cálculo es similar al realizado anteriormente, y las condiciones de operación y propiedades del agua son mostradas en la siguiente tabla 4-12 y 4-13 respectivamente:

Tabla 4-12. Condiciones de operación.

PROPIEDAD	CANTIDAD	UNIDADES
Presión del lugar	84	kPa
Temperatura de entrada del agua	30	°C
Temperatura de salida del agua	85	°C
Diferencia de temperatura	55	°C
Flujo volumétrico requerido	2.6	LPM

Elaboración propia.

Se determina en primer lugar un flujo masico de agua requerido para lograr que el calor robado a los gases sea transferido al agua, para ello; se despeja de la ecuación 4-3 la variable correspondiente al flujo masico (Ecuación 5-22).

$$m_f^* = \frac{Q}{C_{p,f}(T_{f,o} - T_{f,i})}$$

Ecuación 4-22. Flujo masico, Elaboración propia.

Se obtiene que:

$$m_f^* = \frac{30437694}{4179.869 \times 55}$$

$$m_f^* = 132.4 \frac{kg}{hr}$$

$$m_f^* = 0,0367 \frac{kg}{seg}$$

Tabla 4-13. Propiedades del agua

Temp	Densidad	Calor especifico	Conductividad térmica	Viscosidad absoluta	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl
T °C	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg °K)	k (W/m °K)	$\mu \times 10^6$ (N seg / m ²)	$\nu \times 10^6$ (m ² / seg)	Pr
0	999,9	4226	0,558	1794	1,789	13,7
5	1000	4206	0,568	1535	1,535	11,4
10	999,7	4195	0,577	1296	1,3	9,5
15	999,1	4187	0,585	1136	1,146	8,1
20	998,2	4182	0,597	993	1,006	7
25	997,1	4178	0,606	880,6	0,884	6,1
30	995,7	4176	0,615	792,4	0,805	5,4
35	994,1	4175	0,624	719,8	0,725	4,8
40	992,2	4175	0,633	658	0,658	4,3
45	990,2	4176	0,64	605,1	0,611	3,9
50	988,1	4178	0,647	555,1	0,556	3,55
75	974,9	4190	0,671	376,6	0,366	2,23
100	958,4	4211	0,682	277,5	0,294	1,75
120	943,5	4232	0,685	235,4	0,244	1,43
140	926,3	4257	0,684	201	0,212	1,23
160	907,6	4285	0,68	171,6	0,191	1,1
180	886,6	4396	0,673	152	0,173	1,01
200	862,8	4501	0,665	139,3	0,16	0,95
Temp	Densidad	Calor	Conductividad	Viscosidad	Viscosidad	Número

		especifico	térmica	absoluta	cinemática	de Prandtl
240	809	4731	0,634	113,8	0,141	0,86
260	779	4982	0,613	104,9	0,135	0,86
280	750	5234	0,588	98,07	0,131	0,89
300	712,5	5694	0,564	92,18	0,128	0,98

Van wylen, 1999, 754.

En principio, se supondrá un valor de longitud de los tubos y mediante un proceso de iteración en Microsoft Excel, se ha de llegar a un valor adecuado.

Teniendo en cuenta las longitudes de la cavidad establecidas anteriormente para la zona de los gases calientes, un número de tubos en sentido transversal igual a 6 y una longitud propuesta de 75 mm para los termosifones en la zona de condensación, se puede encontrar área mínima de flujo igual a:

$$A_{\min} = (0,219 - (0,0127 * 6)) * (0,075)$$

$$A_{\min} = 0,0107m^2$$

El flujo másico máximo será entonces:

$$G_{\max} = \frac{132,4}{0,0107}$$

$$G_{\max} = 12373,831 \frac{Kg}{hr \cdot m^2}$$

$$G_{\max} = 3,437 \frac{Kg}{Seg \cdot m^2}$$

Por lo tanto el número de Reynolds para el agua es:

$$\text{Re}_D = \frac{G_{\max} \cdot D}{\nu}$$

$$\text{Re}_D = \frac{3.437 \times 0.0127}{435 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re}_D = 100.3445$$

La ecuación 4-23 presenta una forma del número de Nusselt que se extiende a otros fluidos, siendo apropiado utilizar esta ecuación para la realización del cálculo.

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot \text{Re}_D^m \text{Pr}^{\left(\frac{1}{3}\right)}$$

Ecuación 4-23. Numero de Nusselt, para flujo a través de un banco de tubos, tomada de Incropera y otros, 1999, 378.

Los valores C1 y m se pueden obtener de la siguiente tabla:

Tabla 4-14. Constantes de la ecuación 4-23, para una configuración escalonada

	S_T / D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
S_L / D	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
0.300	---	---	---	---	---	---	0.213	0.636
0.900	---	---	---	---	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	---	---	0.497	0.558	---	---	---	---
1.125	---	---	---	---	0.478	0.556	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.356	0.440	0.562	0.428	0.574

Incropera y otros, 1999, 379.

Resolviendo se obtiene:

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \times 0,42 \times (100,3445)^{0,55} \times (2,9)^{\frac{1}{3}}$$

$$\overline{Nu}_D = 10,091$$

El coeficiente de transferencia de calor es:

$$h_f = \frac{10.091 \times 0.6549}{0.0127}$$

$$h_f = 520.36 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Nuevamente es conveniente considerar las resistencias térmicas relativas a la pared de los tubos y la superficie externa de los mismos (ecuación 4-16 y 4-17).

$$R_{et} = \frac{\left(\frac{1}{520.36} \right)}{\pi \times 0.0127 \times 0.04} = 0.6379 \frac{^\circ K}{W}$$

$$R_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{0.00635}{0.005475} \right)}{2 \times 0.075 \times 397 \times \pi} = 0.00081 \frac{^\circ K}{W}$$

$$R_{TOTAL} = 0.6379 + 0.00081 = 0.63379 \frac{^\circ K}{W}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{|(110 - 30) - (110 - 85)|}{\ln\left(\frac{110 - 30}{110 - 85} \right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{|55|}{\ln(3.2)}$$

$$\Delta T_{ml} = 47.28^\circ C \cong 320^\circ K$$

Por la tanto el número total de tubos (Ecuación 4-20) es:

$$N_{Total} = \frac{8455 \times 0.63379}{47.28} = 113.413 \cong 114$$

Existe interés también en la caída de presión asociada con el flujo a través de un banco de tubos. La potencia que se requiere para mover el fluido a través del banco

a menudo es un gasto mayor y es directamente proporcional a la caída de presión que se calcula con la ecuación 4-24. donde El factor de fricción (f) y el factor de correlación (X) se presentan en forma de grafica en el anexo A. los valores de estos factores son 0.6 y 1 respectivamente. La densidad se evalúa a una temperatura promedio de los gases igual a 195°C. Por tanto la caída de presión en el prototipo es:

$$\Delta P = N_{Long} \cdot X \cdot \left(\frac{\rho \cdot U_{max}^2}{2} \right) \cdot f$$

Ecuación 4-24. Caída de presión en un banco de tubos, tomado de Incropera y otos, 1999, 383.

$$\Delta P = 21 \times 1 \times \left(\frac{0.748 \times 6.03^2}{2} \right) \times 0.6 = 174.3 \frac{N}{m^2} = 0.7 in H_2O$$

Los parámetros de la solución 1 son resumidos a continuación:

Tabla 4-15. Resumen del calculo realizado para dimensionamiento de la solución 1

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Temperatura de entrada de gases	230	° C
Temperatura de salida de gases	160	° C
Flujo masico de gases	389.01	Kg / hr
Calor a recuperar	8455	W
Longitud de los termosifones	0.18	m
Paso transversal	0.035	m
Paso longitudinal	0.035	m
Número de Reynolds (gases)	2369.3	Adimensional
Número de Nusselt promedio (gases)	40.4	Adimensional
Coefficiente convectivo (gases)	125.335	W / m ² °K
Coefficiente de radiación (gases)	3.84	W / m ² °K
Resistencia térmica total	1.08033	°K / W
Número total de tubos	114	adimensional
Caída de presión	174.3	N/m ² = Pa
Temperatura de entrada del agua	30	° C
Temperatura de salida del agua	85	° C
Flujo masico de agua	0.0367	Kg / seg
Longitud de los termosifones	0.075	m
Número de Reynolds (agua)	100.3445	Adimensional
Número de Nusselt promedio (agua)	10.091	Adimensional
Coefficiente convectivo (agua)	520.36	W / m ² °K
Resistencia térmica total	0.63379	°K / W
Calor absorbido por cada tubo	75	W

Elaboración propia.

Debido a restricciones de tipo económico y teniendo en cuenta que se pretende desarrollar un equipo con fines investigativos, se decide contruir un módulo del prototipo dimensionado anteriormente, de 33 tubos termosifones bifásicos. La realización de la evaluación del prototipo con las condiciones de diseño, exige contar con una caldera de 20BHP de gas propano y no existe disponibilidad para hacer este montaje. por lo tanto, para poder hacer las pruebas del prototipo de intercambiador de calor, se va a trabajar con flujos máscicos menores, adquiriendo o construyendo con los recursos disponibles, un equipo que suministre el flujo de gases calientes, conservando la temperatura de entrada de los gases. Siguiendo la misma metodología de cálculo utilizada anteriormente, la cantidad de calor que podría recuperar el prototipo y demás resultados para esta nueva condición de trabajo es presentada en la siguiente tabla.

Tabla 4-16. Resumen del calculo realizado para el prototipo a construir

VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Calor especifico de los gases	1097	J / kg °K
Temperatura de entrada de gases	230	° C
Temperatura de salida de gases	192	° C
Diferencia de temperatura de gases	38	° C
Flujo masico de gases	129	Kg / hr
Longitud de los termosifones	0.18	m
Paso transversal	0.035	m
Paso longitudinal	0.035	m
Número de Reynolds (gases)	785.22	Adimensional
Número de Nusselt promedio (gases)	20.17	Adimensional
Coefficiente convectivo total (gases)	63.25	W / m ² °K
Resistencia térmica total	2.11	°K / W
Número de tubos	33	adimensional
Calor a recuperar	1495	W
Caída de presión	6	N/m ² = Pa
Calor especifico del agua	4177	J / kg °K
Temperatura de entrada del agua	30	° C
Temperatura de salida del agua	65	° C
Flujo masico de agua	0.010225	kg / seg
Longitud de los termosifones	0.075	m
Número de Reynolds (agua)	22	Adimensional
Número de Nusselt promedio (agua)	4.8	Adimensional
Coefficiente convectivo (agua)	250.5	W / m ² °K
Resistencia térmica total	1.3	°K / W

Elaboración propia.

5 DISEÑO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

5.1 INTRODUCCION

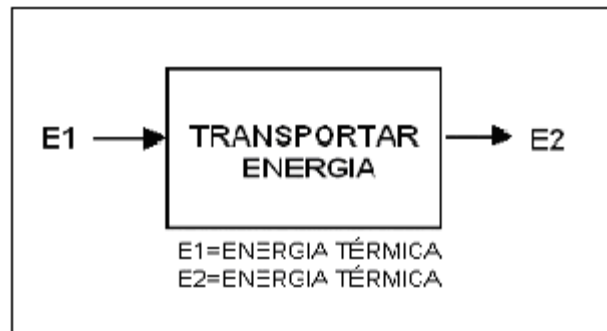
Hay varios factores a considerar cuando se diseña un tubo de calor incluyendo los termosifones bifásicos, como por ejemplo: la compatibilidad entre los materiales, el rango de temperaturas de operación, el diámetro, las limitaciones de potencia, la resistencia térmica, la orientación, la forma, las propiedades del fluido, longitudes de tubo de calor, etc.

En este trabajo se lleva a cabo un proceso de diseño, donde se realiza primero un análisis conceptual del termosifón bifásico hasta llegar a la materialización del mismo; teniendo en cuenta que algunas características geométricas como: tamaño, diámetro, longitud del condensador y evaporador, ya se han establecido previamente.

5.2 ESTABLECIMIENTO DE FUNCIONES

Los tubos termosifones bifásicos tienen como función principal, transportar energía de un lugar a otro (desde la zona de evaporación hacia la zona de condensación), y al recurrir a los conceptos de entrada y salida se logra identificar un flujo, de algo a partir de y hacia un medio, en este caso el flujo principal asociado a la operación del termosifón bifásico, es la energía térmica. La Figura 5-1 muestra la caja negra para un tubo termosifón bifásico donde se puede distinguir, el flujo y función principal, mencionados anteriormente.

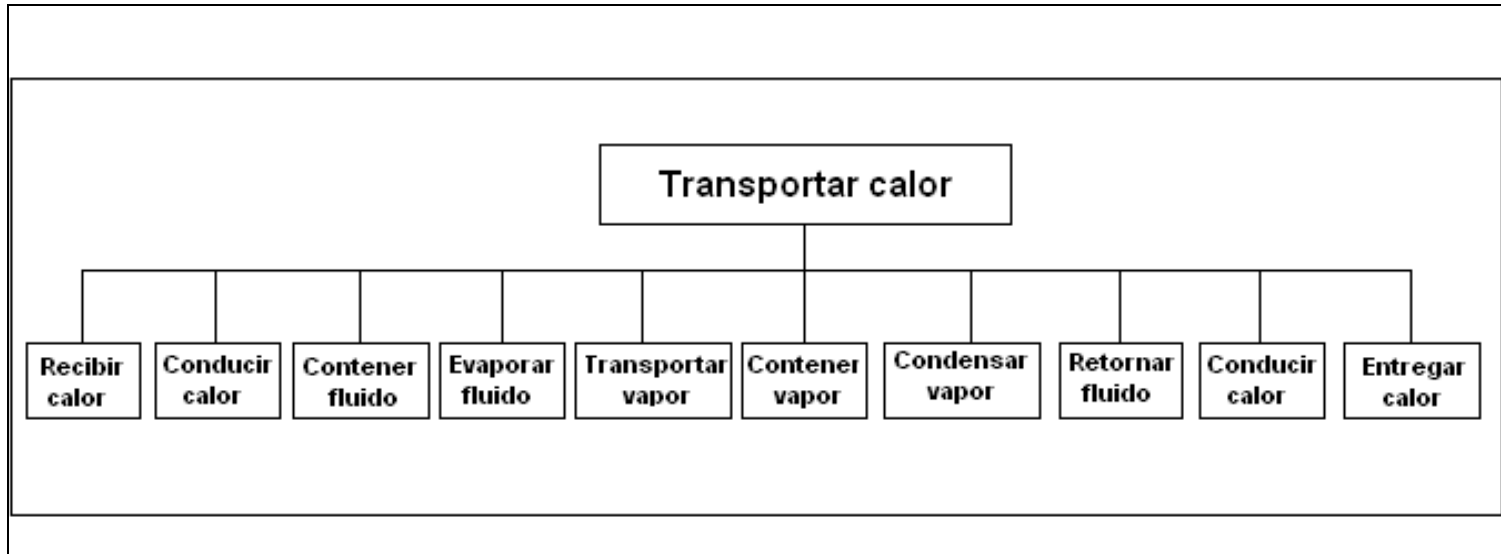
Figura 5-1: Caja negra para un tubo termosifón bifásico



Elaboración propia.

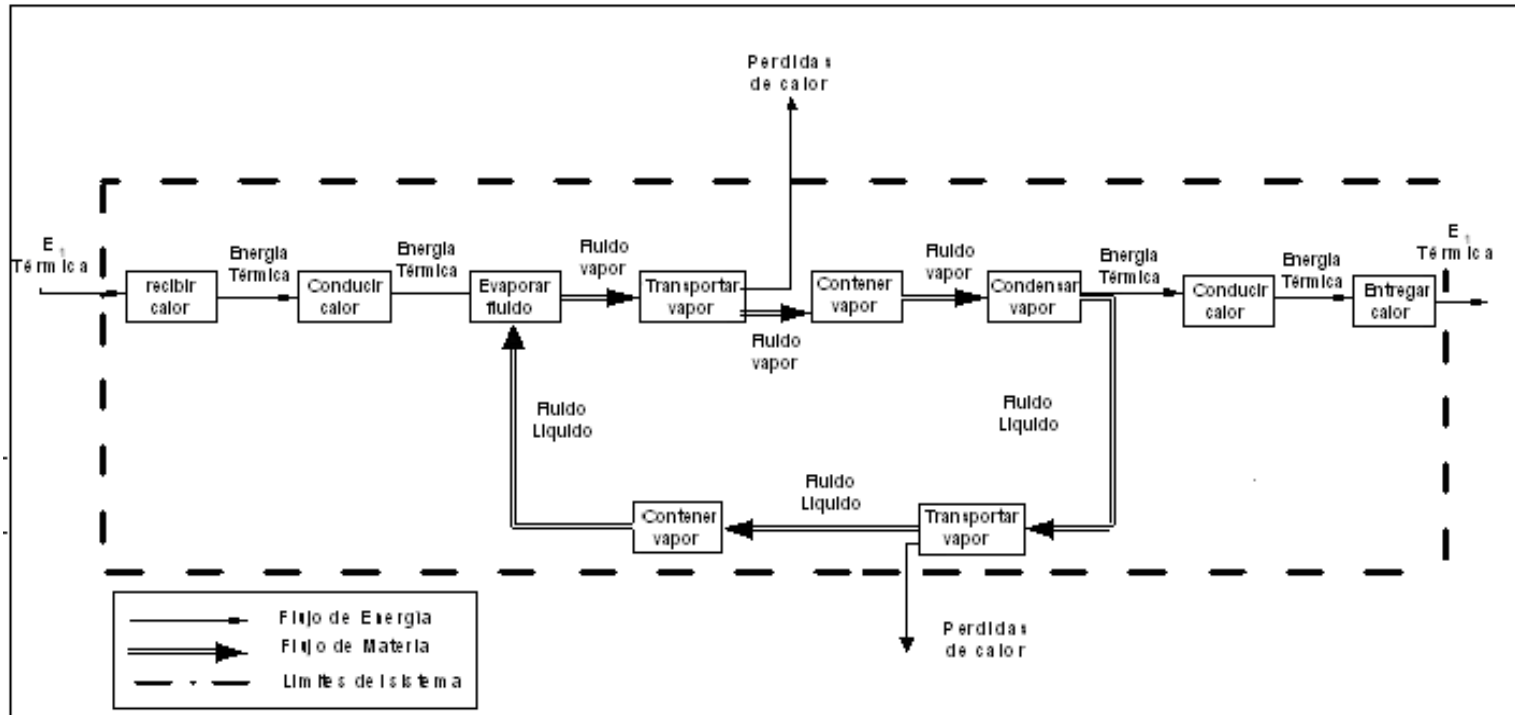
A continuación se reproduce las transformaciones del flujo que entra y sale del objeto (en este caso se denomina objeto al termosifón bifásico), y se identifican, funciones secundarias, acciones y complementos directos en forma encadenada. Para esto se presenta la estructura funcional Figura 5-2 y la síntesis funcional Figura 5-3.

Figura 5-2. Estructura funcional de un termosifón bifásico cerrado



Elaboración propia.

Figura 5-3. Síntesis funcional de un termosifón bifásico cerrado



Elaboración propia.

5.3 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Se han establecido unos requerimientos y deseos (Tabla 5-1) con los cuales se pretende proporcionar un adecuado funcionamiento de los tubos termosifones bifásicos como del intercambiador de calor que se construye y evalúa en el presente trabajo

Tabla 5-1. Especificaciones de diseño de un tubo termosifón bifásico

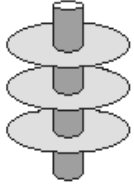
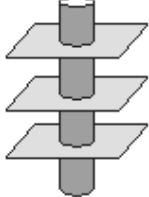








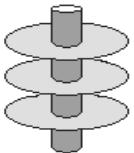
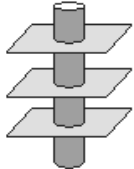
DESCRIPCION	DESCRIPCION	REQUERIMIENTO			OBSERVACION
		D	E	R	
GEOMÉTRICA	Sección transversal Circular	X			ϕ nominal mínimo: 3/8 in ϕ nominal mínimo: 1/2 in
	Longitud del evaporador			X	Máx. 50 cms
	Longitud zona adiabática	X			Máx. 1 cms
	Longitud Condensador			X	Máx. 50 cms
	Forma del contenedor			X	Recto
RESISTENCIA	Resistencia a presiones internas		X		Presión máx.: 9Mpa
	Resistencia a la corrosión			X	
ENERGIA	Temperaturas de operación		X		Temp. de operación 230°C
COSTO	Mínimo costo posible	X			
FABRICACION	facilidad al soldar	X			
	Fácil limpieza previa,	X			
	fácil ensamble al intercambiador			X	
	Elementos de fácil consecución en el medio	X			

Elaboración propia.

5.4 GENERACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Para la generación de alternativas se realiza un análisis de las acciones realizadas durante el proceso, con las cuales se logra cumplimiento de la función, listando las funciones específicas y obteniendo posibles soluciones.

Tabla 5-2. Alternativas de solución

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION			
CAPTURA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE EVAPORACIÓN)				
(FLUIDO DE TRABAJO)	AGUA	ETANOL	AMONIACO	
TRANSPORTAR VAPOR (GEOMETRÍA)				
CONducIR CALOR (MATERIAL)	COBRE	ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO	
CONTENER LIQUIDO/VAPOR (SELLADO)	TAPÓN ROSCADO A LOS TUBOS	TAPA CON SOLDADURA EN LA PARTE EXTERNA DE LOS TUBOS 	TAPON CON SOLDADURA INTERNA, A NIVEL CON LOS TUBOS 	TAPON CON SOLDADURA EN LA PARED EXTERNA DE LOS TUBOS 
TRANSPORTAR CONDENSADO (LIQUIDO)	ACCION DE LA GRAVEDAD	ACCION DE GRAVEDAD Y ESTRUCTURA CAPILAR		
ENTREGA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE CONDENSACIÓN)				

Elaboración propia.

5.5 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION

5.5.1 Evaluación del fluido de trabajo (Evaporar líquido y condensar vapor). Como se menciona en el capítulo 1, la escogencia del fluido de trabajo depende principalmente del rango de temperaturas de operación del tubo de calor; El presente proyecto requiere el termosifón opere a 230°C, temperatura para la cual fluidos como agua, metanol, acetona y amoníaco han sido utilizados por algunos fabricantes. Entre los factores a tener en cuenta para determinar el fluido de trabajo mas idóneo para el uso considerado, están: alto calor latente de vaporización, alta tensión superficial, alta densidad de líquido y baja viscosidad del líquido, alta conductividad térmica, buena estabilidad térmica (CHERESOURCES, @2003), fácil manejo, fácil consecución en el medio y bajo costo. La utilización de la acetona se descarto por la difícil consecución en el medio, ya que es un producto controlado por la dirección nacional de estupefaciente y la obtención de este producto requiere de permisos especiales.

Factores como el calor latente de vaporización, alta tensión superficial, alta densidad del líquido y baja viscosidad del líquido se pueden combinar y presentar en el denominado número de mérito (Ecuación 5-1) (PETERSON, 1994), siendo mejor el fluido que obtenga mayor resultado en el número de merito.

$$N_l = \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu}$$

Ecuación 5-1. Número de mérito; tomada de Peterson, 1994, 234.

En la Tabla 5-3 permite realizar la comparación de diversos fluidos de trabajo, con unos parámetros de selección definidos y un valor de peso dado, Alto=5, Medio=3.5, Bajo=2, Muy bajo=0.

Tabla 5-3. Evaluación de los posibles fluido de trabajo

#	PARAMETRO	FACTOR DE PESO	UNIDADES	ALTERNATIVAS					
				AGUA		ETANOL		METANOL	
				magnitud	total	magnitud	total	magnitud	total
1	Numero de merito @110°C	0.25	(J / m ² S)	40.1	10.025	2.91	0.7275	5.15	1.2875
2	Costo ^a	0.2	(\$ / lts)/1000	2.575	5.15	3.500	0.7	6.370	1.274
3	Facil consecución	0.2	No Aplica	Alto	1	Medio	0.7	Medio	0.7
4	Fácil manejo	0.1	No Aplica	Alto	0.5	Medio	0.35	Medio	0.35
5	No Toxico	0.1	No Aplica	Alto	0.5	Medio ^b	0.35	Medio ^d	0.35
6	Fácil carga	0.1	No Aplica	Alto	0.5	Alto	0.5	Alto	0.5
7	No Inflamable	0.05	No Aplica	Alto	0.25	Medio	0.0175	Bajo	0.1
TOTAL		1			18.15		3.345		4.5015

Elaboración propia.

a Tomado de Protokimica para el agua destilada, acetona, el etanol y el metanol respectivamente.

b Tomado de IPCS, Programa Internacional de Seguridad de las Sustancias Químicas. Etanol. [en línea]. [citado 15 Nov., 2002]. Disponible en Internet: <URL:http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ic/111773.htm>.

c tomado de ATSDR, Agencia para sustancias Tóxicas y el registro de enfermedades, división de toxicología. Acetona. [en línea]. [citado 15 Nov, 2002]. Disponible en Internet: <URL:<http://www.astdr.gov/es/>>.

d tomado de IPCS, Programa Internacional de Seguridad de las Sustancias Químicas. Metanol. [en línea]. [citado 15 Nov, 2002]. Disponible en Internet: <URL:http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ic/67561.htm>.

5.5.2 Evaluación del contenedor (Conducir calor). En la determinación del material de contenedor se han de tener en cuenta factores como la compatibilidad con el fluido de trabajo, el rango de temperatura de operación, la conductividad térmica y la posibilidad de corrosión exterior ((PETERSON, 1994), (SILVERSTEIN, 1992)), facilidad de manejo, bajo costo, entre otros. Entre las opciones consideradas para su utilización, se encuentran el cobre, acero inoxidable y aluminio. La evaluación realizada al material del contenedor se puede apreciar en la en la Tabla 5-4

5.5.3 Recibir y entregar calor (Medio exterior y aspecto geométrico). Los parámetros de selección están enfocados en definir aspectos de la geometría de los tubos, con el fin de tener una buena área de transferencia de calor sin ir en contracorriente con otros factores de importancia como lo son: Costo de fabricación,

tamaño del equipo, flexibilidad del equipo (teniendo en cuenta que los tubos son utilizados en un prototipo de intercambiador de calor, que permita una fácil remoción de los mismos para el cambio por otros, con fin investigativo) y también la posibilidad y facilidad de carga con el equipo disponible en la universidad EAFIT. Por estas razones se opta por la construcción de tubos rectos sin aletas. También no se considera cambios de sección, porque estos son utilizados principalmente en el tubo de calor pulsante y autorotativos; pero como la aplicación presente se utilizan son termosifones (tubos de calor asistidos por gravedad), no se ve la necesidad de incorporar dichas formas para la obtención de las solución.

5.5.4 Contener líquido y contener vapor (Sello/Tapón). Los tubos de calor funcionan con una presión de vacío, razón por la cual el contenedor debe estar completamente sellado. Si el termosifón bifásico presente fugas en su estructura, no sólo viola la condición de vacío, sino que además produce secado del tubo en la operación y podría afectar demás elementos constitutivos de la aplicación para el cual se han diseñado. Adicional a lo anterior, para ciertos fluidos de trabajo, algunas fugas podrían causar daños a la salud por su toxicidad, como en el caso de mercurio y la acetona.

Dicho lo anterior, es claro que el contenedor debe estar totalmente sellado en los extremos de tal forma que resista las presiones internas y externas, y evitar pérdida del vacío y líquido de trabajo. Las uniones soldadas son las más utilizadas, pero también se podría tener otro tipo de unión, como la utilización de tapas roscadas, pero esta opción obliga a realizar modificaciones en la tubería y aumentaría los costos de los termosifones, En cambio, con la uniones soldadas, se pueden utilizar tapones que se solden por la parte interna, a nivel, o en la cara externa de los tubos. Los tapones se pueden obtener fácilmente al maquinar barrilla comercial de diversos materiales, los tapones soldados a nivel del tubo son cilindro rectos con diámetro igual al diámetro interno del tubo, lo que facilita el maquinado. En la

selección también se debe pensar en el posicionamiento de los tubos y la facilidad de acople con la estructura capilar en caso de utilizar tubos de calor con mecha.

Tabla 5-4. Evaluación de los posibles materiales del contenedor

#	PARAMETRO	FACTOR DE PESO	UNIDADES	ALTERNATIVAS					
				COBRE 3/8"		ALUMINIO		ACERO INOXIDABLE Calibre 10	
				magnitud	total	magnitud	total	magnitud	total
1	Conductividad Térmica ^a	0.175	(W / m °K)/100	3.97	0.69475	2.37	0.41475	0.151	0.026475
2	Compatibilidad con el fluido ^b	0.175	No Aplica	alto	0.875	baja	0.35	Medio - alto	0.7
3	Resistencia a la corrosión ^c	0.175	No Aplica	buena	0.6125	buena	0.6125	buena	0.6125
4	Esfuerzo de cedencia ^c	0.17.5	Mpa/100	2.65	0.46375	1.00	0.175	5.20	0.91
5	Costo ^d	0.15	(\$ / mts)	(5500) 3.5	0.525	(5323) 5	0.75	(14271) 2	0.3
6	Fácil consecución en el medio	0.15	No Aplica	Alto	0.75	Alto	0.75	Alto	0.75
TOTAL		1			3.921		3.05225		3.299

Elaboración propia

a (INCROPERA y otros, 1999).

b Según la Tabla 1-1.

c (APPLEBY y otros, 2003)

d Tomado de Ferretería Metales y Perfiles Ltda., Ferretería DistriValvulas Ltda. y Ferretería Amistad.

5.6 SOLUCIONES OBTENIDAS

Las soluciones obtenidas, después de realizada la evaluación se pueden apreciar en la Tabla 5-5, 5-6 y 5-7 en los recuadros sombreados, siendo la solución 1 (Tabla 5-5) la escogida en este proyecto.

Tabla 5-5. Solución 1

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION			
CAPTURA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE EVAPORACIÓN)	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	TUBO SIN ALETAS	
(FLUIDO DE TRABAJO)	AGUA	ETANOL	AMONIACO	
TRANSPORTAR VAPOR (GEOMETRÍA)	CILINDRO RECTO	TUBO CON CANAL DE RETORNO INDEPENDIENTE	TUBO EN FORMA DE U	
CONDUCCION DE CALOR (MATERIAL)	COBRE	ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO	
CONTENER LIQUIDO/VAPOR (SELLADO)	TAPÓN ROSCADO A LOS TUBOS	TAPA CON SOLDADURA EN LA PARTE EXTERNA DE LOS TUBOS	TAPON CON SOLDADURA INTERNA, A NIVEL CON LOS TUBOS	TAPON CON SOLDAURA EN LA PARED EXTERNA DE LOS TUBOS
TRANSPORTAR CONDENSADO (LIQUIDO)	ACCION DE LA GRAVEDAD	ACCION DE GRAVEDAD Y ESTRUCTURA CAPILAR		
ENTREGA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE CONDENSACIÓN)	TUBO SIN ALETAS	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	

Elaboración propia.

Tabla 5-6. Solución 2

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION			

CAPTURA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE EVAPORACIÓN)	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	TUBO SIN ALETAS	
(FLUIDO DE TRABAJO)	AGUA	ETANOL	AMONIACO	
TRANSPORTAR VAPOR (GEOMETRÍA)	CILINDRO RECTO	TUBO CON CANAL DE RETORNO INDEPENDIENTE	TUBO EN FORMA DE U	
CONducir CALOR (MATERIAL)	COBRE	ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO	
CONTENER LIQUIDO/VAPOR (SELLADO)	TAPÓN ROSCADO A LOS TUBOS	TAPA CON SOLDADURA EN LA PARTE EXTERNA DE LOS TUBOS	TAPON CON SOLDAURA INTERNA, A NIVEL CON LOS TUBOS	TAPON CON SOLDAURA EN LA PARED EXTERNA DE LOS TUBOS
TRANSPORTAR CONDENSADO (LIQUIDO)	ACCION DE LA GRAVEDAD	ACCION DE GRAVEDAD Y ESTRUCTURA CAPILAR		
ENTREGA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE CONDENSACIÓN)	TUBO SIN ALETAS	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	

Elaboración propia.

Tabla 5-7. Solución 3

FUNCION	MEDIO DE SOLUCION			
CAPTURA DE CALOR				

(ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE EVAPORACIÓN)	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	TUBO SIN ALETAS	
(FLUIDO DE TRABAJO)	AGUA	ETANOL	ACETONA	AMONIACO
TRANSPORTAR VAPOR (GEOMETRÍA)	CILINDRO RECTO	TUBO CON CANAL DE RETORNO INDEPENDIENTE	TUBO EN FORMA DE U	
CONducir CALOR (MATERIAL)	COBRE	ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO	
CONTENER LIQUIDO/VAPOR (SELLADO)	TAPÓN ROSCADO A LOS TUBOS	TAPA CON SOLDADURA EN LA PARTE EXTERNA DE LOS TUBOS	TAPON CON SOLDAURA INTERNA, A NIVEL CON LOS TUBOS	TAPON CON SOLDADURA EN LA PARED EXTERNA DE LOS TUBOS
TRANSPORTAR CONDENSADO (LIQUIDO)	ACCION DE LA GRAVEDAD	ACCION DE GRAVEDAD Y ESTRUCTURA CAPILAR		
ENTREGA DE CALOR (ASPECTO GEOMÉTRICO ZONA DE CONDENSACIÓN)	TUBO SIN ALETAS	TUBO CON ALETAS REDONDAS	TUBO CON ALETAS CUADRADAS	

Elaboración propia.

5.7 MODELO DE CALCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS.

5.7.1 Dimensionamiento externo. Las dimensiones externas del termosifón están definidas según la siguiente tabla:

Tabla 5-8. Dimensiones externas del termosifón del modelo de calculo

DESCRIPCIÓN	DIMENSION	UNIDAD
diámetro externo	12.7	mm
diámetro interno	10.95	mm
diámetro nominal	3/8	pulgadas
longitud evaporador	180	mm
longitud zona adiabatica	10	mm
longitud condensador	75	mm
longitud debida a tapones	10	mm
longitud total	275	mm

Elaboración propia.

5.7.2 Esfuerzo mecánico para la pared del contenedor. La pared del contenedor debe ser lo suficientemente gruesa para resistir la diferencia de presiones, entre el interior y el medio exterior. Este espesor está dado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{\Delta P}{S_{yp}} r_i N$$

Ecuación 5-2. Espesor de pared para recipiente cilíndrico de pared delgada; tomada de Silverstein, 1992.

Se define una temperatura de operación del termosifón de 230 °C, y una presión atmosférica aproximada de 85 kPa para la ciudad de Medellín, se obtiene una presión de saturación de 3973 kpa. El límite de cedencia del cobre igual a 265 MPa (SHIGLEY y otros, 1990), el radio interno de 5.475 mm y el factor de seguridad se escoge 5, estos datos se reemplazan en la Ecuación 5-2 y se encuentra un espesor mínimo.

$$\Delta P = 3973 - 85 = 3888 \text{ KPa}$$

$$N = 5$$

$$r_i = 5.457 \text{ mm}$$

$$S_{yp(\text{cobre})} = 265000 \text{ KPa}$$

$$t = \left(\frac{3888 \times 5}{265000} \right) \times (5.457)$$

$$t = 0.38199 \text{ mm}$$

El espesor a utilizar debe ser mayor o igual que el hallado anteriormente, y la tubería comercial de cobre de 3/8 in nominal tipo L, es la que mas se ajusta al anterior requerimiento, con un espesor mínimo de 0.89mm.

5.7.3 Esfuerzo térmico para la pared del contenedor. Además del esfuerzo mecánico encontrado, el contenedor, también debe soportar un flujo de calor que a de atravesarlo, esto se verifica, utilizando la Ecuación 5-3, con la cual se encuentra una diferencia de temperatura que resiste el cobre y luego se halla el flujo de calor que equivale a dicha diferencia.

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu)} \left[1 \pm \frac{t}{3r_i} \right]$$

Ecuación 5-3: Esfuerzo térmico en una pared cilíndrica; tomada de (APPLEBY y otros, 2003, 151).

Se identifican los siguientes valores: Coeficiente de expansión térmica (α) del cobre equivalente a $16.92 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; Módulo de elasticidad (E) del cobre de 120 GPa (BEER y otros, 1993); Módulo de Poisson (ν) se puede tomar como 0.3 (APPLEBY y otros, 1992); Radio interior de la tubería comercial tipo L de 3/8 in. de $10.914 \times 10^{-3} \text{ m}$ Y factor de seguridad de 5. Con los cuales se obtiene un cambio máximo de temperatura igual a:

$$\frac{265 \times 10^6}{5} = \frac{(16.92 \times 10^{-6}) \times (120 \times 10^9) \Delta T}{2(1-0.3)} \left[1 - \frac{0.89 \times 10^{-3}}{10.914 \times 10^{-3}} \right]$$

$$\Delta T = 39.789^\circ\text{C}$$

El flujo de calor máximo que se da con este delta de temperatura se encuentra con la siguiente ecuación:

$$Q = \left[\frac{\left(\frac{-t}{r_1} \right)}{\ln \left(1 - \left(\frac{t}{r_2} \right) \right)} \right] * \left[\frac{k \cdot \Delta T}{t} \right]$$

Ecuación 5-4. Flujo de calor en una pared cilíndrica, tomada de Silverstein, 1992.

De lo cual se obtiene:

$$Q = \left[\frac{-0.89 / 6.35}{\ln \left(1 - \left(\frac{0.89}{6.35} \right) \right)} \right] * \frac{(397 \times 39.789)}{0.89 \times 10^{-3}} = 16.473 \times 10^6 \text{ W/m}^2$$

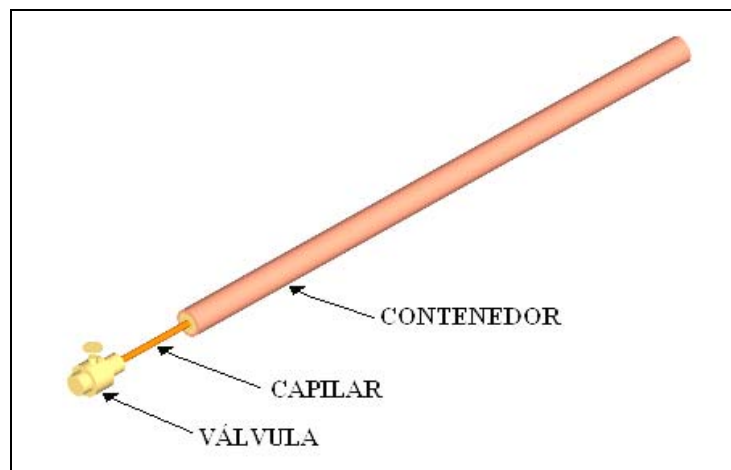
Se acepta la utilización de la tubería de cobre tipo L, debido a que ninguno de los tubos termosifones bifásicos a utilizar en el prototipo van a tener de forma individual un flujo de calor de tal magnitud.

5.7.4 Acople para la carga. Para realizar la conexión de los termosifones en la estación de carga, se utiliza 45 mm de tubería de capilar de cobre de 1/8 in de diámetro nominal que va soldado a uno de los tapones del contenedor.

5.7.5 Cantidad de fluido en el interior. El termosifón bifásico es sometido a específicos límites de operación, como límite de secado, límite de ebullición y límite de inundación. De los mencionados anteriormente, el límite de secado es el más fácil de evitar, proporcionando una suficiente cantidad de líquido de trabajo. A

continuación se presenta una solución simplificada (Ecuación 5-5), que supone que la mínima cantidad de fluido que requiere el termosifón, para dar comienzo y sostener unas determinadas condiciones de operación, es tal, que pueda mantener la condición bifásica (película de líquido sobre las paredes y vapor en la zona central sin considerar una piscina de líquido en el fondo). Esta ecuación, involucra unas condiciones de operación específicas, la geometría del tubo y las propiedades del fluido de trabajo.

Figura 5-3. Acople entre el termosifón y la estación de carga



Elaboración propia.

La entalpía de vaporización para la temperatura de operación del termosifón se puede tomar de la tabla 5-10.

$$V_t = \left[\frac{4}{5} (L_c + L_e) + L_a \right] \left[\frac{3Q\mu_L (\pi D)^2}{(\rho_L^2) g h_{fg}} \right]^{1/3}$$

Ecuación 5-5. Volumen mínimo de líquido requerido para operación de un tubo termosifón bifásico cerrado, tomado de Faghri, 1997,410.

Tabla 5-9. Agua saturada, tabla de presión. WYLEN, 1999

Presión	Temp	VolumenEspecifico,m ³ / g		Entalpía, KJ / kg		
		Liquido saturado	Vapor saturado	Liquido saturado	Evap.	Vapor saturado
kpa	°C	v _f	v _g	h _f	h _{fg}	h _g
0,6311	0,01	0,001000	206,132	0,00	2501,3	2501,30
1	6,28	0,001000	129,208	29,29	2484,9	2514,19
1,5	13,03	0,001001	87,98	54,7	2470,6	2525,30
2	17,5	0,001001	67,0047	73,47	2460	2533,47
2,5	21,08	0,001002	54,254	88,47	2451,6	2540,07
3	24,08	0,001003	45,664	101,03	2444,5	2545,53
4	28,96	0,001004	34,800	121,44	2432,9	2554,34
5	32,88	0,001005	28,193	137,79	2423,7	2561,49
7,5	40,29	0,001008	19,238	168,77	2406	2574,77
10	45,81	0,001010	14,674	191,81	2392,8	2584,61
15	53,97	0,001014	10,022	225,91	2373,1	2599,01
20	60,06	0,001017	7,649	251,38	2358,3	2609,68
25	64,97	0,001020	6,204	271,9	2346,3	2618,20
30	69,1	0,001022	5,229	289,21	2336,1	2625,31
40	75,87	0,001026	3,993	317,55	2319,2	2636,75
50	81,33	0,001030	3,24	340,47	2305,4	2645,87
75	91,77	0,001037	2,217	384,36	2278,6	2662,96
(Mpa)						
0,1	99,62	0,001043	1,694	417,44	2258	2675,44
0,125	105,99	0,001048	1,3749	444,3	2241,1	2685,40
0,15	111,37	0,001053	1,1593	467,08	2226,5	2693,58
0,175	116,06	0,001057	1,0036	486,97	2213,6	2700,57
0,2	120,23	0,001061	0,8857	504,68	2202	2706,68
0,25	127,43	0,001067	0,7187	535,34	2181,5	2716,84
0,275	130,6	0,001070	0,6573	548,87	2172,4	2721,27
0,3	133,55	0,001073	0,6058	561,45	2163,9	2725,35

Van wilen, 1999, 758.

La cantidad total de calor que se desea recuperar se distribuye entre todos los termosifones, por lo tanto cada termosifón debe absorber un total de 75 W. Pero se toma un valor de 100W para evitar algún problema en el funcionamiento del dispositivo, causado por un aumento del flujo de calor. Entonces el volumen de líquido sin piscina en el evaporador es igual a:

$$V_{t@110^{\circ}C} = \left[\frac{4}{5}(0.075 + 0.18) + 0.01 \right] \left[\frac{3 \times (\pi \times 0.01095)^2 \times 100 \times 277 \exp-6}{(950.3)^2 \times 9.81 \times 2226} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$V_{t@110^{\circ}C} = 0.4ml$$

0.4 ml es el volumen mínimo con el cual se garantiza que la fase líquida cubra completamente las paredes del contenedor, pero al mismo tiempo que en la parte inferior del evaporador no exista piscina del fluido de trabajo. La piscina de líquido es comúnmente encontrada en la mayoría de los tubos de calor, ya que como lo indica Peterson (PETERSON, 1994), es práctica común en los fabricantes de tubos de calor, sobrecargarlos de líquido para evitar posibles secados del evaporador. Este volumen adicional, correspondiente a la piscina se puede calcular de la siguiente forma:

$$V_P = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L_P}{4}$$

Ecuación 5-6. Volumen de la piscina, para operación de un tubo termosifón bifásico cerrado, Elaboración propia.

Tomando L_P , (longitud de la piscina) igual a 4 milímetros, se tiene que:

$$V_P = \frac{3.1416 \times (0.01095)^2 \cdot 0.004}{4}$$

$$V_P = 0.38ml$$

El volumen total será igual a la suma del volumen de la piscina y el volumen mínimo:

$$V_{Total} = V_P + V_t$$

$$V_{Total} = 0.4 + 0.38$$

$$V_{Total} = 0.78ml$$

Utilizando los límites de operación se puede verificar que la ecuación utilizada para el cálculo del volumen fluido de trabajo, tiene en cuenta que para la potencia de diseño no se superan estos límites, lo cual se puede ver a continuación.

Tabla 5-10. Resumen de límites de operación

POTENCIA DE DISEÑO	LIMITE DE OPERACION	
100 W	LIMITE DE ARRASTRE	1380 W
	LIMITE SONICO	8070 W
	LIMITE DE EBULLICION	
	LIMITE DE SECADO	1830 W

Elaboración propia.

De esta forma quedan establecidos los parámetros de la solución 1, los cuales son resumidos a continuación:

Tabla 5-11. Resumen de diseño de la solución 1

VARIABLE	RESULTADO
Contenedor	Tubería de 3/8" nominal
Material del contenedor	Cobre
Tapas del contenedor	Tapones de tubería de latón de 1/2" nominal 0.5 cms de largo (tapón interno)
Longitud del contenedor	28 cms (Incluye todas las secciones mas los tapones)
Acople para la carga	Capilar de cobre de 1/8" nominal de 5 cms de largo
Fluido de trabajo	Agua desionizada
Flujo de calor (radial) x unidad de area (Q/A_{evap})	10.435KW / m ²
Flujo de calor (axial) x unidad de area (Q/A_{transv})	79.6 KW / cm ²

Elaboración propia.

6 ASPECTOS IMPORTANTES EN LA CONSTRUCCION Y ENSAMBLE DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

Después de haber dimensionado los tubos termosifones bifásicos y tener claridad de la cantidad de fluido de trabajo a utilizar, se procede a la construcción de los mismos, teniendo en cuenta, que para asegurar un adecuado funcionamiento de los termosifones es necesario evitar impurezas en el interior del contenedor, fugas después de sellado, presencia de gases no condensables en el interior del tubo y garantizar la cantidad de fluido necesario dentro de éste; cualquier falla en alguno de estos puntos afecta el funcionamiento y durabilidad de los mismos (PETERSON, 1994).

A continuación se presentan los aspectos de mas cuidado en la construcción de los tubos termosifones bifásicos, resumiendo al final las características de los tubos que se construyen en el presente trabajo.

6.1 SOLDADURA

La soldadura de las partes de los termosifones se desarrolla en dos etapas, la primera es la ubicación y fijación del racor roscado al contenedor, como también los tubos capilares en los tapones respectivos. Después se realiza la limpieza de todas las partes y se procede a soldar el tapón con capilar y el tapón solo en los extremos del tubo, este proceso debe hacerse con soldadura de oxi-acetileno con material de aporte de alta capilaridad, en este caso soldadura de plata de alto punto de fusión.

6.2 LIMPIEZA

El procedimiento de limpieza es muy importante en la construcción de los tubos de calor (incluyendo los tubos termosifones bifásicos) ya que esta permite la remoción de elementos extraños, como grasas, aceites, óxidos y partículas que causan la contaminación del fluido de trabajo y/o el taponamiento de la mecha en caso de ser tubos de calor con mecha; de esta forma se logra mejorar la mojabilidad y cabeza de presión capilar de varios fluidos, lo que se traduce indirectamente en un incremento en el desempeño de los límites de operación y por lo tanto en un mejoramiento significativo de la capacidad de transferencia de calor (APPLEBY y otros, 2003).

El procedimiento de limpieza es particular para cada tubo de calor, dependiendo del fluido de trabajo, los materiales seleccionados para una determinada aplicación y el tipo de tubo de calor o termosifón, aunque cada uno de estos procedimientos es diferente para cada combinación, todos contienen los mismos pasos básicos como son (APPLEBY y otros, 2003):

1. Limpieza inicial para remover desechos y limaduras.
2. Limpieza química para remover grasas o aceite del contenedor o de la malla (en caso de poseer).
3. Enjuague (puede ser con el fluido de trabajo) para remover solventes o químicos sobrantes.
4. Desgacificación del contenedor por medio de calentamiento para evacuar los gases no condensables.

Si el elemento es un tubo de calor, el proceso de limpieza se puede realizar después que el tubo de calor ha sido ensamblado siempre y cuando el material de la mecha y el contenedor sea del mismo tipo, en caso contrario es recomendable realizar la

limpieza de cada elemento por separado, teniendo especial cuidado de no exponer las piezas realizadas el procedimiento antes mencionado, ya que el aceite de la superficie de la pila puede contaminar las partes. Estas pueden ser inmersas en los químicos a temperatura ambiente pero este procedimiento es más efectivo si es realizado a temperatura (APPLEBY y otros, 2002). En este proyecto se realiza la limpieza de cada elemento por separado, aunque es posible realizar un ensamble parcial antes de la limpieza, el cual consiste en soldar primero el tapón con capilar al contenedor.

Un aspecto importante que hay que tener en cuenta a la hora de la limpieza de los materiales de los tubos, es la seguridad en el manejo de los ácidos empleados en estos procedimientos, por lo tanto se deben utilizar los siguientes elementos: Una campana extractora (Figura 6-1) ya que algunos de los ácidos son volátiles a temperatura ambiente, unos guantes de caucho para proteger las extremidades superiores, un tapaboca y gafas de seguridad (APPLEBY y otros, 2002).

Figura 6-1: Cámara Extractora



Elaboración propia.

La limpieza es un procedimiento sencillo, esta se realiza con una solución media de ácido, seguido de varios enjuagues con agua o fluido de trabajo, cuando el cepillado no es posible debido a la forma o tamaño de las piezas. El siguiente procedimiento es el recomendado por Peterson (PETERSON, 1994) para la limpieza del cobre, en este método se encontraron algunos problemas, ya que esta solución con los tiempos de limpieza recomendados, atacaban la superficie del cobre de forma extrema, perdiendo espesor el contenedor, deshabilitándolo para su uso; esto quizás por algún error en los tiempos de limpieza que debían ser menores o en los porcentajes de los ácidos en las soluciones (APPLEBY y otros, 2002).

1. Remojar y enjuagar las superficies con acetona para remover aceites, grasas y demás.
2. Remojar en solución de 50% ácido fosfórico, 50% ácido nítrico, a temperatura ambiente por 15 minutos.
3. Enjuagar con fluido de trabajo puro y dejar a 50°C durante una hora.
4. Repetir el enjuague con fluido de trabajo y dejar secar con aire seco o nitrógeno.

El presente proyecto, utilizó un método que es una combinación de varios procesos recomendados por el Metals Handbook (METALS HANDBOOK, 1990), como los utilizados por Antoni Appleby y Juan Cataño (APPLEBY y otros, 2002) para una limpieza profunda del cobre y metales con base en éste, con algunas modificaciones en los porcentajes de algunas soluciones, ya que no se consiguen comercialmente con estas concentraciones. Este método se realiza a temperatura ambiente y también se utiliza en el presente trabajo para la limpieza de los tapones, cuyo material es latón:

1. Remojar y cepillar las piezas que fueron anteriormente soldadas con un cepillo de alambre y ácido clorhídrico en una concentración no mayor a 25% para remover impurezas causadas por la soldadura, ya que estas producen la contaminación del ácido que se va a utilizar en los pasos siguientes. Luego de realizado lo anterior, se debe enjuagar con agua y secar.
2. Sumergir las partes en un recipiente con una solución de 33% de ácido clorhídrico y 67% agua por un tiempo aproximado de 4 a 5 minutos.
3. Extraer las partes y enjuagar con abundante agua.
4. luego introducir las partes en un recipiente con agua desionizada, lo cual permite un almacenaje temporal, evitando de esta forma la contaminación de los elementos ya limpios, mientras se realiza el ensamble final de los mismos.

Figura 6-2: Elementos constitutivos de los termosifones construidos, antes de la limpieza



Elaboración propia

6.3 DESGASIFICACION DEL CONTENEDOR

La desgasificación no es necesaria cuando se trata de tubos de calor de baja temperatura, pero en tubos de calor que trabajan a temperaturas mayores de 400°C o tubos de calor para aplicaciones espaciales es definitiva y debe realizarse en laboratorio antes del llenado y sellado del tubo (DUNN y otros, 1978). Este fenómeno se presenta cuando el vapor entra en contacto con la superficie de la pared del tubo, donde se puede liberar hidrógeno debido a la reacción con los elementos constitutivos del material de éste, el fenómeno es conocido como difusión gaseosa. El gas liberado se propaga por el interior del tubo, provocando acumulación en el extremo del condensador, reduciendo la longitud efectiva del tubo de calor, además de esto, para tubos de calor con mecha, si se forman pequeñas burbujas en la estructura de la misma, se podría impedir el flujo de líquido hacia el evaporador. Todo esto podría exceder uno o más límites de operación, causando el secado y el sobrecalentamiento de la sección de evaporación. A pesar de tener especial cuidado en la desgasificación del contenedor, algún residuo puede generar gas durante la operación del tubo de calor, pero ésta es una pequeña cantidad que puede ser admitida sin perjuicio en la operación (PETERSON, 1994).

6.4 DESGASIFICACION DEL FLUIDO DE TRABAJO

La desgasificación del fluido de trabajo es un sencillo proceso que puede influir en el desempeño operacional del tubo de calor con fluidos de trabajo utilizados a mas de 200°C. Lo primero es contar con un fluido de trabajo con alto grado de pureza, luego se introduce el fluido en un recipiente y se procede a congelar para disolver el gas, que se manifiesta en forma de burbujas, se descongela y se repite el procedimiento tres o cuatro veces, para garantizar que evacue totalmente el gas contenido en el fluido de trabajo (DUNN y otros, 1978).

6.5 ENSAMBLE

Después de terminar los pasos anteriores se puede proceder a ensamblar los termosifones, para esto se deben efectuar los siguientes pasos:

1. Acoplar los tapones (limpios).
2. Soldar los tapones.
3. Disponer el tubo con los elementos necesarios para la carga.
4. Pesarse el tubo junto con los acoples necesarios para la carga.
5. Realizar vacío al tubo y llenar con el fluido de trabajo.
6. Verificar la cantidad de líquido introducida, pesando el conjunto tubo y acoples.
7. Sellar el tubo.

6.6 PROCEDIMIENTO DE CARGA

En este paso del proceso de construcción de los tubos de calor, el aspecto más importante para tener en cuenta y en el que se debe tomar el tiempo necesario, es la cantidad de fluido de trabajo a ser introducido dentro de un tubo específico. En la estimación de la carga requerida se debe tener especial cuidado, en que el cálculo del volumen del fluido debe hacerse en la temperatura o cerca de la temperatura de operación, ya que si el cálculo se hace con temperatura ambiente, el tubo de calor no funcionaría correctamente, debido a que a la temperatura de operación no tiene suficiente cantidad de fluido de trabajo, lo que afecta la correcta operación. En este procedimiento los errores que se pueden cometer son:

Una sobrecarga de fluido de trabajo, lo que resulta en la formación de un depósito de líquido en la parte baja del tubo de calor. Cuando el tubo de calor está operando en estado estacionario y con alto flujo de calor, esta piscina puede ser arrastrada a la zona del condensador, limitando la longitud efectiva; otra desventaja es que el

tubo demora mas en arrancar su operación, debido a que necesita energía extra para evaporar el líquido sobrante. Esto se traduce en una pequeña reducción del desempeño operacional del tubo de calor (PETERSON, 1994).

Cuando se trabaja con tubos de calor, Peterson (PETERSON, 1994); recomienda después de realizado el calculo para la carga requerida, sobrecargar el tubo de calor con un 10 o 20% del volumen calculado, con el fin de evitar errores que afecten el desempeño térmico del tubo de calor, en especial el de falta de carga.

6.6.1 Métodos de carga. El paso siguiente es introducir el volumen de fluido calculado, y; para evitar la presencia de gases no condensables dentro del contenedor, se recomiendan alguna de las cuatro formas siguientes (PETERSON, 1994):

1. Se evacua el aire del contenedor y luego se llena con el fluido de trabajo en estado de vapor o líquido.
2. Se llena el contenedor con el fluido líquido, se calienta para generar vapor y desalojar el aire (calentamiento y evacuación).
3. Se llena el contenedor con el fluido de trabajo en fase sólida y se hace sublimación (Pasar de sólido a gaseoso).
4. Se llena el contenedor usando vapor supercrítico.

El procedimiento utilizado en el proyecto, es el método de vaciado y llenado con el fluido en forma líquida y a temperatura ambiente; debido a que este es el procedimiento mas usado, de los mencionados, para aplicaciones con fluidos de trabajo de baja y media temperatura (PETERSON, 1994).

6.6.2 Descripción de la estación de carga. La estación de carga utilizada fue construida por Juan Esteban Cataño y Antoni Appley pero se modificó en este proyecto, ésta posee dos sistemas de llenado independientes, un sistema de carga por vapor, que posee siete válvulas, dos recipientes de fluido (Erlemeyer), una conexión a la bomba de vacío, una conexión para la purga y un vacuómetro; el tubo de calor es conectado en posición vertical. El sistema de llenado por líquido, consiste en una bureta graduada para hacer el llenado del tubo con líquido, cuatro válvulas conectadas de tal forma que forman una cruz, una conectada a la bureta, una para conexión con la bomba, otra para el vacuómetro y por último una para conectar al tubo de calor.

Esta estación presentaba inconvenientes, entre ellos; la imposibilidad de mover el tubo de calor de la estación, hasta después de realizado el sellado del mismo, la consecuencia de esto es que no se tenía control sobre la cantidad de fluido introducida dentro del tubo, sino después de un sellado parcial (comprobación por peso), en cuyo caso, se debía cortar el capilar y realizar la carga nuevamente un número de veces, limitado por el tamaño del capilar; Además el sistema de sellado utilizado no se garantizaba en un 100%; Debido al nuevo procedimiento de sellado desarrollado e implementado en el presente proyecto, se hace necesario poder transportar los tubos cargados por lo que fue necesario efectuar algunas modificaciones (Figura 6-3).

La mejora realizada en la estación de carga fue en el sistemas de carga por líquido, lo cual permitió movilidad del termosifón después de realizada la carga, inclusive sin haberse realizado el sellado final, adquiriendo la posibilidad de realizar la verificación de la cantidad del líquido introducido al sistema mediante pesaje (Figura 6-4) y si fuese necesario cargar o descargar liquido de forma sencilla las veces que fuesen necesarias. También posibilita la realización del procedimiento de sellado propuesto en este proyecto

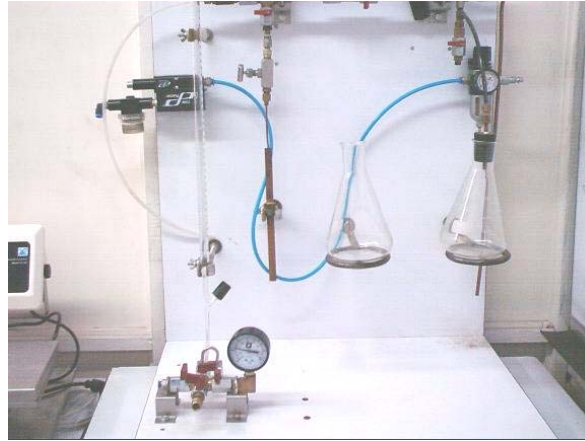


Figura 6-4: Comprobación gravimétrica de fluido en el termosifón

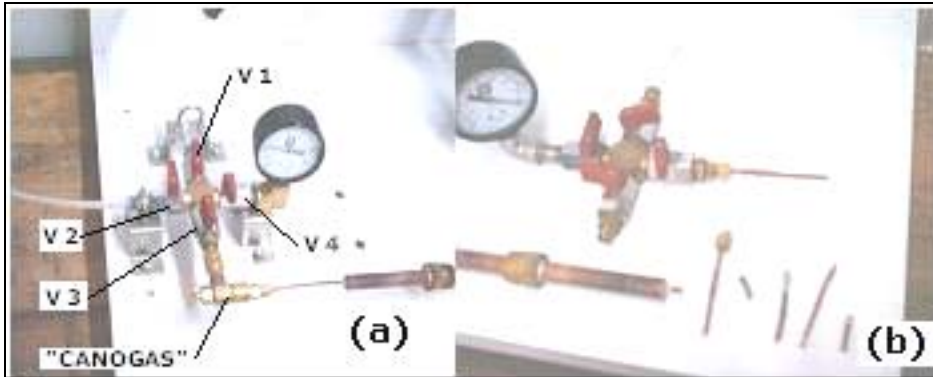


Elaboración Propia

La Figura 6-5, muestra la parte del montaje de la estación de carga que fue mejorada y la que existía anteriormente. El sistema de la estación para carga con líquido, quedó constituido por un juego de 4 válvulas de dos vías, como estaba anteriormente, una conexión para la bureta graduada y otra para la bomba de vacío

ambas por medio de acople rápido, una conexión al vacúometro y otra conexión rápida, para la válvula que se acopla al tubo de calor. La carga de los tubos termosifones se realiza con fluido de trabajo en forma líquida y los pasos necesarios son descritos en el próximo numeral.

Figura 6-5: Sistema de carga por líquido modificado



Elaboración propia

6.6.3 Procedimiento de carga con fluido de trabajo en forma líquida.

1. Llenar la bureta con la cantidad de fluido necesario para llenar la tubería de fluido de trabajo y el tubo de calor.
2. Acoplar el tubo a la válvula "canogas".
3. Pesar el ensamble termosifón bifásico-válvula "canogas" y luego conectarlo a la válvula 3.
4. Realizar el vacío en el tubo de calor por 5 minutos, teniendo las válvulas 2, 3, 4 abiertas y la válvula 1 cerrada, recuerde abrir la válvula canogas también.
5. Cerrar la válvula 2 y la válvula "canogas", luego apague la bomba.
6. Cerrar la válvula 4 (Válvula que conecta con el vacúometro).

7. Vaciar el fluido de la bureta graduada al termosifón bifásico, este procedimiento se realiza con la ayuda del vacío en el sistema, abriendo la válvula 1 y 3, luego después de llenar los canales que comunican con el conjunto termosifón - válvula “canogas”, abra progresivamente la esta última.
8. Cuando el volumen deseado de fluido de trabajo se encuentra dentro del termosifón bifásico se cierra la válvula número 1 y 3, como también la válvula “canogas” y el tubo puede ser desconectado de la estación de carga y pesado para comprobar la cantidad de fluido introducida.
9. El último paso consiste en sellar el tubo.

Antes de realizar el paso 9, se sugiere la realización de una prueba preliminar que de una idea del funcionamiento del termosifón. La prueba busca comparar de forma manual, la velocidad de calentamiento de los termosifones. Esta evaluación consiste en calentar la zona de evaporación de los termosifones con una pistola de aire caliente o introduciendo el dispositivo en una vasija con agua caliente (80°C), luego se toma la parte superior del termosifón con una mano, se cuenta mentalmente (mil uno, mil dos...etc) el tiempo que tarda el termosifón en aumentar la temperatura en la zona de condensación. Para realizar la comparación se debe tener un elemento patrón, este puede ser un termosifón o un tubo de calor. El tiempo de respuesta depende de las condiciones del ensayo, como temperatura de la fuente de calor y área del dispositivo expuesta a la fuente de calor.

6.7 SELLADO DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS.

Es importante, que después de construido el termosifón, no pierda su vacío para poder garantizar el cumplimiento de la función para lo cual se diseño. En el proyecto se desarrolló un sencillo procedimiento que garantiza la conservación del vacío en los tubos. Este consiste en cortar el capilar utilizando soldadura de arco eléctrico. Adicionalmente se verificó la calidad de este procedimiento utilizando un tubo de cobre con las mismas características geométricas de los termosifones construidos, pero ambos tapones con capilar, colocando en uno de ellos un vacúometro para señalar el valor de la presión de vacío con el cual quedan los tubos (Figura 6-7). Luego de realizar el vacío se realiza el procedimiento de sellado en uno de los extremos y en el otro se verifica visualmente la presión existente antes y después del corte. Después de la prueba se logró garantizar la conservación del vacío en los termosifones. Adicional a ello, se construyó otro tubo similar al anterior, pero en cambio, se conectó uno de los extremos a una línea de aire comprimido, para presurizar el contenedor y luego usando un equipo convencional para de pruebas de goteo, se chequea si existen fugas. El resultado fue cero fugas.

Figura 6-7: Prueba calidad del procedimiento de sellado



Elaboración propia

A continuación se presenta la ficha técnica elaborada para realizar el control de los tubos construidos y descripción preliminar de las pruebas efectuadas sobre los mismos.

Tabla 6-1. Ficha técnica para control de los tubos termosifones bifásicos

FICHA TECNICA		TSB	
		TC	
FECHA			
CLIENTE			
PLANO REF.			
RESPONSABLE			
DESCRIPCION DEL DISPOSITIVO			
TUBO #			
MATERIAL DEL CONTENEDOR			
MATERIAL DE LOS TAPONES			
LONGITUD			
DIÁMETRO INT.			
DIÁMETRO EXT.			
TIPO DE MECHA			
FLUIDO DE TRABAJO			
CANT DE FLUIDO			
PESO INICIAL			
PESO FINAL			
PESO CON PURGA			
PRESION DE VACIO			
DESCRIPCION DE ENSAYOS REALIZADOS			
FUENTE DE CALOR			
SUMIDERO DE CALOR			
EQUIPO ADICIONAL			
AISLAMIENTO			
DURACIÓN (min.)			
HISTORIAL #			
OBSERVACIONES			
N.A = NO APLICA. TSB = TERMOSIFÓN BIFASICO . TC =TUBO DE CALOR			

Elaboración Propia

7 EVALUACION DE LOS TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Área de transferencia de calor	m ²
C _p	Calor específico	J/kg °K
D	Diámetro del termosifón	m
in	Sufijo que significa entrada	
k _e	Conductividad térmica equivalente	W/m °K
L	Longitud	m
<i>m</i> *	Flujo másico	Kg /seg
Q	Flujo de Calor	W
R _t	Resistencia térmica	°K/W
T	Temperatura	°K - °C
V _{cont}	Volumen de fluido en el intercambiador	m ³
ZE	Zona de evaporación	
ZC	Zona de condensación	

SIMBOLOS GRIEGOS

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
ΔT	Diferencia de temperatura	°K
λ	Calor latente de vaporización	KJ/kg

A continuación se describen las pruebas hechas a cierto número de los termosifones bifásicos construidos, escogidos de forma aleatoria, pero que existiera

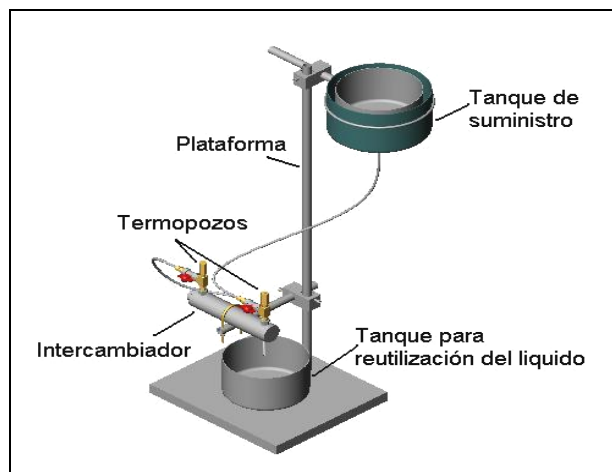
diferencia en el momento de la construcción, con el fin de verificar la estandaridad del proceso de fabricación. Se intentó hacer una evaluación de la forma mas estándar posible, para que los resultados y las evidencias obtenidas sean aplicadas a la gran mayoría de los termosifones construidos en este proyecto. Esta valuación se efectúa principalmente para medir si los termosifones son capaces de disipar la potencia para la cual fueron diseñados, además se encontrarán curvas de comportamiento del termosifón para diferentes potencias, también se mide la caída total de temperatura, la resistencia térmica, y tiempos relacionados con la estabilización del sistema.

7.1 EQUIPOS Y MATERIAL UTILIZADO

7.1.1 Estación de evaluación. El laboratorio contaba con una estación de evaluación (Figura 7-1), que se diseñó para realizar mediciones a tubos de calor, que con algunas modificaciones se adecuó para realizar las pruebas de los termosifones construidos en el presente proyecto (Figura 7-2), en esta estación se pueden realizar pruebas tanto en estado transiente como permanente.

Esta estación, cuenta con un tanque elevado el cual es el sumidero de agua hacia el intercambiador, y una salida de agua hacia un tanque ubicado en la parte inferior, lo que permite la reutilización del agua u otro fluido que se utilice, La diferencia de alturas entre los dos tanques genera el flujo, que a su vez se puede regular por medio de válvulas que se encuentran en la entrada y salida del intercambiador. Los tubos pueden acoplarse al intercambiador de dos formas. La primera es la utilización de un prensa estopa como elemento de unión, y como segunda opción es roscar los tubos al intercambiador ya que estos poseen un racor con rosca cónica soldados en su pared externa

Figura 7-1. Esquema de la estación de evaluación



Appleby y otros, 2003, 184.

Figura 7-2. Estación de evaluación utilizada para evaluación



Elaboración propia.

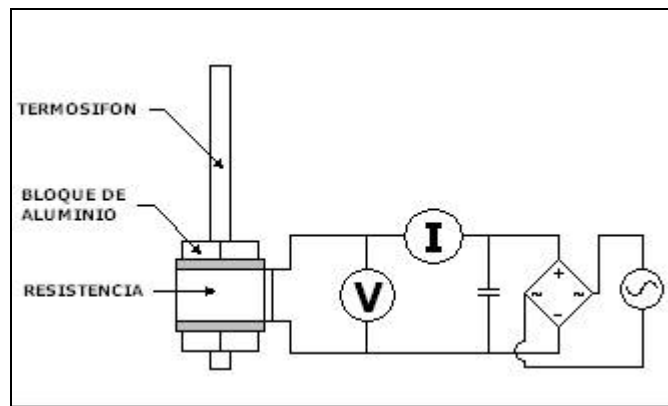
7.1.2 Fuentes de calor. Como fuente de calor se utilizan resistencias eléctricas de 200W para conectar a 110 Voltios, las cuales se acoplan a los termosifones mediante dos bloques de aluminio que juntos forman un cilindro. Para regular la potencia de la resistencia, se utiliza un dimer de doble pendiente, realizando la conexión de tal forma que dos multímetros digitales permitan visualizar el valor de la corriente (I) y el voltaje(V) en cada momento con el fin de conocer la potencia entregada por la resistencia, simbolizada por W (Ecuación 7-1). Para tener esta

lectura con los elementos disponibles, se transforma de alterna a directa la corriente y el voltaje.

$$W = V \times I$$

Ecuación 7-1: Potencia desarrollada por la resistencia, adaptado de Alvarenga, 1988,763.

Figura 7-3: Medición de potencia de la resistencia



Elaboración propia.

7.1.3 Adquisición de datos. Entre los aspectos importantes, para que los datos de cualquier evaluación sean verdaderamente confiables esta, la previa calibración de los aparatos de medida y un adecuado sistema de adquisición de datos; De lo contrario nose podría saber con certeza, que tan ciertos son los valores arrojados, y en el caso de los termosifones, se podría errar en cuanto a su funcionamiento.

La variable a medir en esta evaluación es la temperatura, la cual se debe medir en un número suficiente de partes (mínimo 6 temperaturas: ambiente, entrada de fluido, salida de fluido, condensador, evaporador y zona adiabática) con intervalos de tiempos cortos, para poder evaluar todo el proceso. Esta labor de forma manual tendría un alto porcentaje de fallo, por lo cual los datos se deben tomar de forma automática.

Se opta por utilizar un PLC en vez de tarjeta de adquisición de datos, por recomendación de personas que han trabajado con ambos equipos, sustentando

esta decisión en el hecho que un PLC está diseñado y construido para trabajo industrial, puede soportar condiciones mas adversas que la tarjeta y no se ve tan afectado por el ruido exterior. El PLC que se utiliza es un SIMATIC serie ST – 200, de Siemens con capacidad para 12 termocuplas (Figura 7-4) divididos así: 3 módulos para conectar 4 termopares de siete tipos a saber, J, K, E, N, S, T y R, todos los termopares conectados a un modulo deben ser del mismo tipo, además cuenta con un modulo con dos entradas para RTD (PT-100). Para la programación de el PLC, se utiliza STEP 7 versión 3.1, y por medio de un programa elaborado en LabVIEW se realiza el presentación y procesamiento de los datos, que luego son enviados a Microsoft Excel para almacenamiento y posterior manipulación.

7.1.4 Medidores de temperatura. Las termocuplas implementadas en la evaluación de los termosifones son tipo J, K y RTD (PT-100), Para tener confianza en los datos obtenidos, se debe tener conocimiento del funcionamiento de las termocuplas, por lo cual fue preciso realizar un proceso de calibración en aquellas termopares que no se tenia conocimiento de su desempeño o este no era garantizado por el fabricante.

El proceso de calibración (Figura 7-5) se realizó en el Laboratorio de suelos de la universidad EAFIT, y su finalidad es encontrar la ecuación de operación de las termocuplas. El equipo utilizado para la evaluación fue: Un termómetro de resistencia de platino RTD – PT100, el cual es el patrón de temperatura, un indicador para RTD serie (ERTCO – HART), Baño de aceite siliconado, un termostato, un vaso Dewar, cubos de hielo con agua desionizada , conjunto PLC – procesador para indicar la temperatura de las termocuplas.

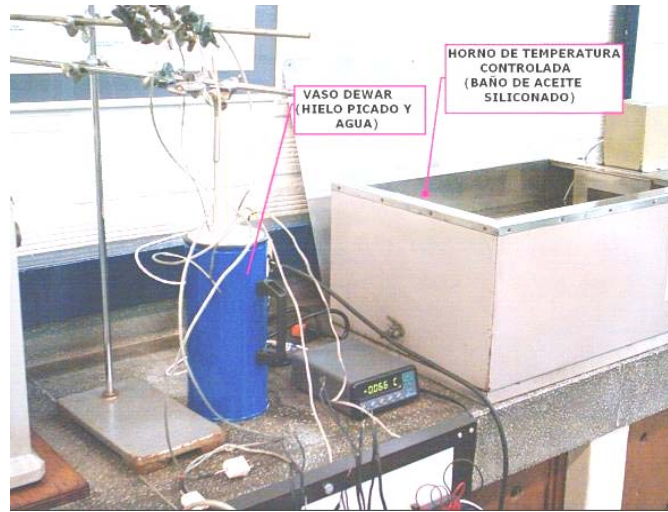
Figura 7-4. PLC utilizado para la adquisición de datos



Elaboración propia.

El proceso consiste en una comparación del valor arrojado por cada termocupla para distintas temperaturas (0°C - 25°C - 50°C - 75°C - 100°C - 125°C) con el valor correspondiente a la termocupla patrón. Para lograr una temperatura baja cercana a cero grados centígrados (0°C) se utilizó el vaso Dewar, en él se introdujeron hielos picados y agua desionizada y se esperó aproximadamente 15 minutos para que se estabilizará en una temperatura cercana a 0°C , cuando se obtuvo la temperatura deseada (en este caso 0.1°C) se metieron en el vaso las seis termocuplas y el termómetro RTD a una profundidad igual que certificara que se estaba tomando la misma temperatura. Las otras dos mediciones de temperatura se realizaron, en un horno de temperatura controlada, que contenía un baño de aceite siliconado, las termocuplas y el termómetro patrón se introdujeron a la misma profundidad y se dejó estabilizar el proceso para poder tomar el valor de la temperatura que se esta midiendo. Para el procesamiento de los datos y posterior envío a Microsoft Excel de las temperaturas de las termocuplas, se utilizan las herramientas mencionadas en el numeral anterior y el valor de la termocupla patrón se tomó directamente de su correspondiente indicador.

Figura 7-5. proceso de calibración de termocuplas



Elaboración propia.

7.2 PROCEDIMIENTO DE EVALUACION

Las pruebas se realizan en estado estacionario y como se mencionó anteriormente se pretende comparar la cantidad de calor que son capaces de evacuar los termosifones con respecto a una potencia de entrada conocida, también se pretende conocer el comportamiento de los termosifones encontrando de esta forma ciertas características de operación de los mismos.

Los datos obtenidos en las pruebas son procesados y presentados gráficamente en este capítulo, como también la ficha técnica de los termosifones evaluados.

El procedimiento a seguir para la realización de las pruebas es el siguiente:

1. Realizar verificación de los materiales y equipos a utilizar.
2. Realizar el montaje de los termopares al termosifón, colocando 3 en la sección de condensación, 1 en la zona adiabática y otro en la zona de evaporación, empleando cinta metálica de aluminio para soportar los termopares a la pared

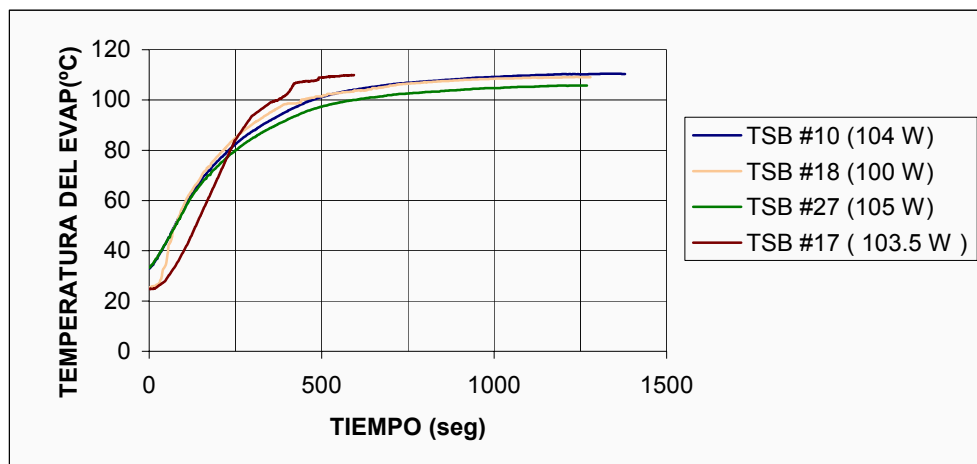
del tubo y verificar que se genere un adecuado contacto. También; en caso de no contar con cinta metálica, se pueden emplear abrazaderas metálicas.

3. Introducir y el termosifón en el intercambiador y roscar hasta alcanzar el sello adecuado o utilizar el prensa-estopa en caso de utilizar el intercambiador que dispone de este sistema.
4. Acoplar los bloques de aluminio y la resistencia en el extremo de evaporación. El bloque de aluminio cuenta con dos orificios roscados para la ubicación de dos termopares para medir la temperatura en la fuente de calor.
5. Acoplar la entrada y salida de líquido al intercambiador, de tal forma que la entrada esté por debajo de la salida, para garantizar que el intercambiador esté lleno de agua durante toda la evaluación. Tanto la entrada como la salida cuenta con válvulas y termopozos para la regulación del flujo de agua y medición de la temperatura.
6. colocar aislamiento térmico al sistema utilizando lana mineral o fibra de vidrio.
7. conectar las termocuplas al PLC, mangueras a la entrada y salida del agua y realizar la conexión de multímetros y dimer a la resistencia.
8. Llenar el tanque de suministro con agua y acomodar el flujo de agua deseado
9. Encender la resistencia y adquirir los datos durante el tiempo necesario. La evaluación se realiza con diferentes potencias de entrada, reiniciando en cada prueba.

7.3 PARAMETROS DE EVALUACION

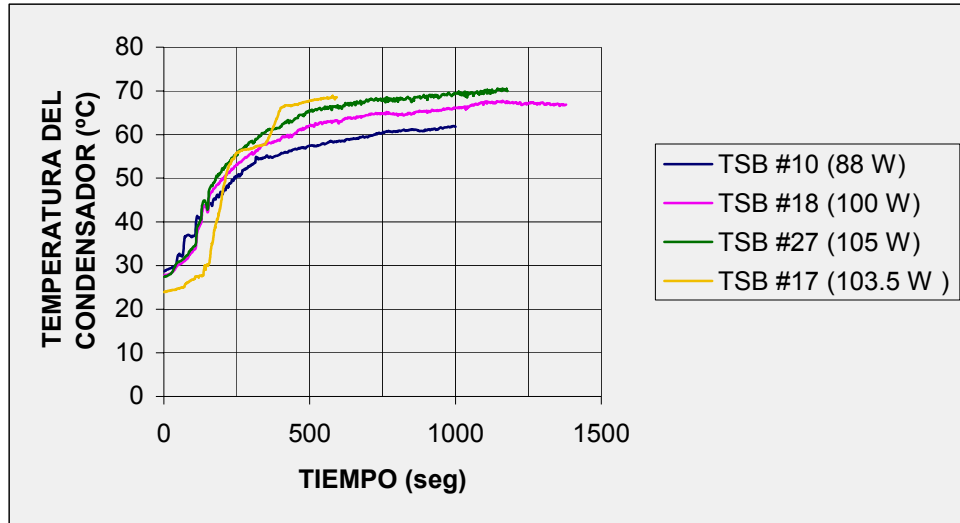
7.3.1 Respuesta térmica. Esta hace alusión al tiempo que se demoran los termosifones en iniciar su operación y lograr la estabilización de la temperaturas, se puede apreciar este parámetro, al graficar la temperatura del termosifón en la zona de evaporación contra el tiempo (Figura 7-6), también se grafica la temperatura de la zona de condensación versus el tiempo (Figura 7-7) para mostrar la similitud de estabilización en las zonas del termosifón al mismo. Se debe tener en cuenta, que dicho valor es para todo el sistema (resistencia eléctrica, bloque de aluminio, termosifón e intercambiador). También se incluye en este apartado la figura del tiempo de respuesta de un termosifón con diferentes potencias de entrada (Figura 7-8).

Figura 7-6. Respuesta térmica para varios termosifones



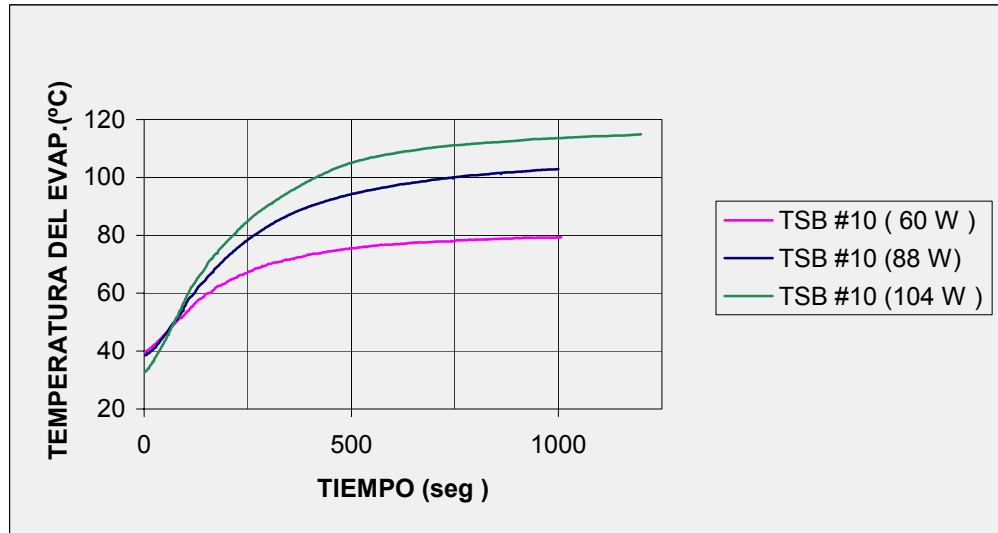
Elaboración propia

Figura 7-7. Respuesta térmica para varios termosifones



Elaboración propia.

Figura 7-8. Respuesta térmica para un termosifones con diferentes potencias de entrada



Elaboración propia.

En la prueba las temperaturas de la pared en la zona de condensación son de 47.9°C, 61.8°C y 66.8°C para 60W, 88W y 104W respectivamente.

Tabla 7-5. Tiempo de estabilización para sistema (Resistencia eléctrica, bloque de aluminio, termosifón e intercambiador de calor).

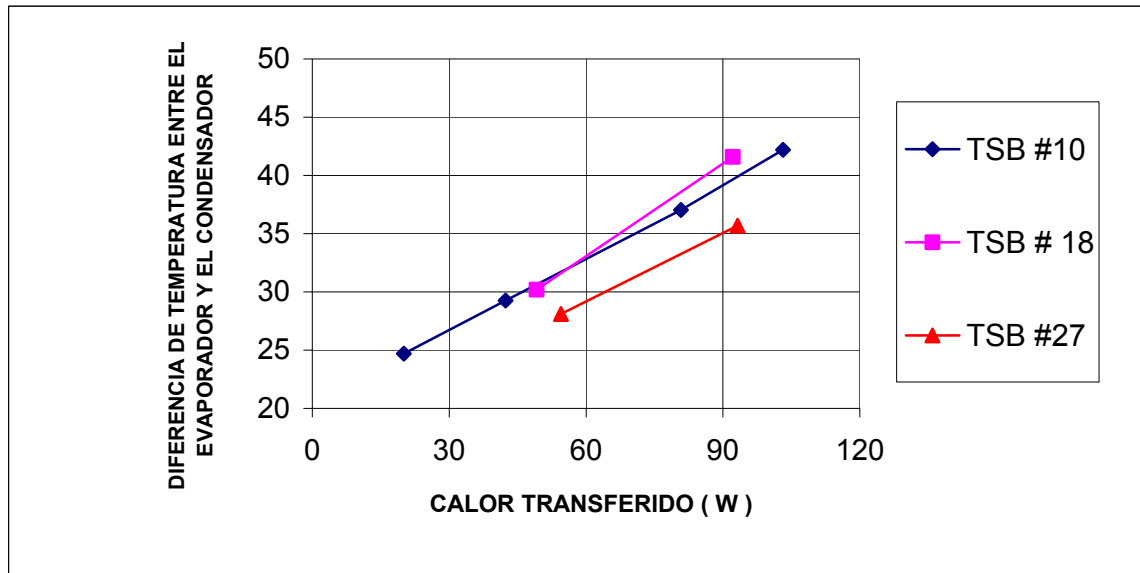
TUBO No.	POTENCIA (W)	TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN (seg)
10	60	741
10	88	888
10	104	954
18	100	1022
27	105	1083
17	103.5	605

Elaboración propia

7.3.2 Desempeño térmico. Para la evaluación de este parámetro se tendrá en cuenta dos puntos. El primero hace alusión a la capacidad del termosifón para disipar la potencia suministrada. El otro punto tiene que ver con la caída de temperatura del termosifón (diferencia entre las temperaturas del evaporador y del condensador) para diferentes valores de la potencia disipada. (calor transferido). La tabla 7-5 y Figura 7-9, muestran el desempeño térmico de los termosifones. En la primera se encuentra la disipación de calor de varios termosifones y la figura muestra la caída de temperaturas respecto al calor disipado.

La Figura 7-9 muestra una tendencia de los termosifones a disminuir su desempeño al aumentar la transferencia de calor; también cabe destacar que los termosifones son capaces de disipar la potencia suministrada, presentando el peor resultado el TSB # 32, el cual entregó el 86% de la potencia suministrada (Tabla 7-6). Los demás termosifones no muestran diferencia representativas en cuanto a la capacidad de transferencia.

Figura 7-9. Desempeño térmico de varios termosifones.



Elaboración propia.

7.3.3 Conductividad térmica equivalente. La (ecuación 7-2) permite determinar la conductividad térmica de un elemento sólido, pero aunque el termosifón no sea totalmente sólido, se aplica esta ecuación, porque se desea obtener un valor comparativo entre la conductividad del termosifón versus una barra de cobre con la misma geometría. Las variables involucradas se obtienen del aumento de temperatura del agua en el intercambiador, para hallar el flujo de calor (Ecuación 5-3) y de la distancia de las termocupas en los extremos del evaporador y condensador.

$$K_e = \frac{Q \cdot L}{A \cdot \Delta T}$$

Ecuación 7-2: Conductividad térmica equivalente, adaptada de Incropera y otros, 1999, 45.

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7-6. donde la longitud L, se toma entre las termocupas de los extremos.

Tabla 7-6. Conductividad térmica equivalente para varios tubos de calor

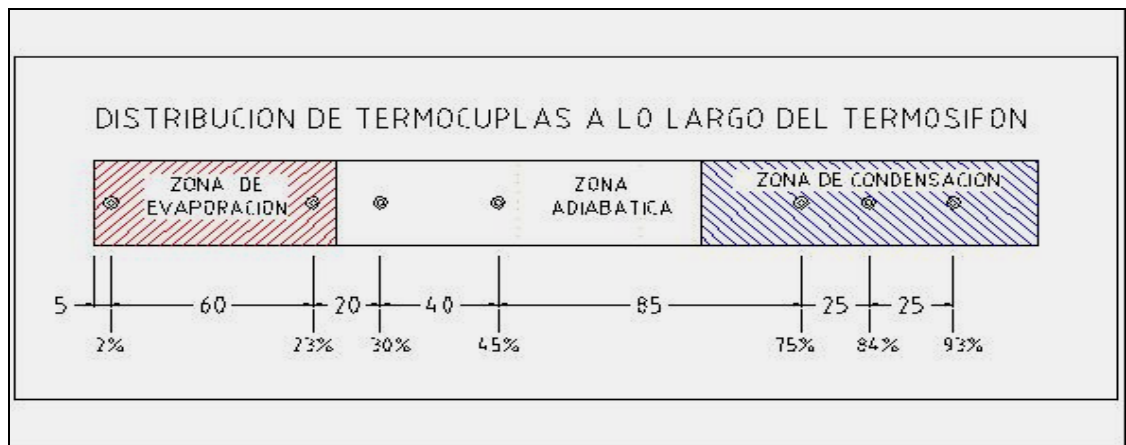
No	Flujo masico (kg/seg)	Temp. de salida de agua (°C)	Temp. de entrada de agua (°C)	Cp (J/kg °K)	Q _{SALIDA} (W)	L (m)	A (m ²)	ΔT (ZE –ZC)	Ke (W/M °K)	Q _{ENTRADA} (W)	$\frac{Q_{SALIDA}}{Q_{ENTRADA}}$
10	0.00285	33.1	26.3	4176	80.83	0.26	3.3x10 ⁻⁵	29.25	7402.527	88	0.912
10	0.00298	36.9	28.6	4175	103.187	0.26	3.3x10 ⁻⁵	37	17235.74	104	0.9921
17	0.00499	32.5	23.5	4176	187.375	0.24	3x10 ⁻⁵	138.5	10757.51	200	0.937
18	0.00294	36.5	29	4175	92.17	0.26	3.3x10 ⁻⁵	42	17308.49	100	0.9217
27	0.00343	31.9	24.5	4176	93.23	0.26	3.3x10 ⁻⁵	35.7	20615.42	105	0.89
32	0.00459	26.3	21.9	4178	84.37	0.24	3x10 ⁻⁵	32.6	20167.76	97	0.869

Elaboración propia.

Se puede observar que el tubo # 17 fue el que peor resultado de conductividad arrojó respecto a los demás, pero al compararlo con la conductividad del cobre tomada a 50°C, la cual es de 394 W/m °k (INCROPERA y otros, 1999), se puede concluir que el tubo # 17 es 27 veces mejor conductor. El tubo # 27, el cual fue el mas eficiente, alcanzó un valor de conductividad térmica equivalente de 52 veces mas que el cobre.

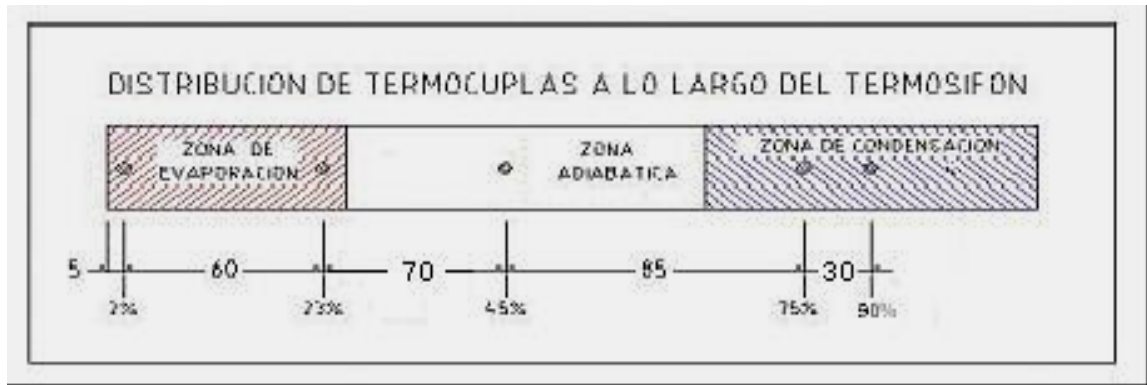
7.3.4 Distribución de temperaturas en la pared del termosifón. Las figuras Figura 7-12 y Figura 7-13, presentan las pruebas de distribución de temperatura para diferentes termosifones, con los mismos valores de potencia de entrada. Los datos son tomados a partir de las diferentes temperaturas superficiales medidas a lo largo del termosifón Figura 7-10 y Figura 7-11.

Figura 7-10. Posición de las termocuplas a lo largo del termosifón 10 – 27 y 18.



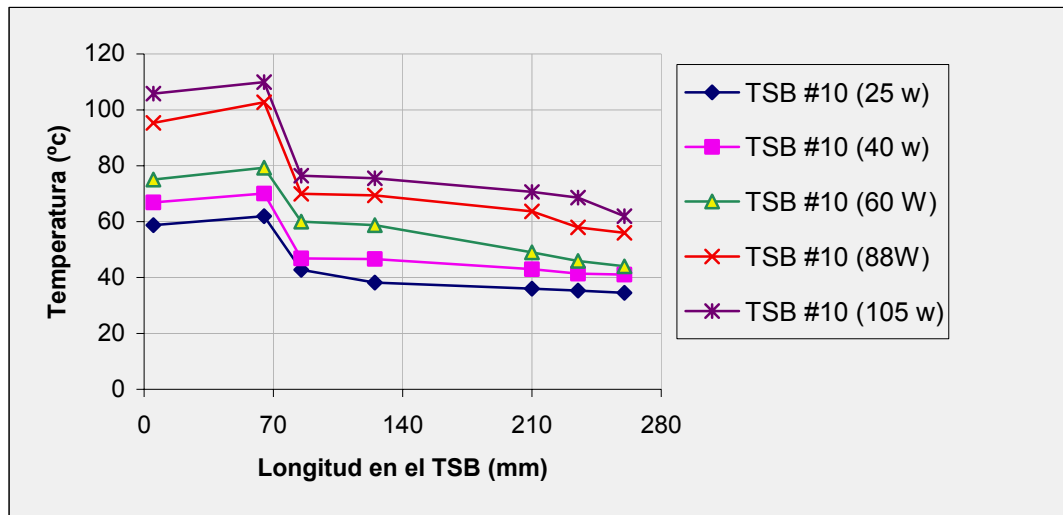
Elaboración propia.

Figura 7-11 Posición de las termocuplas a lo largo del termosifón 17 y 32.



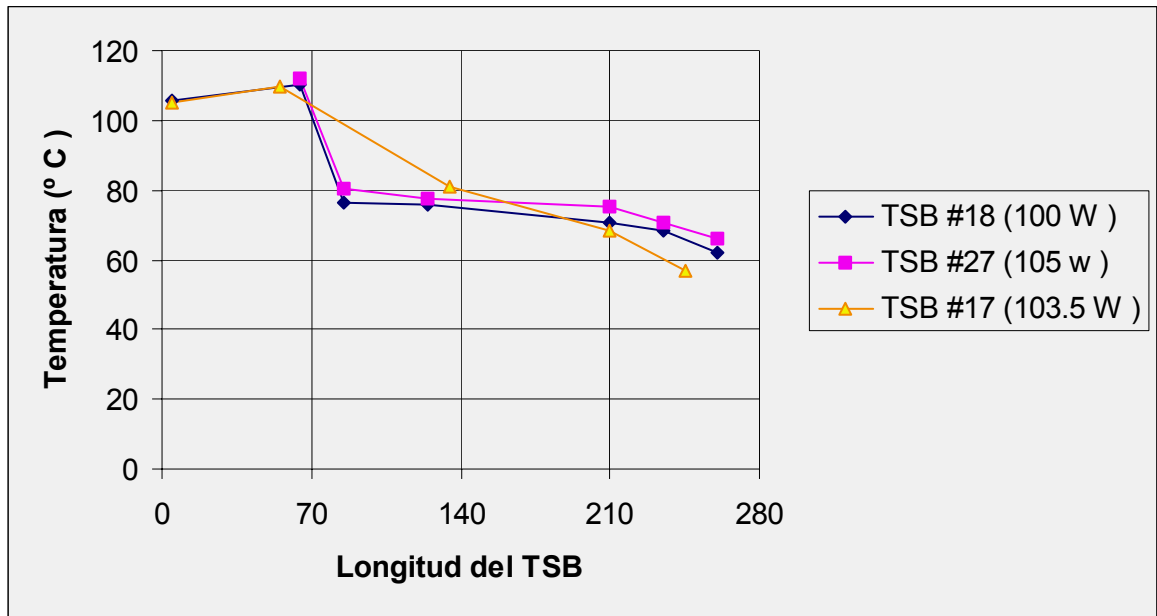
Elaboración propia.

Figura 7-12. Distribución de temperaturas para el termosifón #10



Elaboración propia.

Figura 7-13: Distribución de temperaturas en varios termosifones, evaluados con diferentes posiciones de las termocuplas, pero similares condiciones de evaluación



Elaboración propia.

La distribución de temperatura en los termosifones es muy similar, variando un poco estos valores por las diferencias producidas entre cada evaluación, en la medida que se logre una estandarización del proceso, los resultados serán más parecidos, estas variaciones están relacionadas con los flujos máxicos del fluido que circula por el intercambiador y la potencia suministrada por la resistencia. Es también apreciable que para diferentes potencias de entrada en el termosifón existe una variación en los valores de las temperaturas pero se sigue conservando un patrón de distribución de las mismas (Figura 7-12).

A continuación se presenta la Tabla 7-7, donde hay una descripción, causa y solución potencial de los posibles factores que limitan el adecuado funcionamiento de un tubo termosifón bifásico (TSB). Entendiéndose por mal funcionamiento, tiempos de estabilización superiores a 25 min, para potencias de entrada por debajo de 100W, limitantes en la evacuación de calor, Algunos de los ítem presentados aquí son también aplicables a tubos de calor con elemento capilar.

Tabla 7-7. descripción, causa y solución potencial de los posibles factores que limitan el adecuado funcionamiento de un tubo termosifón bifásico.

PROBLEMA	CAUSA	POSIBLE SOLUCION
Las fuerzas de la viscosidad evitan que el vapor fluya por el tubo de calor ^a	El tubo de calor (incluyendo TSB) esta operando por debajo de la temperatura recomendada ^a	Aumentar la temperatura de trabajo del tubo de calor o utilizar un fluido alternativo ^a
El flujo de vapor alcanza velocidades sonicas cuando sale del evaporador dando lugar a un constante transporte de potencia por parte del tubo de calor y grandes gradientes de temperatura ^a .	La combinación potencia y temperatura (demasiada potencia a baja temperatura de trabajo) ^a	Este es un problema típico al arranque. Cuando el sistema lleve un tiempo funcionado este problema desaparecerá ^a .
Calentamiento muy lento en la parte superior de la sección de condensación o no muestra aumento de temperatura en esta zona.	Presencia de gases no condensables en el tubo de calor.	Hacer un poco de vacío con el fin que estos gases salgan. (solo es posible realizarlo antes de sellado el tubo).
El tiempo de estabilización es muy alto (tiempo de estabilización superior a 20 minutos).	La relación cantidad de fluido de trabajo versus potencia. (poca potencia para la cantidad de fluido de trabajo).	Aumentar la potencia de trabajo. Utilizar
El tubo no da muestras de estabilización.	El tubo de calor alcanzo el limite de secado.	Disminuir la potencia de trabajo.

Elaboración propia.

a. Tomado de libro técnico sobre efecto peltier y heat pipes. [en línea]. [citado 05 Ene, 2004]. Disponible en Internet: <URL: <http://www.termoelectricidad.com.htm>>.

8 EVALUACION DEL PROTOTIPO CONSTRUIDO

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Área del ducto a la salida del ventilador	m ²
C _F	Capacitancia térmica del fluido frío	J/seg °K
C _C	Capacitancia térmica del fluido caliente	J/seg °K
C _{min}	Capacitancia térmica mínima	J/seg °K
C _p	Calor específico	J/kg °K
D	Diámetro del termosifón	m
D _d	Diámetro del ducto del ventilador	m
FC	Fluido caliente	
FF	Fluido frío	
in	Sufijo que significa entrada	
k	Conductividad térmica del fluido	W/m °K
L	Longitud	m
* <i>m</i>	Flujo masico	Kg /seg
Q	Flujo de Calor	W
T	Temperatura	°K - °C
V _{FC}	Velocidad de flujo a la salida del ventilador	m/seg - FPM
V _{cont}	Volumen de fluido en el intercambiador	m ³
ZE	Zona de evaporación	
ZC	Zona de condensación	

SIMBOLOS GRIEGOS

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
ν	Modulo de Poisson	adimensional
ΔP	Diferencia de presión	Pa
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
μ	Viscosidad absoluta	N seg / m ²
ρ	Densidad	Kg / m ³

Esta evaluación esta enmarcada en demostrar e identificar el funcionamiento del equipo a largo termino, determinando la cantidad de calor recuperado para las condiciones de trabajo expuestas y el comportamiento de las temperaturas de los fluido a su paso por el intercambiador. La evaluación pretende simular las condiciones que se establecieron como referencia para el dimensionamiento del equipo, como similitud con el tipo de fluido caliente, temperaturas de entrada y flujo másico del fluido caliente, potencia de entrada, temperatura de entrada y flujo másico de agua.

8.1 DESCRIPCION DE LA EVALUACION

Se realizaron dos montajes para la simulación de las condiciones de operación bajo las cuales se diseñó el intercambiador. El primer montaje contaba con un ventilador centrífugo, conectado a un variador de velocidad para el control del flujo de aire, el ventilador se acopló al intercambiador por medio de una transición especialmente diseñada para permitir la ubicación de un quemador de gas, lo cual pretendía que la mezcla aire – gases de combustión fuese el fluido caliente, el combustible lo suministró una pipeta de gas propano. La entrada y salida del agua son un conjunto de válvula, termopozo y acople para manguera que permite un rápido intercambio, fácil regulación del flujo y medición de la temperatura de entrada y salida del agua. El intercambiador cuenta con 4 acopladores para termocuplas en la cavidad inferior para toma de temperatura del fluido caliente en su paso por el banco de tubos, y; otros tres en la cavidad superior para tomar la temperatura del agua en diversas partes del prototipo y dos termopozos para medir la entrada y salida del agua.

Este primer montaje no funcionó correctamente por varias razones, la primera fue las bajas temperaturas alcanzada por la mezcla aire-gas, ya que se requería por lo menos 230°C en dicha mezcla, y para lograr un aumento en esta temperatura se debía reducir el flujo másico una cantidad demasiado inferior a la necesaria para entregar la potencia de 8455 W deseada en las pruebas. También ocurrió que al

tomar los datos se encontraba una variación irregular en las temperaturas de este fluido caliente en su paso por el banco de tubos, la posible causa de ello, era la poca longitud de la transición, que no permitía una homogenización completa de la mezcla antes de entrar al intercambiador. Se encontró además que para ciertas velocidades, la mezcla solo viajaba por un lado de la cavidad inferior, lo cual ocasionaba que solo la mitad de los tubos intercambiaban calor, mientras la otra mitad se encontraba totalmente fría. Todos estos problemas hacían que el proceso de pruebas fuera poco confiable, por lo que fue necesario efectuar algunas mejoras. La Figura 8-1 muestra este primer montaje.

Figura 8-1. Primer montaje para realización de las evaluaciones

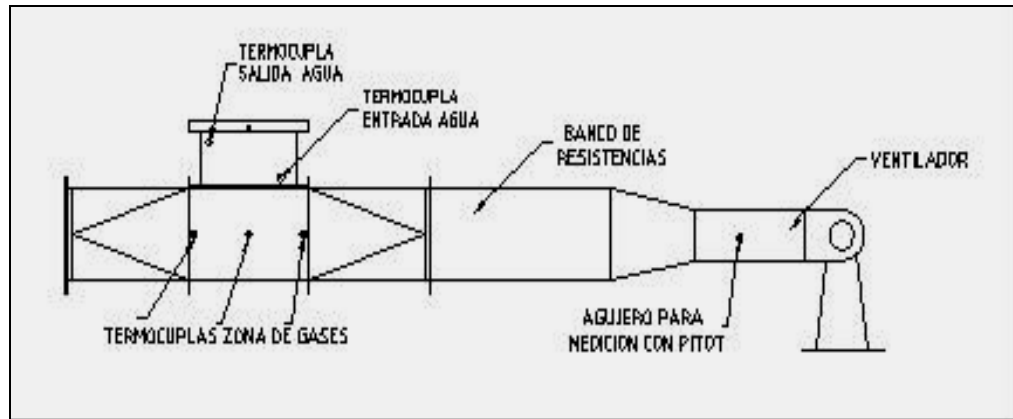


Elaboración propia

El cambio mas significativo hecho al plan de pruebas fue la manera de calentar el aire suministrado por el ventilador, esto permitió conseguir temperaturas mas elevadas con flujos másicos mas altos que los anteriores, una adecuada homogenización de la corriente de aire caliente y tener control de la potencia suministrada. Lo anterior se logró reemplazando el quemador de gas por un banco de resistencias. El sistema de suministro de aire se conservó de la misma forma, un conjunto de ventilador centrífugo y variador de velocidad, acoplados al banco de

resistencias y este a su vez conectado con el intercambiador por medio de una transición (Figura 8-2).

Figura 8-2. Montaje realizado para la evaluación



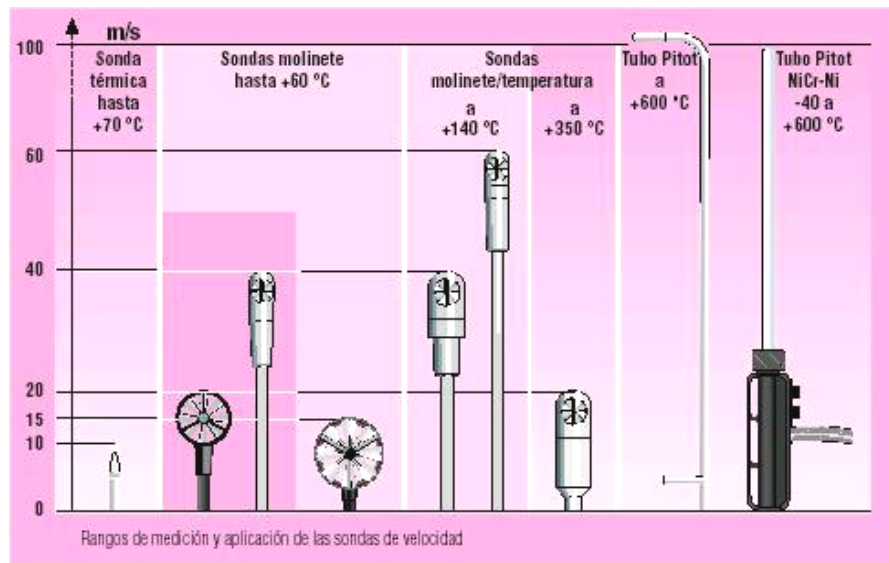
Elaboración propia

8.2 EQUIPOS Y MATERIAL UTILIZADO EN LAS PRUEBAS

8.2.1 Suministro de aire. Se utilizó un ventilador centrífugo con motor de 220V trifásico, perteneciente al laboratorio de fluidos de la universidad EAFIT. Para el control de la velocidad del motor del ventilador se conectó un variador de velocidad marca SIEMENS.

Existen diferentes elementos para la medición de la velocidad de un fluido, su elección depende factores como son las velocidades del fluido a medir y la temperatura del fluido, la figura 8-3, muestra los rangos de medición y aplicación para varios elementos de medición de velocidad.

Figura 8-3. Rangos de medición y aplicación de las sondas de velocidad



Testo S.A, @2004

En estas evaluaciones se utilizó un tubo pitot con manómetro marca DEWAR (figura 8-4), el cual fue ubicado en un orificio del conducto de aire caliente antes de la entrada al intercambiador, el orificio del tubo pitot toma la presión total y la conduce a una de las conexiones que van al manómetro, la presión estática se toma desde una pared lateral del tubo y se conduce a la otra conexión, la presión diferencial resultante es una presión dinámica que depende de la velocidad que luego es analizada. se tomaron, tres medidas a lo largo del conducto con las cuales se saca un valor promedio de presión. El valor entregado por el equipo de medición de velocidad utilizado, es la diferencia de presión en pulgadas de agua y también la velocidad del fluido en FPM. Este procedimiento de toma de datos, se realizó para diferentes valores de RPM del motor del ventilador, realizando una comparación del valor de la velocidad del fluido para cada RPM chequeada.

La tabla 8-1 contiene las propiedades termodinámicas del aire seco a presión atmosférica que servirán para la realización de los cálculos.

Tabla 8-1. Propiedades termodinámicas del aire seco a presión atmosférica

T (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (KJ/Kg K)	$k \times 10^2$ (W / mK)	$\alpha \times 10^6$ (m ² / s)	$\mu \times 10^6$ (Pa. s)	$\gamma \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
0	1.252	1,011	2,37	19,2	17,456	13,9	0,71
20	1.164	1,012	2,51	22,0	18,240	15,7	0,71
40	1.092	1,014	2,65	24,8	19,123	17,6	0,71
60	1.025	1,017	2,79	27,6	19,907	19,4	0,71
80	0.968	1,019	2,93	30,6	20,790	21,5	0,71
100	0.916	1,022	3,07	33,6	21,673	23,6	0,71
200	0.723	1,035	3,70	49,7	25,693	35,5	0,71
300	0.596	1,047	4,29	68,9	29,322	49,2	0,71
400	0.508	1,059	4,85	89,4	32,754	64,6	0,72
500	0.442	1,076	5,4	113,2	35,794	81,0	0,72
1000	0.268	1,139	7,62	240	48,445	181	0,74

Van wilen, 1999, 799.

Figura 8-4. Tubo pitot y manómetro utilizado en la evaluación



Elaboración propia.

8.2.2 Banco de resistencias. Se diseñó y construyó un banco de resistencias para realizar el calentamiento de la corriente de aire entregada por el ventilador, como una solución a los problemas presentados en el primer montaje. El equipo es un conducto en cuyo interior se encuentran tres grupos de tres resistencias; cada grupo está conectado en delta a la red trifásica, de esta forma se puede realizar el

control independiente de cada conjunto para adecuar la temperatura que se necesite en los ensayos, la potencia de cada resistencia es de 1.1 KW a 220 V. Pero el laboratorio donde se realizaron las pruebas el valor del voltaje fue de 208V. Las resistencias se ubicaron sobre una estructura que garantiza la rigidez del conjunto (Figura 8-5), esta estructura es introducida al conducto el cual es sellado por medio de una tapa metálica que evita el movimiento y permite un adecuado ajuste de las resistencias. Para el cálculo de la potencia entregada por las resistencias se utiliza la Ecuación 8-2, donde (V) e (I) son el voltaje y la corriente respectivamente, los cuales son medidos en cada prueba.

Figura 8-5. Conjunto de resistencia



Elaboración propia.

$$Pot = V \cdot I \cdot \sqrt{3}$$

Ecuación 8-2. Potencia de las resistencia conectada a la red trifásica, adaptada de Alvarenga, 1988,430.

8.2.3 Medición de temperatura y adquisición de datos. Se utilizan los mismos recursos empleados para la evaluación de los termosifones (numerales 7.1.3 y 7.1.4). colocando cuatro termocuplas en la cavidad inferior, dos termocuplas en la cavidad superior, una termocupla en la pared de la sección del condensador del termosifón (a 40 mm del final de la zona de condensación), otra termocupla en un termopozo ubicado en la entrada de agua, otra termocupla en la salida de agua y otra mas para medir la temperatura ambiente.

8.3 RESULTADOS OBTENIDOS

Antes de iniciar el análisis de las evaluaciones, cabe recordar que el prototipo construido, es un modulo del intercambiador de calor, que consta de 33 termosifones bifásicos, y que debe ser capaz de recuperar el 29 % del calor que teóricamente absorbe el intercambiador diseñado. Este 29% es 2447.5 W. Las pruebas se realizaron con diferentes flujos de agua y flujos máscicos de aire, pero buscando que sean lo mas similar posible a las condiciones propuestas en el capitulo de diseño.

Desempeño del prototipo. Este punto hace alusión a la cantidad de calor recuperado por el modulo de 33 tubos, el cual se halla relacionando el flujo de calor cedido al agua sobre el flujo de calor absorbido por el aire. Se compara además los porcentajes de los flujo de calor absorbidos por los fluidos en las pruebas versus el valor de los porcentajes teóricos. condiciones propias de la evaluación. Estos resultados se pueden apreciar en la Tabla 8-2. teniendo en cuenta que: Las propiedades del aire son tomadas a la temperatura promedio de los fluidos a la entrada y salida del intercambiador y en la prueba realizada a 500 RPM, la cavidad superior del prototipo no tenia aislamiento térmico.

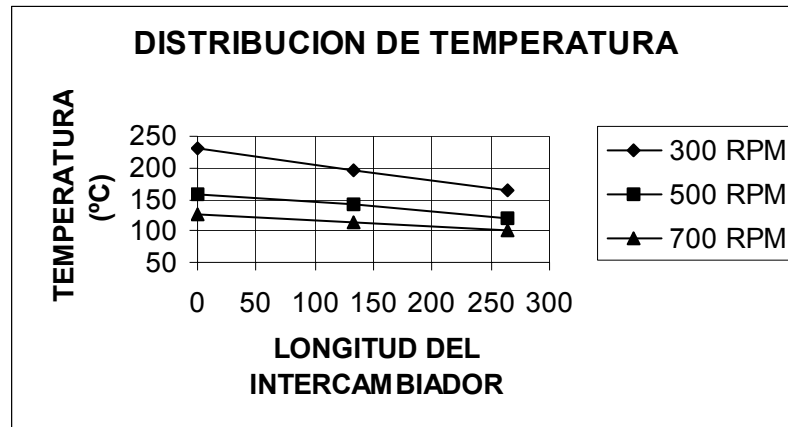
Tabla 8-2. Resultado de las evaluaciones al prototipo de intercambiador de calor construido

PRUEBA No.		1	2	3
RPM del motor del ventilador	RPM	300	500	700
Velocidad del aire	fpm	1100	1650	2250
Flujo masico de aire	kg/seg	0.0347	0.0525	0.0701
PRUEBA No.		1	2	3
Calor especifico del aire	J/kg °K	1035	1024	1022
Densidad del aire	kg/m ³	0.723	0.8	0.916
Temperatura ambiente	° C	28	28	28
Temperatura de salida del aire	° C	165.4	121.5	102.7

Temperatura de entrada del aire	° C	229	159	126.4
Diferencia de temperatura del aire	° C	63.6	37.5	23.7
Flujo másico de agua	kg/seg	0.0085	0.00841	0.0086
Calor específico del agua	J/kg °K	4178	4176	4176
Densidad del agua	kg/m ³	988.1	995.7	994.1
Temperatura de salida del agua	° C	76.2	45.7	56.2
Temperatura de entrada del agua	° C	23.2	23	23
Diferencia de temperatura del agua	° C	53	22.7	33.2
Flujo de calor absorbido por el agua $Q_{AGUA} = m \cdot C_P \cdot \Delta T$	W	1881	797	1192
Flujo de calor tomado del aire por el intercambiador $Q_{AIRE} = m \cdot C_P \cdot \Delta T$	W	2284	2010	1697
Desempeño del intercambiador (Q_{AGUA} / Q_{AIRE})	adimensional	0.824	0.41	0.71
Potencia suministrada al aire ^d (Q_{RESIS})	W	7135	7029	6931
Porcentaje recuperado (Q_{AGUA} / Q_{RESIS}) x 100	adimensional	26.4%	11.4%	17,5%
Capacitancia térmica del aire	J / seg °K	35.91	52.736	71.64
Capacitancia térmica del agua	J / seg °K	35.5	35.12	35.91
Transferencia de calor máxima posible $Q_{MAX} = C_{MIN} \cdot (Tc_{in} - Tf_{OUT})$	W	7277	4776	3713
Flujo de calor x unidad de Area $\frac{Q_{AIRE}}{m^2}$	KW / m ²	9.637	8.481	7.16
Eficiencia (Q_{AIRE} / Q_{MAX}) (Incropera, 1999, 600)	adimensional	0.314	0.42	0.45

Elaboracion propia.

Figura 8-6. Temperatura del fluido caliente a lo largo de la zona de gases

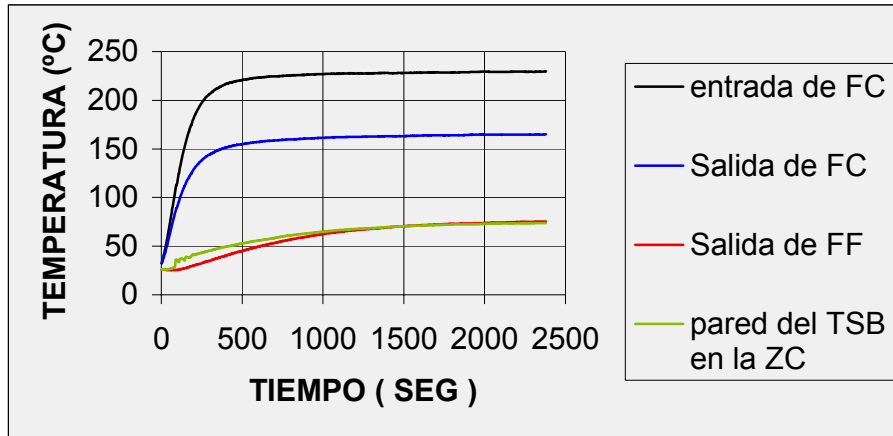


Elaboración propia.

8.3.1 Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador. La figura 8-6 muestra la variación de la temperatura del fluido caliente a medida que pasa por el intercambiador, mostrando un comportamiento lineal y conservando esta tendencia para diferentes condiciones de trabajo en estado estacionario. Se miden 3 temperaturas, en la entrada, la mitad y la salida del banco de tubos.

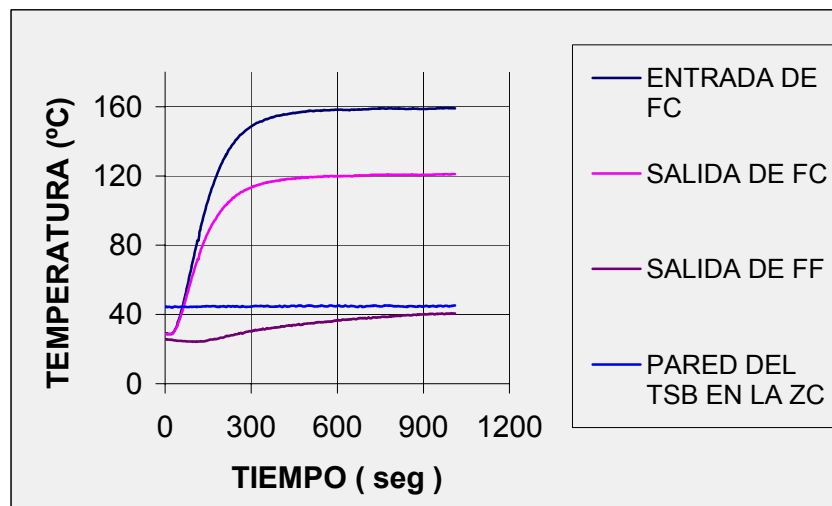
8.3.2 Respuesta térmica del intercambiador. Este punto pretende observar el tiempo que demora el sistema (intercambiador de calor con TSB, banco de resistencias, transiciones) en lograr la estabilización tanto en la zona del fluido caliente como en la sección de condensación de los termosifones o zona del fluido frío (agua). Las siglas FC, FF y ZC corresponde a fluido caliente, fluido frío y zona de condensación respectivamente.

Figura 8-7. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.0085 kg/seg



Elaboración propia.

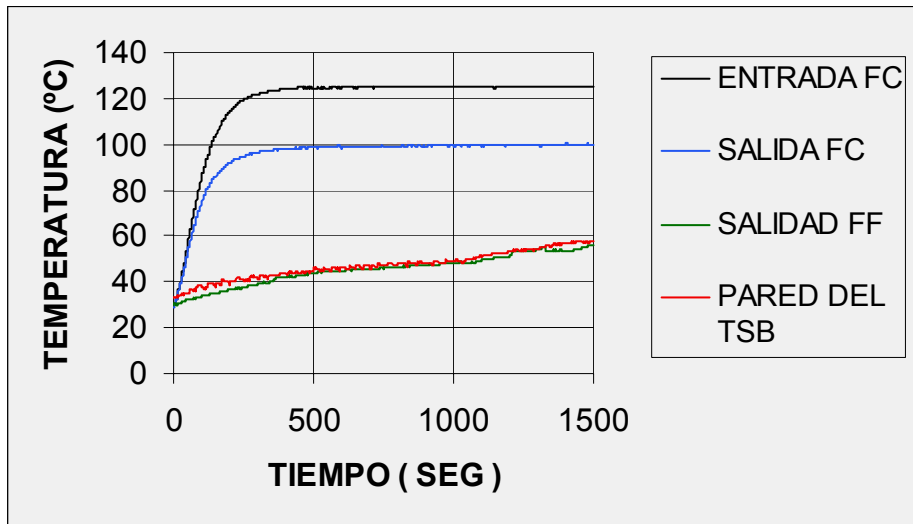
Figura 8-8. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.00841kg/seg



Elaboración propia.

Es apreciable un comportamiento similar del equipo para las diferentes condiciones de trabajo utilizadas en esta evaluación. También se nota una rápida estabilización de las temperaturas del fluido caliente, mientras que la temperatura del agua y de la pared del TSB demoró un poco más, pero este tiempo es similar al valor hallado en las pruebas realizadas en los TSB.

Figura 8-9. Respuesta térmica del prototipo, flujo de agua 0.00865kg/seg

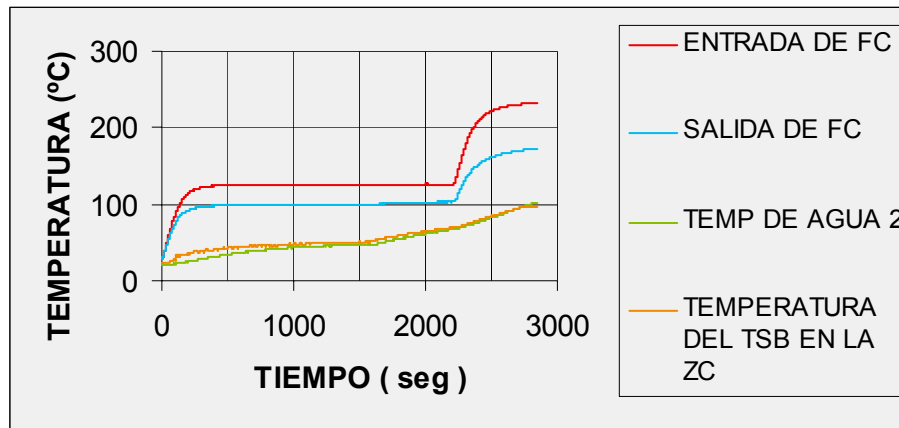


Elaboración propia.

8.3.3 Otras pruebas. Esta es una primera valoración a lo que podría ser un generador de vapor con termosifones bifásicos. Esta prueba pretendía dar un vistazo al comportamiento del equipo cuando se calienta el agua de la cavidad superior al interrumpir el flujo del mismo; midiendo el tiempo que demora el agua en alcanzar la temperatura de vaporización a presión de saturación.

Esta prueba es interrumpida porque el equipo construido, no fue diseñado para soportar las presiones generadas cuando se trabaja con vapor y el diseño de la tapa del intercambiador no garantiza al 100 % hermeticidad, ya que posee unos acoples para las termocuplas que mide la temperatura del agua y del TSB, estos acoples son lugares por donde se puede perder presión.

Figura 9-11. Comportamiento del prototipo con agua estancada.



Elaboración propia.

La prueba se suspende a los 1411 segundos (23.5 minutos), cuando el agua había alcanzado una temperatura de 102 °C y seguía presentando una tendencia a incrementar dicha temperatura. El volumen de agua en la cavidad es 0.00408 m³ (4.08 litros).

A continuación se presenta un estimativo del costos de fabricación de los tubos termosifones bifásicos y del prototipo de intercambiador de calor construido. teniendo en cuenta que los valores a mencionar son afectados por la habilidad de operario, pudiendo ser reducidos sustancialmente al realizar una producción en serie.

Se toma un valor de 7 mililitros de agua por tubo, debido a la perdida de aproximadamente 6 mililitros del fluido de trabajo generado en cada carga. También se utilizó 2 litros de ácido clorhídrico para la limpieza de todos los tubos. Se considera en el presente análisis las perdidas de material producida en el maquinado de los tapones, pero no se toman algunos tiempos relacionados con la fabricación del intercambiador.

Tabla 8-3. Resumen del costo de fabricación del prototipo de intercambiador de calor construido

ELEMENTO	VALOR COMERCIAL	CANTIDAD TOTAL	VALOR UNITARIO (\$)
Tubería de cobre de 3/8"	5500 \$ /m	0.28 m	1540
Eje de latón	13000 \$ / m	1.5 cms	195

Tubería capilar 1/8"	840 \$ / m	5 cms	42
Fluido de trabajo (agua)	2575 \$ / Lt	7 ml aprox	18
Anillo para acople a la carga	45 \$ / unidad	1	45
Elemento de acople en platina	1250 \$ /unidad	1	1250
Material aporte para soldadura	1000 \$ / m	2 cms	20
Total materiales			3110
Acido clorhídrico	5800 \$ / Lt	2Lt/33 tubos	350
Maquinado de los tapones	21500 \$ / hr	50 unid/ hr	430
Proceso de soldadura	25000 \$ / hr	45 seg x tubo	312
Total costos de fabricación de los termosifones			4202
Lamina CR 14 (1.2x2.4 m)	117353 \$/lamina	1	117353
Platina acero 3/8 de 30X30 cms	\$ 35000	1	35000
Maquinado platina	25000 \$ / hr	3 hr	75000
Tubos termosifones bifásicos	4202 \$ / unidad	33	138666
Tonillo hexágono de 3/16" x 1/2"	53 \$ / unidad	38	2014
Proceso de tropicalizado	40000 \$	No aplica	40000
Total costos de fabricación del prototipo construido			373033
Precio en dólar (1 US\$ = \$2666, @Marzo de 2004).			140 US\$

Elaboración propia.

9 CONCLUSIONES

1. Se consiguió diseñar y construir un prototipo de intercambiador de calor utilizando tubos termosifones bifásicos (TSB), donde con ayuda de un programa de computo elaborado en Microsoft Excel, se encontró un arreglo conveniente en cuanto a la cantidad de calor a recuperar, las resistencias térmicas en el intercambiador, caída de presión y numero total de tubos, teniendo en cuenta los parámetros de diseño establecidos.
2. Se logró diseñar y construir 33 tubos termosifones bifásicos (TSB) de forma satisfactoria, que son capaces de transportar 100 W de calor. Implementando un sistema de manufactura al alcance de los recursos obtenidos.
3. El modelo de cálculo utilizado para encontrar la cantidad de fluido de trabajo en los termosifones, fue adecuado, evidenciando ello en las evaluación realizadas a los tubos y al equipo construido, encontrando un comportamiento satisfactorio, ya que en el peor de los casos, los termosifones evaluados disiparon el 87% de la potencia suministrada, sin considerar pérdidas de calor en el sistema. Este modelo de calculo es aplicable al calculo de termosifones que trabajen con diferentes fluidos de trabajo.

4. Continuando con los termosifones, se corrobora con la práctica, lo mencionado en el primer capítulo, que estos elementos tiene una conductividad térmica equivalente mucho mayor que una barra de cobre. El peor resultado, obtenido en las pruebas, sugiere una conductividad térmica equivalente de los termosifones construidos de 18 veces mas que una barra de cobre.

5. Las pruebas realizadas a los termosifones muestran un patrón similar de comportamiento, en cuanto a la distribución de temperatura a lo largo del tubo y tiempo de estabilización del sistema, consiguiendo un estándar en el procedimiento (capítulo 6) de fabricación de tubos termosifones bifásicos, que utilicen agua como fluido de trabajo, contenedor tubular, tapón circular recto y estructura capilar para realización de la carga. Este procedimiento puede ser extendido para construir tubos de calor y/o termosifones con otros líquidos de trabajo.

6. El prototipo construido se convierte en una valiosa herramienta en el diseño de intercambiadores de calor, que utilicen termosifones bifásicos y tubos de calor, porque permitirá al diseñador, realizar mediciones previas que permitan determinar con mayor precisión el valor de las temperaturas de pared a lo largo de los tubos, temperatura de los fluidos, perdidas de calor, los cuales son parámetros involucrados en el modelo de calculo.

7. De acuerdo con las pruebas realizadas, el prototipo fue capaz de absorber un 26.5% de calor disponible, para unas condiciones de evaluación señaladas en el capítulo anterior, además se consiguieron eficiencias entre el 31% y 45%, logrando también la estabilización del sistema en corto tiempo.
8. La limpieza del contenedor utilizando ácido clorhídrico al 33%, durante 4 minutos y enjuagando con abundante agua (Termosifón #10), sin utilizar la soda cáustica (Termosifón #27) después de remojado el tubo en el ácido, produjo resultados satisfactorios en el funcionamiento de los termosifones, reflejándose en los valores similares de respuesta térmica, distribución de temperatura, conductividad térmica equivalente de los termosifones #10 y #27 respectivamente.
9. La incorporación de la válvula “canogas” en la estación de carga, logró ser de gran utilidad, porque permite la movilidad de los termosifones para comprobar gávimetricamente la cantidad de fluido en el interior del contenedor antes de sellado y hacer la prueba preliminar mencionadas en el numeral 6.6.3, identificando en ella, posibles problemas generados por gases no condensables o presión de vacío insuficiente, permitiendo corregir estas fallas de forma inmediata.
10. Después de revisar la bibliografía, encontrada en libros, bases de datos e Internet, se puede apreciar que países como Estados Unidos, Italia, Rumania,

Corea, China, Japón, México, Rusia, España entre otros, han estado trabajando en el desarrollo teórico y aplicación de los tubos de calor y termosifones bifásicos, encontrando estos dispositivos en equipos de recuperación de calor, acondicionamiento de ambiente, refrigeración de elementos de computación, generación de vapor en empresas como Transterm, Thermacore, Noren Products, etc. Siendo esto una oportunidad real de negocio que se puede explorar en nuestro medio.

10 RECOMENDACIONES Y PROPUESTAS

1. Adaptar y automatizar la estación de carga para que se pueda trabajar con tubos de calor y termosifones con fluidos de trabajo diferentes del agua, como refrigerantes entre otros.
2. Conservar estándares de evaluación de tal forma que los datos obtenidos sean precisos y confiables, además se debe controlar todas las variables que pueden ser causales de error e influyen significativamente en el resultado, como se mostró en el capítulo 8, donde se realizó una evaluación en la cual la cavidad superior no tenía aislamiento térmico, generando pérdidas de calor que influyeron significativamente en los resultados.
3. Realizar pruebas de durabilidad de los termosifones, para comprobar que su desempeño no decaiga con el tiempo, o si lo hace, conocer cual es la vida útil de cada termosifón y ver cual es la influencia de los procesos de limpieza y la pureza del fluido sobre ésta.
4. Mejorar el proceso de fabricación actual de los termosifones, para dar mayor flexibilidad a los equipos de manufactura, reducir tiempos y costos de producción, aumentar el desempeño térmico de los termosifones y mejorar el

acabado final del producto, en mira de ser competitivo a la hora de comercializar esta tecnología.

5. Para termosifones con contenedor de tubería de cobre comercial tipo L y agua como fluido de trabajo se recomienda sumergir el tubo en una solución de 33% de ácido clorhídrico y 67% de agua durante 4 minutos, luego enjuagar con abundante agua, sin necesidad de utilizar la soda cáustica, permitiendo reducción en tiempo y costo de insumos asociados al proceso de limpieza.
6. Desarrollar programas de computación que calculen todas las características de diseño para aplicaciones específicas, entregando número de tubos, configuración óptima del arreglo, dimensiones externas e internas, seleccionando también el tipo de mecha y fluido de trabajo mas óptimo.
7. Realizar evaluaciones al prototipo, con diferentes geometría de los termosifones bifásicos y tubos de calor, variando las condiciones de operación, con el propósito de crear patrones que permita predecir el valor de parámetros involucradas en el modelo de cálculo, como por ejemplo las temperaturas superficiales de los tubos. En mira a diseñar y construir equipos como precalentadores de aire y agua para calderas, acondicionador de ambiente, entre otros. Buscando una integración entre la empresa privada y la academia que permita la obtención de recursos para estas investigaciones.

8. Crear prácticas de laboratorio, ya sea en materias como transferencia de calor o en termodinámica, para que los estudiantes se empiecen a familiarizar con esta tecnología.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

APPLEBY BOTERO, Edward A. Y CATAÑO MONTOYA Juan. Diseño y construcción de tubos de calor, 2003, Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Eafit. Facultad de Ingeniería Mecánica

ANDREWS, J.; AKBARZADEH, A. and SAUCIUC, I. Heat pipe technology, Theory, applications and prospects. Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, 17-20 November 1996. Pergamon, first edition, 1997. ISBN 0-08-0422842-8.

BEER, Ferdinand P. y JHONSTON Jr, E. Russell. Mecánica de materiales para ingenieros. Segunda edición, McGraw-Hill, Bogotá. Colombia. 1993. ISBN 0070919674.

BORGNAKKE, Claus.; SONNTAG, Richard E. y VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinamica. Segunda edición. Editorial Limusa, S.A. de C.V., México, D. F., México, 1999. ISBN 968-18-5146-3.

CENGEL, Yunus A. y BOLES, Michael A. Termodinámica. Segunda edición. Bogotá, Colombia. McGraw-Hill, 1997. ISBN 970-10-0909-6.

CROSS, Nigel. Métodos de diseño: estrategias para el diseño de productos. Ed. Limusa. México, D. F., México. 1999. ISBN 968-18-5302-4.

DEUTSCHMAN, Aron D.; MICHELS, Walter J.; WILSON, Charles E. Diseño de máquinas: Teoría y práctica. Octava edición. Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México, D. F., México, 1985. ISBN 84-481-0817-5.

DUNN, P. and REAY, D. A.. Heat pipes. Second edition. Great Britain, Pergamon Press, 1978. 334 P. ISBN 0-08-022127-0.

ESCOBAR MEJIA, Juan P. y HINESTROSA UPEGUI Fernando. Diseño de un calentador de agua de paso directo a gas. Medellín, 1992, Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Eafit. Facultad de Ingeniería Mecánica

FAGHRI, Amir. Heat pipe and thermosyphon. United States of America. Taylor and Francis, 1995. ISBN: 1560323833.

GIRALDO OSORIO, Carlos M. y LOPERA RESTREPO Juan. Tubos de calor generalidades y perspectivas. Medellín, 1988, Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de Ingeniería Mecánica

INCROPERA, F. y De WITT, D. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta edición. Prentice Hall. México D.F., México.1999. ISBN 0-471-30460-3.

MARQUEZ MARTINEZ, Manuel. Combustión y quemadores. Marcombo S.A. Barcelona., España. 1989. ISBN: 968-18-4023-4

METALS HANDBOOK, Surface cleaning finishing, and coating. 9th edition, volume 5, American society for metals, metals park, Ohio 44073 USA, 1990. ISBN: 0-87170-011-5.

PETERSON, G. P. An introduction to heat pipes: Modeling, testing, and applications. United States of America. John Wiley & Sons, 1994. 356 p. ISBN: 0-471-30512-X.

SILVERSTEIN, Calvin C. Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange. United States of America, Taylor and Francis, 1992. ISBN 0-89116-859-1.

ARTICULOS

ADVANCES IN HEAT PIPE TECHNOLOGY, proceedings of the international heat pipe conference, 4th, London, England 1981. [enlinea] Pergamon Press, Oxford, England, 1981. [citado 23 Apr., 2003]. Número de acceso: 0124374. Disponible desde Engineering Village 2.

CERZA, M.; BOUGHEY B. and LINDLER K. Flat heat pipe for use as a cold side heat sink. [enlinea]. Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. volume 2, 2000, IEEE, Piscataway, NJ, USA. [citado 23 Apr., 2003]. Número de acceso: E2000525404703. Disponible desde EI COMPENDEX.

DOBSON, R. T. and PAKKIES, S. Development of a heat pipe (two – phase closed thermosyphon) heat recovery heat exchanger for a spray drier [enlinea]. Data Items, Dec, 2002. [citado 23 Aug., 2003]., disponible desde GOOGLE.

ESDU 3, Int, London, England. Thermophysical properties of heat pipe working fluids: operating range between minus 60°C and 300°C. [enlinea]. Artículo, Aug, 1980. [citado 01 May., 2003]. Número de acceso: 0128890. Disponible desde Engineering Village 2.

GAN, G and RIFFAT,S.B. Study of heat-pipe heat recovery for natural ventilation. [enlinea]. Building Services Engineering Research and Technology, volume 20, number 2, 1999. [citado 23 Apr., 2002]. ISSN: 0143-6244. Número de acceso: EIX99484842672. Disponible desde El Compendex.

GERSHUNI, A. and NISHCHIK, A. Development and introduction of effective waste-heat recovery units based on heat-transfer elements of the evaporation-condensation type. [enlinea]. Heat Transfer Research, volume 30, number 4, 1999. [citado 01 May., 2003]. ISSN: 1064-2285. Número de acceso: E2000495370141. Disponible desde El Compendex.

HERMANN, Elfriede; KOCH, Herbert; KREEB, Helmut and PERDU, Michel. Manual for heat pipe design.[enlinea]. Dornier Syst, Friedrichshafen, Ger, 1976 [citado 23 Apr., 2003]. Bundesministerium fuer Forschung und Technologie, Forschungsbericht; Weltraumforschung. Número de acceso: 0004211. Disponible desde Engineering Village 2.

HUANG, B. J. and TSUEI, J. T. Method of analysis for heat pipe heat exchangers. [enlinea]. International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 28, 1985. [citado 19 Apr., 2003]. Número de acceso: 0071197. Disponible desde Engineering Village2.

KI WOO, Lee.; WON PYO, Chun.; KI-HO, Park and SEOK-HO, Rhi. Waste heat utilization research center. [enlinea]. Korea, 2001. [citado 5 Jun., 2003]. Proceedings of the Korea Institute of Energy Research, Conference. Kyushu University Joint Conference. ISSN: 305-334. Disponible desde GOOGLE

MARINET, Jean. Heat pipes and their applications. [enlinea]. 1977. [citado 19 Apr., 2003]. Revue Generale de Thermique. Número de acceso: 0000859. Disponible desde Engineering Village 2.

MOJTABI, A. Axial power limitations of heat pipes in vertical position with gravity assisted operation. [enlinea] 1978. [citado 5 Jun, 2003]. Letters in Heat and Mass Transfer. Número de acceso: 0001589. Disponible desde Engineering Village 2.

NOIE BAGHBAN, S. H. and MAJIDEIAN, G. R. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals. [enlinea]. Applied thermal engineering. 2000. [citado 11 Jun., 2003]. Número de acceso: 000349101. Disponible desde Pascal Scitech.

ORR, Michael C. E. Heat pipes for heat recovery: the morr heat shuttle. [enlinea]. Morr Energy Ltd, Frogmore, Engl, Volume 58, Issue number 673 [citado 23 Apr., 2003]. ISSN:0268-4225. Número de acceso: 0092329 Disponible desde El Compendex.

SANCHEZ, F.; CARVAJAL, G.; TOLENTINO y ABUGABER, J. Diseño termico y mecanico de un intercambiador de calor en base a tubos termosifones bifasicos. México D.F, México. Informacion Tecnologica, volumen 22, pag 63, 2001.

SCULLY FUENTES, Gabriel. El intercambiador de calor a placas como recuperador de calor. [enlinea]. 1997. [citado 15 Feb., 2003]. Disponible desde Revista instalaciones.

TURNPENNY, J. R.; ETHERIDGE, D. W. and REAY, D. A. Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings. Part II: testing of prototype. [enlinea]. Applied thermal engineering. Volume 21, asunto 12, Aug, 2001. [citado 23 Apr., 2003]. ISI: 000169466900003. Disponible desde Citation Index.

VASILIEV, L. L.; GRAKOVICH, L. P.; KISELEV, V. G.; MATVEEV, Yu. and KHRUSTALEV, D. K. Heat pipes and heat pipe exchangers for heat recovery systems. [enlinea]. Journal of Heat Recovery Systems, volume 4, issue 4, 1984. [citado 23 Apr., 2003]. ISSN:0198-7593. Número de acceso: 0175237. Disponible desde Engineering village 2.

INTERNET

CARRIER CORPORATION. Energy recovery ventilation. [enlinea]. [citado 11 Apr., 2003]. Disponible desde Internet: <URL:<http://www.carriedcorporation/Energy/pdf>>.

COLMAN COIL MANUFACTURING INC. Air to Air Heat Exchangers for commercial and light industrial applications. [enlinea]. [citado 15 Jun., 2003]. Disponible desde Internet: <URL:<http://www.colmancoils.com>>.

DELANO, Andrew. Libro técnico sobre efecto peltier y heat pipes. [enlinea]. Cidete Ingenieros S.L, España, 2003. [citado 25 Oct., 2003]. Disponible desde Internet: <URL:<http://www.termoelectricidad.com>>.

ELECTRONICS COOLING. E CORE. Heat Pipe Cooling. [enlinea]. [citado 10 Apr., 2003]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.e-core.com>>

HAMADA BOILER. Heat Pipe Recovery Boiler. [enlinea]. [citado 15 Aug 2003]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.hamadaboiler.com/en/tvtb/tvtb.html>>

GARNER, Scott D. Heat pipes for electronics cooling applications. Thermacore Inc., 780 Eden Road, Lancaster PA 17601 USA. [enlinea]. Updated Sep. 1996. [citado 14 Jan, 2002]. Disponible desde Internet: <URL: http://www.electronics-cooling.com/Resources/EC_Articles/SEP96/sep96_02.htm>.

HUDSON PRODUCTS CORPORATION. Heatflo, Heat Pipe air heaters. [enlinea]. [citado 13 March 2003]. Available from Internet: <URL: <http://www.hudsonproducts.com/products/heatflo/tech.html>>.

HUDSON PRODUCTS CORPORATION. Heat Pipes Reborn. [enlinea]. [citado 05 Oct.. 2003]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.mcdermott.com/sig/hudson/com>>.

INNERGY TECH INC. Termogain, Heat Exchanger. [enlinea]. [citado 15 Aug., 2003]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.innergytech.com>>.

KATPRADIT, Thanad. History. Thermosyphons.com. [enlinea]. Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand 50200. [citado 15 Feb., 2003]. Disponible desde Internet: <URL: <http://mail.cm.edu/~g4466426/history.html>>.

LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY. What's a Heat Pipe?. [enlinea]. Los Alamos National Laboratory, P.O. Box 1663, Los Alamos, New Mexico 87545. 08 Apr 2002 17:12:20 GMT [citado 18 Feb., 2003]. Disponible desde Internet: <URL: http://www.lanl.gov/orgs/esa/epe/Heat_Pipe_Site/heatpipe4.html>.

NARAYANAN, Shankara. What is a heat pipe?. [enlinea]. [citado 7 Jan., 2002]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.cheresources.com/htpipes.shtml>>.

NOREN PRODUCTS. Intercambiadores de Calor. Catalogo. [enlinea]. [citado 23 Aug., 2003]. Disponible desde Internet: <URL:<http://www.norenproducts.com/products/>>.

REID, S. Robert and MERRIGAN, A. Michael. Heat Pipe Activity in the Americas - 1990 to 1995 [enlinea]. Los Alamos National Laboratory, P.O. Box 1663, Los Alamos, New Mexico 87545. Fri, 28 Apr 2000 17:12:20 GMT [citado 2 Apr., 2001]. Disponible desde Internet: <URL:[http://ext.lanl.gov:80/orgs/esa/epe/Heat Pipe Site/Main Paper 5.pdf](http://ext.lanl.gov:80/orgs/esa/epe/Heat_Pipe_Site/Main_Paper_5.pdf)>.

THERMACORE INTERNATIONAL INC. Therma-loopTM: Loop Heat Pipes and Loop Thermosyphons. [enlinea]. [citado 19 Aug., 2002]. Disponible desde Internet: <URL: <http://www.thermacore.com/thermaloop.htm>>.

TRANSTERM CORPORATION. Econoterm. Heat pipe heat exchanger waste recovery. [enlinea]. [citado 13 Apr., 2003]. Disponible desde Internet: <URL:<http://www.transterm.ro/>>.

ANEXO A. FICHAS TECNICAS Y DATOS OBTENIDOS DURANTE LA
EVALUACION

ANEXO B. PLANOS TECNICOS