

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE COLECTOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR DE 25 LITROS PARA EL CALENTAMIENTO DEL AGUA

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

VICTOR ALFREDO CAMACHO MORALES

victor_alfcam@msn.com

LENIN RAMIRO CÁRDENAS LEÓN

leninrc10@hotmail.com

DIRECTOR: ING. ROBERTO BAHAMONDE

roberto.bahamonde@epn.edu.ec

QUITO, mayo de 2013

DECLARACIÓN

Nosotros, Víctor Alfredo Camacho Morales y Lenin Ramiro Cárdenas León, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Víctor Alfredo Camacho Morales

Lenin Ramiro Cárdenas León

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Víctor Alfredo Camacho Morales y Lenin Ramiro Cárdenas León, bajo nuestra supervisión.

Ing. Roberto Bahamonde

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Orwield Guerrero

CODIRECTOR

AGRADECIMIENTO

A la Facultad de Ingeniería Mecánica por habernos brindado la oportunidad de conocer a todos nuestros profesores que semestre a semestre nos transmitieron sus conocimientos, experiencias y anécdotas.

Al Ing. Roberto Bahamonde quien nos ha brindado su apoyo para la ejecución de éste proyecto. Al Ing. Orwield Guerrero por sus consejos, paciencia y su valiosa colaboración.

Al Ing. Oswaldo Proaño por la información brindada, la cual nos motivó a llevar a cabo la experimentación.

DEDICATORIA

A mis padres Laura León y Ramiro Cárdenas, por su apoyo incondicional para cumplir una etapa importante de mi vida. Gracias por sus consejos y palabras de aliento. ¡Les quiero mucho!

A mi hermana Iliana y Stephanie, por su valioso apoyo.

A mis amigos y colegas que colaboraron con el proyecto.

Lenin

A cada una de las personas que han estado a mi lado a lo largo de toda la carrera y en especial a mis padres y mis hermanos, que con paciencia y empeño lograron darme algo más grande que cualquier cosa material, MI ESTUDIO..... Gracias de todo corazón LULU, PADRE, SEBAS, SANTY, LIZA, Y BETH...

Víctor

RESUMEN

El presente proyecto responde a la necesidad de utilizar nuevas fuentes de energía para disminuir las emisiones de gases de invernadero. Por ésta razón se propone diseñar y construir un colector solar para convertir la energía proveniente del sol en energía térmica a través de Tubos de Calor para calentar agua.

En el primer capítulo se realizan los estudios preliminares de la teoría de los colectores así como de los Tubos de Calor, que son los dispositivos encargados de transformar la energía solar en térmica. Luego se realiza un repaso de los tipos de radiación, radiación solar en la ciudad de Quito, instrumentos de medición y las propiedades de radiación de los materiales.

En el capítulo 2 se evalúan las posibles alternativas para el desarrollo del colector, tomando en cuenta la confiabilidad, seguridad, tipo de materiales disponibles, construcción, montaje y el costo. Se debe mencionar que la mecha capilar de los Tubos de Calor es adaptada ya que no se dispone en el mercado nacional.

A continuación, en el capítulo 3 se dimensiona cada uno de los sistemas del prototipo: colector de radiación, Tubos de Calor e intercambiador de calor. Para el diseño de los tubos se realiza un diagrama, el cual permite tener un orden en la secuencia de los cálculos.

En el cuarto capítulo se seleccionan los materiales que tienen mejor desempeño para la aplicación requerida, considerando su disponibilidad en el mercado, resistencia a la intemperie; y, luego se realiza una proyección de los costos del prototipo.

Finalmente en el capítulo 5, se realiza la construcción y montaje del colector solar y se procede a realizar distintas lecturas de temperatura en cada uno de los Tubos de Calor, así como del incremento de la temperatura del agua. Estos datos permiten llegar a importantes conclusiones y recomendaciones que verifican el alcance de los objetivos planteados en el proyecto.

PRESENTACIÓN

El siguiente proyecto lleva a cabo el diseño y la construcción de un prototipo de colector solar, el cual aprovecha la radiación incidente en la ciudad de Quito para calentar agua a través del uso de Tubos de Calor.

La transformación de la energía proveniente del sol en energía térmica es un proceso que contribuye al desarrollo de fuentes de energía renovables para disminuir las emisiones de gases de invernadero, y por tanto, una disminución en los costos de consumo de combustible.

En la fase del diseño y la construcción de los Tubos de Calor se presenta la desventaja de no disponer en el mercado de mechas capilares, por lo cual se procede a adaptar mallas metálicas de aluminio para dicho propósito. Sin embargo, se trata de desarrollar un prototipo con diseño modular, de tal forma que en futuros mantenimientos se puedan cambiar los componentes con facilidad.

Los materiales seleccionados dependen directamente de los costos del equipo que son relativamente altos en un inicio, pero se ven compensados en el futuro con el aporte de la conservación del medio ambiente.

Se realizó mediciones de temperaturas a lo largo de los Tubos de Calor para verificar su funcionamiento y comprobar que el colector diseñado puede ser una gran opción para calentar agua en zonas donde exista una incidencia directa del sol.

SIMBOLOGÍA

A	área [m^2]
C	capacidad calórica [W/K]
T	temperatura [K]
L	longitud [m]
D	diámetro [m]
d	diámetro [m]
P	presión [N/m^2]
b	constante adimensional de la mecha
e	espesor [m]
Q	transferencia de calor [W]
G_{on}	radiación extraterrestre [W/m^2]
G_{sc}	constante solar [W/m^2]
Me	número de Merit [kW/m^2]
N	número de días en el año; mesh de la malla
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
Re	número de Reynolds
r	radio [m]
q	flujo de calor por unidad área [W/m^2]
g	aceleración de la gravedad [m/s^2]

x	eje axial de referencia
Fh	factor de humectación [m^3/s^2]
FS	factor de seguridad
h	coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/(m^2.K)$]
k	coeficiente de conductividad térmica [$W/(m.K)$]
	relación de calores específicos de fluido, $k=C_p/C_v$
K	permeabilidad de la mecha capilar [m^2]
u	velocidad [m/s]
\dot{m}	flujo másico [Kg/s]
mw	peso molecular [Kg/mol]
U	coeficiente global de transferencia de calor [$W/(m^2.K)$]
R	resistencia térmica [$W/(m.K)$]
	constante universal de los gases $R=8.314$ [$J/(mol.K)$]
V	volumen [m^3]

Letras griegas

θ	ángulo que forma el Tubo de Calor con la horizontal [$^\circ$]
	ángulo de incidencia de radiación solar sobre un plano inclinado [$^\circ$]
γ	tensión superficial [N/m]
λ	calor latente de vaporización [J/Kg]
φ	latitud geográfica [$^\circ$]

δ	ángulo de declinación [°]
β	ángulo de inclinación [°]
ω	ángulo horario [°]
ν	viscosidad cinemática [m ² /s]
μ	viscosidad dinámica [N.s/m ²]
ρ	densidad [Kg/m ³]; reflectividad
ε	fracción vacía o porosidad; emisividad
Δ	diferencia
α	ángulo de contacto entre el líquido y la superficie de la mecha capilar [°] absortividad
τ	transmisividad
η	eficiencia

Subíndices

e	evaporador
a	adiabática; ambiente; aire; absorbido
c	capilar; condensador; fluido frío; conducción
h	fluido caliente; convección
v	vapor
i	incidente
r	radial
p	pared

∞	condiciones del fluido
s	superficie
aisl	aislante
pel	película
per	pérdidas
l	líquido
n	nucleación
int	interno
inf	inferior
sup	superior
ext	externo
crit	crítico
cub	cubierta
eff	efectiva
máx	máximo (a)
w	referencia a la mecha capilar
son	sónico
ebull	ebullición
visc	viscosidad
arr	arrastre
interc	intercambiador

CONTENIDO

PORTADA	i
DECLARACIÓN	ii
CERTIFICACIÓN	iii
AGRADECIMIENTO	iv
DEDICATORIA	v
RESUMEN	vi
PRESENTACIÓN.....	vii
SIMBOLOGÍA	viii
CAPÍTULO 1.....	1
ESTUDIOS PRELIMINARES	1
1.1 COLECTORES SOLARES.....	1
1.1.1 DEFINICIÓN DE COLECTOR SOLAR	1
1.1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS COLECTORES.....	1
1.1.2.1 Colectores sin concentración (C=1).....	1
1.1.2.1.1 Colectores de Placa Plana	1
1.1.2.1.2 Colectores con Tubos de Vacío	3
1.1.2.1.3 Colectores con Tubos de Calor.....	4
1.1.2.2 Colectores con concentración (C>1)	6
1.1.2.2.1 Colector Cilindro-Parabólico (Parabolic Trough Collector) (PTC) ..	6
1.1.2.2.2 Colector Parabólico Compuesto (Compound Parabolic Collector) (CPC).....	7
1.1.2.2.3 Reflector de Fresnel Lineal	8
1.2 TUBOS DE CALOR	8
1.2.1. DESCRIPCIÓN DE LOS TUBOS DE CALOR.....	8
1.2.2 FUNCIONAMIENTO	9
1.2.3 CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE CALOR.....	11

1.2.4 COMPONENTES DE LOS TUBOS DE CALOR	11
1.2.4.1 Fluido de Trabajo	11
1.2.4.2 Contenedor	14
1.2.4.3 Estructura Capilar o Mecha	14
1.2.4.3.1 Mallas	15
1.2.4.3.2 Canales Longitudinales.....	15
1.2.4.3.3 Polvos Sinterizados	15
1.2.5 FACTORES QUE DETERMINAN EL FUNCIONAMIENTO DE LOS TUBOS DE CALOR.....	17
1.2.5.1 Efecto de Gravedad	17
1.2.5.2. Materiales de construcción	18
1.2.5.3 Condiciones de ingreso y egreso de calor	19
1.2.6 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL USO DE TUBOS DE CALOR.....	20
1.2.6.1 Ventajas	20
1.2.6.2 Desventajas	20
1.2.7 APLICACIONES DE LOS TUBOS DE CALOR	21
1.2.8 ANÁLISIS DE LOS TUBOS DE CALOR	22
1.2.8.1 Procesos de transferencia de calor	22
1.2.8.1.1 Transferencia de calor en cuerpos cilíndricos	24
1.2.8.1.2 Análisis de presiones en condición estática	27
1.2.8.1.3 Análisis del arranque en un Tubo de Calor	30
1.2.8.1.4 Análisis de un Tubo de Calor en estado estacionario	31
1.2.8.1.5 Análisis del transporte de energía	33
1.2.8.1.6 Flujo de calor máximo	35
1.2.8.2 Resistencias a la transferencia de calor en un Tubo de Calor	37
1.2.8.3 Analogía eléctrica.....	39
1.2.8.3.1 Resistencia térmica efectiva	41

1.2.8.3 Límites en la operación del Tubo de Calor	42
1.2.8.3.1 Límite por Viscosidad.....	43
1.2.8.3.2 Límite Sónico	44
1.2.8.3.3 Límite por Arrastre o Inundación	45
1.2.8.3.4 Límite por Ebullición.....	46
1.2.8.3.5 Límite Capilar.....	46
1.3. LA ENERGÍA SOLAR.....	51
1.3.1 CONCEPTOS BÁSICOS SOBRE RADIACIÓN SOLAR	51
1.3.1.1 Radiación Extraterrestre.....	51
1.3.1.2 Radiación Directa.....	52
1.3.1.3 Radiación Difusa	52
1.3.1.4 Radiación Global.....	52
1.3.1.5 Número de Horas de Sol.....	52
1.3.1.6 Incidencia de la Radiación sobre una superficie plana	53
1.3.1.7 Características del Movimiento aparente del sol	53
1.3.2 ÁNGULO DE INCIDENCIA DE LA RADIACIÓN SOLAR SOBRE UNA SUPERFICIE PLANA INCLINADA	54
1.3.2.1 Ángulo de Declinación (δ)	54
1.3.2.2 Latitud Geográfica (φ)	55
1.3.2.3 Ángulo De Inclinación (β)	55
1.3.2.4 Ángulo de Azimut de la Superficie (γ).....	56
1.3.2.5 Ángulo Horario (ω)	56
1.3.2.6 Ángulo de Incidencia de la Radiación Solar sobre una Superficie Inclinada (θ)	57
1.3.3 ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN PARA CIELO DESPEJADO	58
1.3.4 RADIACIÓN SOLAR EN EL ECUADOR.....	58
1.3.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE RADIACIÓN	59

1.3.5.1 Piranómetro	59
1.3.5.2 Piroheliómetro	60
1.3.6 PROPIEDADES DE RADIACIÓN DE LOS MATERIALES	61
1.3.6.1 Emisividad	61
1.3.6.2 Absortividad	61
1.3.6.3 Reflectividad	61
1.3.6.4 Transmisividad	61
1.3.6.5 Superficies Selectivas	62
1.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR	62
1.4.1 INTRODUCCIÓN	62
1.4.2. ANÁLISIS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	63
1.4.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor	63
1.4.2.2 Relaciones gobernantes	64
1.4.2.3 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	65
1.4.2 INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO ALREDEDOR DE UN CILINDRO	65
CAPÍTULO 2	68
ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA	68
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	68
2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	68
2.2.1 ECONÓMICO – FINANCIEROS	68
2.2.2 FÍSICOS	69
2.2.3 CONDICIONES AMBIENTALES	69
2.2.4 TECNOLÓGICOS	69
2.2.5 MATERIALES	69
2.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DEL SISTEMA	70
2.4 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	70

2.4.1 FACTORES A ANALIZAR	70
2.4.1.1 Duración o Vida Útil.....	70
2.4.1.2 Facilidad de Construcción	70
2.4.1.3 Facilidad de Montaje	71
2.4.1.4 Mantenimiento.....	71
2.4.1.5 Confiabilidad	71
2.4.1.6 Costos.....	71
2.4.1.7 Disponibilidad de Materiales en el Mercado	71
2.4.1.8 Seguridad.....	71
2.4.2 SISTEMAS A ANALIZAR.....	72
2.4.2.1 Sistema Colector de Radiación Solar	72
2.4.2.2 Tubos de Calor.....	74
2.4.2.3 Intercambiador de Calor	76
2.4.2.4 Estructura.....	78
2.4.2.5 Tanque de almacenamiento y red de tubería	78
2.5 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	79
2.6 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR	80
CAPÍTULO 3.....	82
DISEÑO DEL SISTEMA Y SUS COMPONENTES	82
3.1 INTRODUCCIÓN	82
3.2 COLECTOR DE RADIACIÓN SOLAR.....	82
3.2.1 CAPACIDAD DEL COLECTOR	82
3.2.2 DETERMINACIÓN DEL VALOR DE RADIACIÓN SOLAR	82
3.2.3 RADIACIÓN SOLAR DIARIA.....	83
3.2.4 COMPONENTES DEL COLECTOR DE RADIACIÓN.....	83
3.2.4.1 Cubierta Protectora	83
3.2.4.2 Placa Colectora.....	84

3.2.4.2.1 Calor absorbido por la placa	85
3.2.5 EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR	88
3.3 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DE LOS TUBOS DE CALOR	89
3.3.1 TEMPERATURA Y PRESIÓN DE TRABAJO	92
3.3.2 FLUIDO DE TRABAJO	92
3.3.3 COMPATIBILIDAD DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE Y LA MECHA CON EL FLUIDO DE TRABAJO	93
3.3.4 VOLUMEN DE FLUIDO DE TRABAJO	94
3.3.5 TIPO DE MECHA CAPILAR	95
3.3.6 ESPESOR MÍNIMO DE LA PARED DEL TUBO	96
3.3.7 FLUJO DE CALOR MÁXIMO PARA EL ARRANQUE DEL TUBO	97
3.3.8 LÍMITES DE TRANSPORTE DE ENERGÍA	97
3.3.8.1 Límite por viscosidad	97
3.3.8.2 Límite sónico	98
3.3.8.3 Límite por arrastre	98
3.3.8.4 Límite por ebullición	98
3.3.8.5 Límite capilar	98
3.3.9 RADIO CRÍTICO	99
3.3.10 CAÍDA DE PRESIÓN MÁXIMA	99
3.3.11 ESPESOR DE LA MECHA CAPILAR	100
3.3.12 LONGITUD MÁXIMA DEL TUBO DE CALOR	100
3.3.13 MÁXIMA CANTIDAD DE CALOR Y MASA A TRANSPORTAR	100
3.3.14 NÚMERO DE TUBOS DE CALOR	100
3.3.15 RESISTENCIA TÉRMICA EFECTIVA	101
3.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CALENTAMIENTO DEL AGUA	102
CAPÍTULO 4	105
SELECCIÓN DE MATERIALES Y COSTOS DEL EQUIPO	105

4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES	105
4.1.1 INTRODUCCIÓN.....	105
4.1.1 CUBIERTA PROTECTORA.....	105
4.1.2 PLACA COLECTORA.....	105
4.1.3 AISLANTE	106
4.1.4 TUBOS DE CALOR	106
4.1.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR	107
4.1.6 TANQUE DE ALMACENAMIENTO	108
4.1.7 TUBERÍA Y ACCESORIOS	108
4.2 COSTOS DEL EQUIPO	108
CAPÍTULO 5.....	110
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR.....	110
5.1 CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR	110
5.1.1 TUBOS DE CALOR.....	110
5.1.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR	114
5.1.3 ESTRUCTURA DE ASENTAMIENTO	115
5.1.4 ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	115
5.1.5 CABEZAL DE AGUA	117
5.1.6 TUBOS DE ACRÍLICO	118
5.1.7 ACOPLER DE ENTRADA Y SALIDA DE AGUA	119
5.1.8 TANQUE DE ALMACENAMIENTO	119
5.2 MONTAJE DEL COLECTOR SOLAR	121
5.3 PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR	125
5.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS	128
CAPÍTULO 6.....	129
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	129
6.1 CONCLUSIONES	129

6.2 RECOMENDACIONES	131
BIBLIOGRAFÍA.....	132
ANEXOS	134

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Colector de Placa Plana	2
Figura 1. 2 Colectores de Tubos de Vacío	4
Figura 1. 3 Colector con Tubos de Calor	5
Figura 1. 4 Colector Cilindro-Parabólico	7
Figura 1. 5 Colector Parabólico Compuesto	7
Figura 1. 6 Reflector de Fresnel Lineal	8
Figura 1. 7 Representación de un Tubo de Calor	9
Figura 1. 8 Representación esquemática de los componentes de un Tubo de Calor	10
Figura 1. 9 Número de Merit en función de la temperatura de operación para algunos fluidos.	14
Figura 1. 10 Sección transversal de estructuras capilares homogéneas	16
Figura 1. 11 Sección Transversal de estructuras capilares Compuestas.	16
Figura 1. 12 Efecto de la gravedad en el ángulo de inclinación de los Tubos de Calor	17
Figura 1. 13 Tubos de Calor empleados en la industria petrolera	21
Figura 1. 14 Sistema de Tubos de Calor para disipar calor en una laptop.	22
Figura 1. 15 Transferencia de calor en cuerpos cilíndricos.....	25
Figura 1. 16 Elementos de un Tubo de Calor	27
Figura 1. 17 Operación de un Tubo de Calor.....	31
Figura 1. 18 Resistencias térmicas en un Tubo de Calor	38
Figura 1. 19 Analogía eléctrica de las resistencias de un Tubo de Calor.....	39
Figura 1. 20 Temperatura de Operación vs Energía, Límites de la Operación de los Tubos de Calor	47
Figura 1. 21 Temperatura de Operación vs Energía, Límites de la Operación de los Tubos de Calor	48

Figura 1. 22 Ángulo de inclinación vs Energía, Límite Capilar.	48
Figura 1. 23 Temperatura vs flujo de calor, límites de la operación del Tubo de Calor	49
Figura 1. 24 Variación de la radiación solar extraterrestre en el año.	52
Figura 1. 25 Representación del movimiento aparente del sol	54
Figura 1. 26 Ángulo de Declinación	55
Figura 1. 27 Ángulo de Inclinación	56
Figura 1. 28 Ángulo de Orientación (colector visto desde el aire).....	56
Figura 1. 29 Radiación Global Anual Promedio en el Ecuador	59
Figura 1. 30 Piranómetro de termopila tipo Kip Zonen	60
Figura 1. 31 Representación esquemática de un Pirheliómetro	60
Figura 1. 32 Red de resistencias térmicas en un intercambiador de tubo doble. .	64
Figura 1. 33 Formación de la capa límite y separación sobre un cilindro circular en flujo cruzado.....	66
Figura 2. 1 Síntesis de un sistema de calentamiento de agua a través de un Colector Solar con Tubos de Calor.....	68
Figura 2. 2 Esquema del Prototipo de Colector Solar con Tubos de Calor	81
Figura 3. 1 Esquema Placa Colectora – Tubo de Calor	85
Figura 3. 2 Diagrama de resistencias térmicas en el colector solar	87
Figura 3. 3 Esquema sistemático para el diseño de un Tubo de Calor	91
Figura 3. 4 Malla metálica de acero inoxidable para adaptar a la mecha capilar .	96
Figura 3. 5 Esquema de las dimensiones de la mecha tipo malla.....	97
Figura 5. 1 Limpieza del interior de los tubos de cobre.....	110
Figura 5. 2 Alineación de la malla de aluminio.....	111
Figura 5. 3 Corte de malla de aluminio para adaptación de la mecha capilar	111
Figura 5. 4 Colocación de la mecha capilar adaptada en el interior del Tubo de Calor	112

Figura 5. 5 Soldadura de la zona del condensador del Tubo de Calor	112
Figura 5. 6 Llenado del tubo de cobre con agua destilada.	113
Figura 5. 7 Sellado del Tubo de Calor en la zona del evaporador	113
Figura 5. 8 Rolado de lámina de aluminio	114
Figura 5. 9 Carcasa del intercambiador de calor	114
Figura 5. 10 Tapa desmontable de los extremos del intercambiador.	115
Figura 5. 11 Estructura de asentamiento de los tubos de acrílico	115
Figura 5. 12 Estructura soporte del Colector Solar	116
Figura 5. 13 Acople para formar un ángulo de 30°	116
Figura 5. 14 Bases de la estructura soporte del Colector Solar	117
Figura 5. 15 Cabezal de agua del intercambiador de calor.....	117
Figura 5. 16 Subconjunto cabezal de agua – Tubos de Calor	118
Figura 5. 17 Tubos de acrílico	118
Figura 5. 18 Matriz de madera para conformado de placa metálica colectora ...	119
Figura 5. 19 Válvula de compuerta para controlar el flujo de agua	119
Figura 5. 20 Aislamiento con lana de vidrio del tanque de almacenamiento.....	120
Figura 5. 21 Adaptadores para tanque de almacenamiento a la entrada y salida del agua caliente.	120
Figura 5. 22 Tanque de almacenamiento con capacidad de 25 litros	121
Figura 5. 23 Estructura soporte orientada a 30° respecto a la horizontal.....	122
Figura 5. 24 Posicionamiento de tubos de acrílico con los Tubos de Calor en la estructura soporte	122
Figura 5. 25 Subconjunto cabezal de agua con Tubos de Calor.....	123
Figura 5. 26 Vista frontal del Colector Solar con Tubos de Calor.....	124
Figura 5. 27 Vista lateral del Colector Solar con Tubos de Calor.....	124
Figura 5. 28 Lectura de temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor	127

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Rangos de Temperatura de aplicación de fluidos de trabajo	12
Tabla 1. 2 Compatibilidad de fluidos de trabajo y materiales de construcción	18
Tabla 1. 3 Rango de Resistencias presentes en un Tubo de Calor.....	41
Tabla 2. 1 Ventajas y Desventajas de las alternativas del Sistema Colector de Radiación Solar	73
Tabla 2. 2 Alternativas del Sistema Colector de Radiación Solar.....	74
Tabla 2. 3 Ventajas y Desventajas de las alternativas de los Tubos de Calor.....	75
Tabla 2. 4 Alternativas de Tubos de Calor	76
Tabla 2. 5 Ventajas y Desventajas de los Intercambiadores de Calor.....	77
Tabla 2. 6 Alternativas de los Intercambiadores de Calor	78
Tabla 3. 1 Valores de la Radiación Global Promedio en el Ecuador.	83
Tabla 3. 2 Parámetros característicos para colectores solares con Tubos de Calor	84
Tabla 3. 3 Datos de entrada para el cálculo de las pérdidas térmicas del colector	86
Tabla 3. 4 Datos calculados del colector solar	88
Tabla 3. 5 Número de Merit del agua, etanol y metanol evaluados a la temperatura de $T=100^{\circ}\text{C}$	92
Tabla 3. 6 Factor de Humectación del agua, metanol y etanol.....	93
Tabla 3. 7 Datos energéticos de entrada	94
Tabla 3. 8 Datos de entrada de la geometría del Tubo de Calor	94
Tabla 3. 9 Datos de entrada de la geometría de la mecha.....	94
Tabla 3. 10 Valores de entrada para cálculo del volumen del fluido de trabajo	95
Tabla 3. 11 Valores de entrada para el cálculo del espesor de la pared del tubo.	96
Tabla 3. 12 Datos calculados para el Tubo de Calor.....	101
Tabla 3. 13 Resistencias térmicas en el Tubo de Calor	102

Tabla 3. 14 Datos de entrada para el cálculo de coeficiente de convección en el intercambiador.....	103
Tabla 3. 15 Datos calculados para el intercambiador de calor.....	104
Tabla 4. 1 Especificaciones de la cubierta protectora	105
Tabla 4. 2 Especificaciones de la placa colectora.....	106
Tabla 4. 3 Especificaciones del aislante	106
Tabla 4. 4 Especificaciones del Tubo de Calor	107
Tabla 4. 5 Especificaciones de la carcasa del intercambiador de calor.....	107
Tabla 4. 6 Costos del prototipo de Colector Solar.....	108
Tabla 4. 7 Costos de maquinado y montaje.....	109
Tabla 5. 1 Lectura de temperaturas en la zona del evaporador para cada Tubo de Calor	125
Tabla 5. 2 Lectura de temperaturas en la zona de transición evaporador-condensador para cada Tubo de Calor	126
Tabla 5. 3 Lectura de temperaturas en la zona del condensador para cada Tubo de Calor	126
Tabla 5. 4 Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor.	127

CAPÍTULO 1

ESTUDIOS PRELIMINARES

1.1 COLECTORES SOLARES

1.1.1 DEFINICIÓN DE COLECTOR SOLAR

Los colectores solares son dispositivos que captan la radiación solar y la transmiten a un fluido para aprovecharla.

1.1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS COLECTORES

Los colectores solares pueden ser clasificados en base al índice de concentración C (indica la relación que existe entre el área colectora y el área receptora) en dos grupos:

1.1.2.1 Colectores sin concentración ($C=1$).

Este tipo de colectores se caracterizan por no emplear métodos de concentración de energía solar; es decir, que la relación entre la superficie del colector y la superficie de absorción es prácticamente la unidad.

Aquellos que no disponen de un concentrador de energía solar son: Colectores de Placa Plana y Colectores con Tubos de Vacío. Dentro del segundo grupo se encuentran los Colectores con Tubos de Calor, los cuales se detallan posteriormente.

1.1.2.1.1 Colectores de Placa Plana

Son utilizados principalmente para la producción de agua caliente y climatización de piscinas debido a que su costo es relativamente bajo. Captan tanto la radiación directa como la difusa y carecen de cualquier forma de seguimiento de la posición del sol a lo largo del día.

Los elementos principales de los Colectores de Placa Plana son:

1. Carcasa exterior, es el elemento que sostiene el conjunto de componentes del colector, dándole la rigidez y estabilidad necesarias al sistema; generalmente es metálica, no obstante, puede ser fabricada de plástico en algunos casos.
2. Cubierta transparente, cumple la función de disminuir pérdidas por convección y permitir el paso de la radiación solar. Comúnmente se utiliza vidrio para su construcción con un bajo contenido en hierro para limitar las pérdidas energéticas y de un espesor de al menos 4 mm. También pueden ser de plástico o láminas transparentes, las cuales son menos frágiles, más ligeras y más económicas pero pueden sufrir un deterioro debido a la exposición directa al sol.
3. Superficie captadora, transforma la energía solar recibida en energía térmica y la transmite al fluido transportador de calor.
4. Aislamiento posterior y lateral de la caja, que reduce las pérdidas de calor.

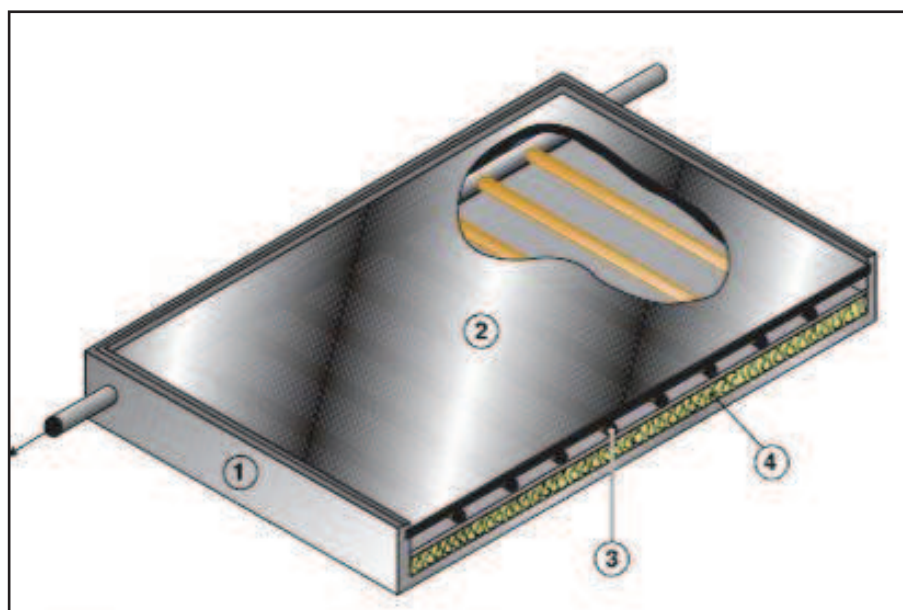


Figura 1. 1 Colector de Placa Plana ¹

Dónde:

¹ http://www.anpasolenergiasolar.com/images/esquema_placaplana.jpg

1. Caja o cubeta soportadora del conjunto
2. Cristal
3. Tubos conductores de fluido transportador del calor captado
4. Aislante térmico

1.1.2.1.2 Colectores con Tubos de Vacío

Los Colectores con Tubos de Vacío poseen dos tubos concéntricos de vidrio cuyo tubo exterior protege al interior de las condiciones ambientales y de posibles impactos. El aire entre los tubos es parcialmente evacuado para reducir las pérdidas por convección, además, la placa colectora está hecha de un *material selectivo*² que mejora la captación de la radiación solar.

Se han realizado algunas investigaciones y se ha observado que su principal aplicación es en sistemas de temperaturas intermedias del orden de los 100°C, como: sistemas de aire acondicionado, procesos industriales, etc.; y en lugares fríos con diferencias elevadas entre la temperatura del colector y la del ambiente.

Sin embargo, presentan cierta dificultad técnica en la fase de sellado de los tubos, por lo que dentro de éste ámbito, los colectores de placa plana son fáciles de construir. En la Figura 1.2 se muestra un esquema de este tipo de colector.

² Material selectivo es aquel que posee una alta absorptividad para la luz visible y una baja emisividad para el infrarrojo lejano

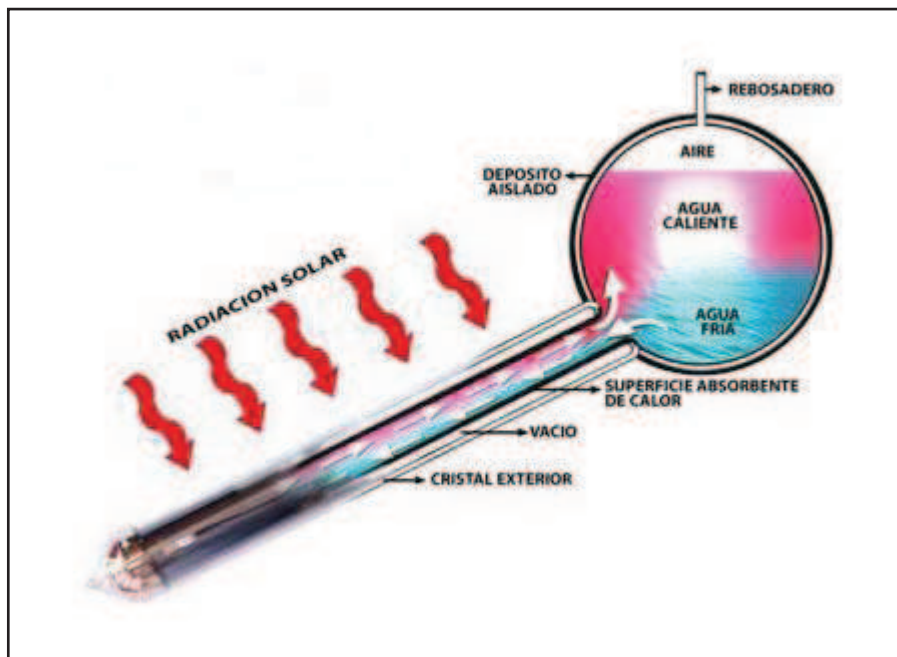


Figura 1. 2 Colectores de Tubos de Vacío³

Dentro de este tipo de colectores se encuentran los Colectores con Tubos de Calor, que se describen a continuación.

1.1.2.1.3 Colectores con Tubos de Calor

Estos sistemas realizan el intercambio de calor mediante el uso de un Tubo de Calor, el cual consiste en un tubo cerrado por los extremos, sometido a vacío y con una pequeña cantidad de fluido líquido que se evapora en su interior después de recibir la radiación proveniente del sol.

Estos tubos se encuentran cubiertos por una capa absorbedora, sobre la cual incide la radiación solar y provoca la evaporación del fluido, absorbiendo calor y transfiriéndolo a la parte superior. Ya en la parte superior, el vapor se enfría con el paso del agua fría de la red de agua, cediéndole su calor latente de condensación. El fluido condensado retorna a la parte inferior del Tubo de Calor por una mecha capilar o por gravedad y se repite el ciclo.

³ www.censolar.org

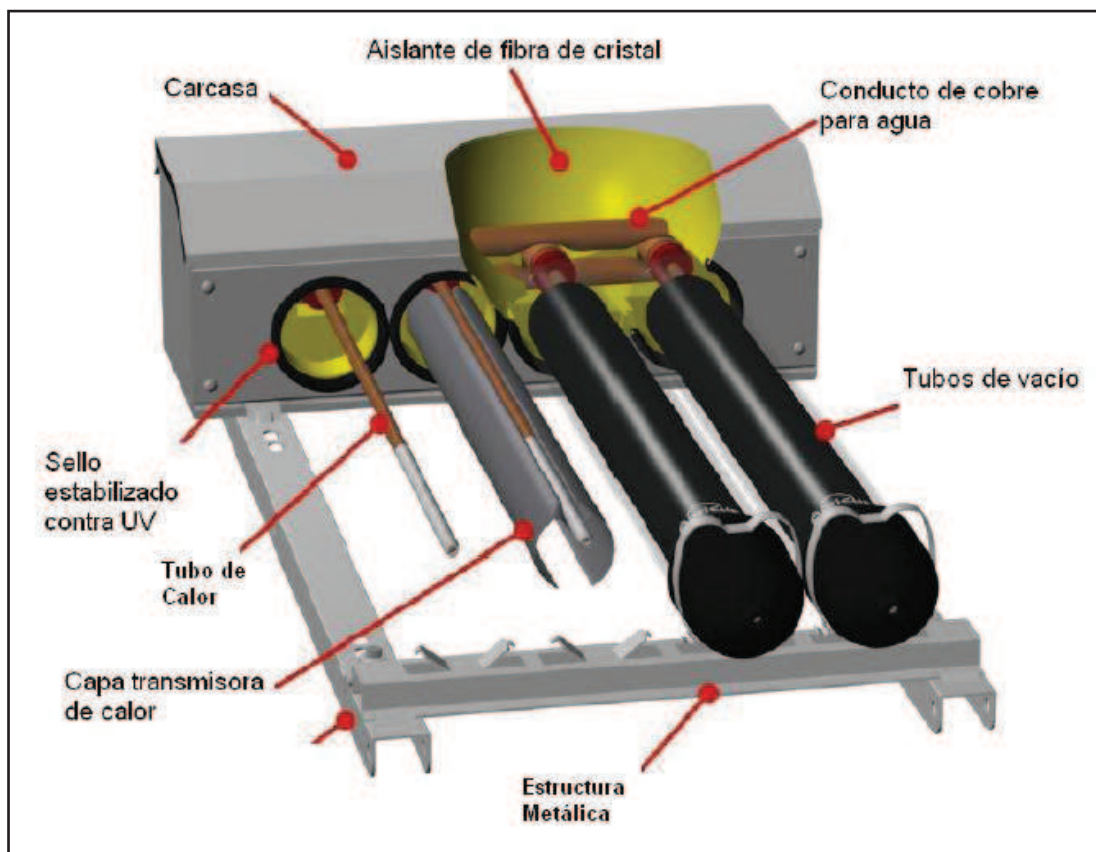


Figura 1. 3 Colector con Tubos de Calor ⁴

Este tipo de colector como el de la Figura 1.3 se utiliza en zonas donde exista una alta incidencia de radiación solar, de forma que ésta energía térmica pueda ser transferida mediante un intercambiador de calor de flujo cruzado hacia una zona de baja temperatura (red de agua potable). Sin embargo, su precio en un principio es relativamente alto pero se justifica por ser una fuente de energía renovable.

Es por ésta razón que en el presente proyecto se desarrolla este prototipo como el de la Figura 1.3 ya que, las condiciones geográficas y climáticas del Ecuador permiten aprovechar la radiación y así se puede contribuir al desarrollo de energías alternativas que disminuyen las emisiones de carbono.

⁴ <http://www.cleanergysolar.com/wp-content/uploads/2011/08/Solar-T%C3%A9rmica-El-colector-solar-de-TUBOS-DE-VAC%C3%8DO.3.png>

1.2.2.2 Colectores con concentración ($C>1$)

Esta clase de colectores incrementan la intensidad de radiación por medio de un dispositivo óptico, el cual, concentra la radiación solar sobre una superficie menor (sobre un punto o una línea) de tal forma que las pérdidas disminuyan.

Los colectores concentradores tienen como ventaja la obtención de temperaturas más altas, sin embargo presentan algunas dificultades técnicas. Por ejemplo, siempre deben estar direccionados hacia el sol para recibir la radiación directa. Además se requiere de un buen acabado superficial del sistema óptico. Estas son condiciones que elevan su costo pero que son asumidos dentro del campo industrial.

Los colectores que presentan un sistema concentrador son: Cilindro-Parabólico (parabolic trough collector) (PTC), Colector Parabólico Compuesto (compound parabolic collector) (CPC), Reflector de Fresnel Lineal (linear Fresnel reflector) (LFR) y Reflector de Plato Parabólico (parabolic dish reflector) (PDR).

A continuación se detallará algunos de los principales colectores concentradores.

1.2.2.2.1 Colector Cilindro-Parabólico (Parabolic Trough Collector) (PTC)

Consta de un espejo que presenta una curvatura parabólica en un eje y cilíndrica en otra, por esta razón, el foco se convierte en una línea focal. Es en este lugar donde se coloca la tubería que contiene un fluido, el cual va a ser calentado y será el encargado de transferir calor.

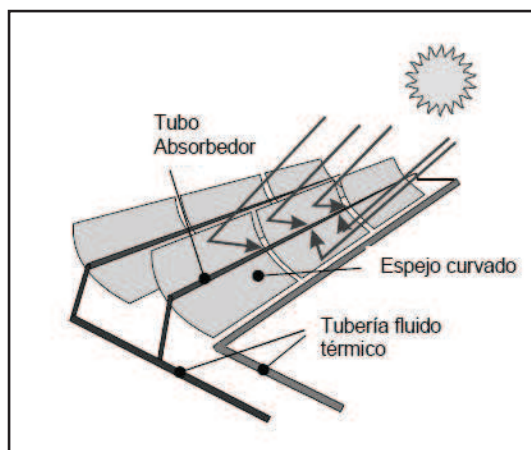


Figura 1. 4 Colector Cilindro-Parabólico ⁵

1.2.2.2 Colector Parabólico Compuesto (Compound Parabolic Collector) (CPC)

Consiste en un espejo curvado que presenta curvatura parabólica en sus dos ejes. La forma de estos colectores se asemeja a las antenas parabólicas para el seguimiento de naves espaciales. El foco en este caso es un punto. Dadas las características, el factor de concentración puede ser muy elevado, con lo cual, se puede llegar a obtener temperaturas de hasta 4000 °C.



Figura 1. 5 Colector Parabólico Compuesto ⁶

⁵ <http://aljarafenoticiasproyectos.blogspot.com/>

⁶ <http://www.psa.es/webesp/instalaciones/quimica.php>

1.2.2.2.3 Reflector de Fresnel Lineal

La tecnología del Reflector de Fresnel Lineal depende de un conjunto de espejos rectangulares largos distribuidos paralelamente para captar los rayos del sol. Cada espejo busca el mejor ángulo para captar y reflejar los rayos solares. Todos los espejos apuntan hacia un tubo que pasa a una altura por el centro del campo de espejos. En éste tubo fluye un líquido que se calienta por acción de los espejos, el cual al ser calentado se evapora y se transporta hacia una turbina de vapor para generar electricidad.



Figura 1. 6 Reflector de Fresnel Lineal ⁷

1.2 TUBOS DE CALOR

1.2.1. DESCRIPCIÓN DE LOS TUBOS DE CALOR

El Tubo de Calor es un dispositivo que permite transferir grandes cantidades de calor desde una zona de alta temperatura hacia otra de baja temperatura, mediante la transmisión continua de calor latente del fluido de trabajo. En comparación con una bomba de calor, éste proceso se lo realiza sin la ayuda de un trabajo externo, solamente, basándose en los procesos de condensación, evaporación y el bombeo del fluido a través de una estructura capilar; todo esto, en el interior de un tubo sellado en los extremos.

⁷ <http://www.psa.es/webesp/instalaciones/images/fresdemo.jpg>

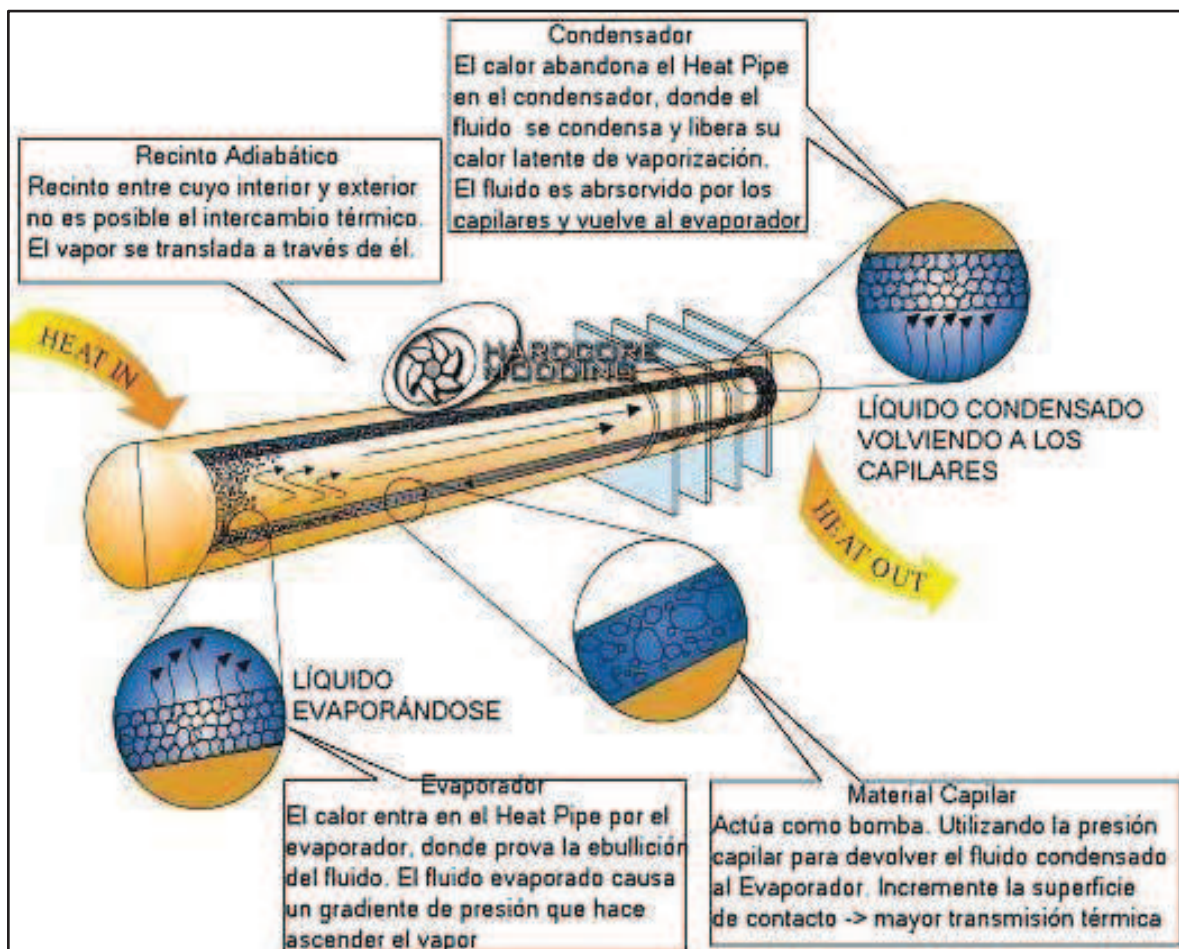


Figura 1. 7 Representación de un Tubo de Calor ⁸

El Tubo de Calor es parecido a un termosifón, con la diferencia de que, actúa con o sin la presencia de la gravedad. Esto gracias a que se utiliza en el interior del tubo una mecha capilar, la cual cumple la función de llevar el fluido a su posición inicial desde el condensador hacia el evaporador. Esta mecha se constituye en un elemento de gran importancia dentro de todo el ciclo, ya que de ésta dependerá el desempeño del Tubo de Calor.

1.2.2 FUNCIONAMIENTO

El Tubo de Calor es un tubo sellado que posee en su interior una estructura capilar concéntrica con un espesor determinado, la cual está en contacto directo con el fluido de trabajo que se evapora al añadirse la cantidad necesaria de calor. El vapor que se forma tiene una mayor presión y se desplaza hacia la zona

⁸ www.hardcol.com

de baja presión y por tanto de una temperatura menor, por lo que se condensa y entrega su calor latente de vaporización. Mediante este proceso se transfiere calor desde el evaporador hasta el condensador. Finalmente, el líquido condensado retorna a través de la estructura capilar hacia la zona del evaporador completando el ciclo.

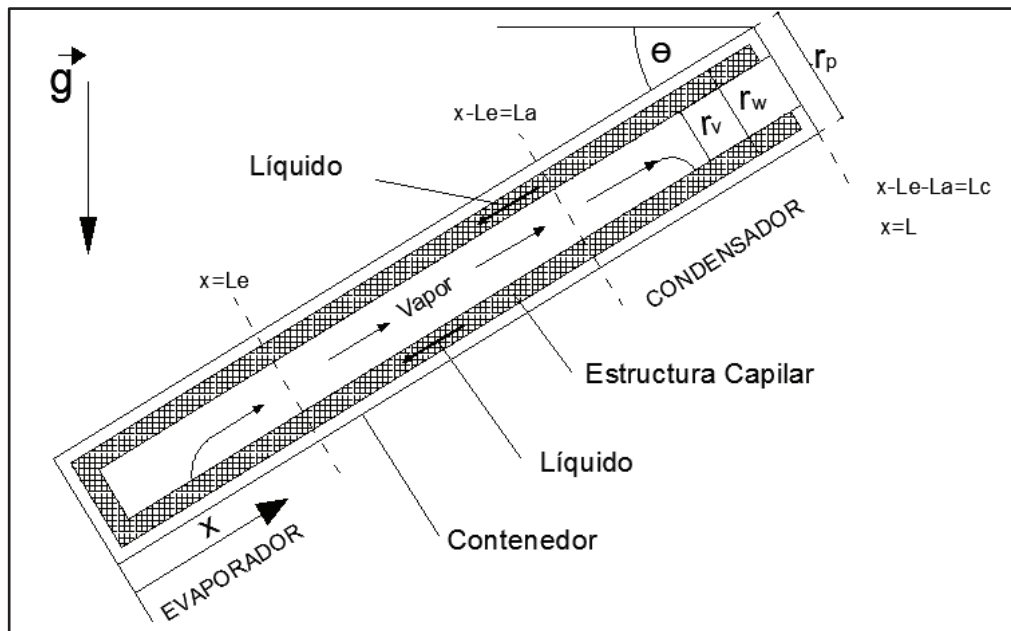


Figura 1. 8 Representación esquemática de los componentes de un Tubo de Calor⁹

Dónde:

L: longitud total del Tubo de Calor

Le: longitud del evaporador

La: longitud de la sección adiabática

Lc: longitud del condensador

D_v : diámetro de la sección de flujo de vapor

$r_{p, \text{int}}$: diámetro interno del Tubo de Calor

⁹ Camacho J.; Diseño y Simulación de Tubos de Calor; Tesis de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional; 2002; Quito-Ecuador

$r_{p, ext}$: diámetro externo del Tubo de Calor

g : gravedad

x : eje axial de referencia en el Tubo de Calor.

θ : ángulo que forma el Tubo de Calor con la horizontal.

1.2.3 CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE CALOR

Los Tubos de Calor se caracterizan por ser dispositivos que poseen una operación independiente después de iniciar su operación con el ingreso de calor debido a que no requieren de un trabajo adicional (como una bomba) para su desempeño. Éstos no necesitan de mantenimiento a menos que falle completamente; es decir, tienen un gran período de vida útil. Sin embargo, esto se ve reflejado en el costo inicial relativamente alto del equipo pero es recompensado dentro del campo de las energías alternativas, ya que la energía necesaria para su funcionamiento no depende necesariamente de combustibles fósiles sino que puede ser de origen solar, eólica, etc.

También se debe tomar en cuenta que la forma de añadir y retirar el calor es mediante conducción térmica y por tanto, el recipiente deberá ser lo más delgado posible para reducir las resistencias a la transferencia de calor por conducción, pero deberá ser lo suficientemente resistente para soportar las diferencias entre la presión interna del tubo y la presión ambiental.

1.2.4 COMPONENTES DE LOS TUBOS DE CALOR

1.2.4.1 Fluido de Trabajo

Existen varios fluidos de trabajo que pueden ser empleados pero dependiendo de la aplicación tecnológica, se pueden escoger entre dos o tres de estos.

Los fluidos que se emplean son: agua, amoníaco, alcoholes, acetona, nitrógeno, helio, azufre; metales fundidos como: litio, sodio, potasio, mercurio, cesio, plata y otros.

A continuación se presenta una tabla de los diferentes fluidos de trabajo con los que pueden trabajar los Tubos de Calor.

Tabla 1. 1 Rangos de Temperatura de aplicación de fluidos de trabajo¹⁰

FLUIDO	PUNTO DE CONGELACIÓN	PUNTO DE EBULLICIÓN a 1 atm.	RANGO DE APLICACIÓN
	(°C)	(°C)	(°C)
HELIO	-271	-261	-261 a -269
NITROGENO	-210	-196	-203 a -160
AMONIACO	-78	-33	-60 a 100
FREON 11	-111	24	-40 a 120
PENTANO	-130	28	-20 a 120
FREON 113	-35	48	-10 a 100
ACETONA	-95	57	0 a 120
METANOL	-98	64	10 a 130
FLUTEC PP2	-50	76	10 a 160
ETANOL	-112	78	0 a 130
EPTANO	-90	98	0 a 150
AGUA	0	100	30 a 200
TOLUENO	-95	110	50 a 200
MERCURIO	-39	361	250 a 650
CESIO	29	670	450 a 900
POTASIO	62	774	500 a 1000
SODIO	98	892	600 a 1200
LITIO	179	1340	1000 a 1800
PLATA	960	2212	1800 a 2300

El fluido de trabajo debe mojar el material de la mecha capilar, es decir que el ángulo de contacto α (ángulo formado por el líquido en y un sólido en contacto) debe permitir mojar al sólido. Un líquido moja a un sólido cuando el ángulo de contacto está comprendido entre 0 y 90° y el líquido no moja cuando $\alpha > 90^\circ$.¹¹

Es aconsejable, pero no esencial que el fluido de trabajo también moje las paredes ya que esto incrementará la transferencia de calor.¹²

Además, se debe evaluar el factor de humectación (Fh) a lo largo de la temperatura de operación del Tubo de Calor. Mientras mayor es el factor de

¹⁰ Peter D. Dunn, David A. Reay; HEAT PIPES, 3ra edición; Pergamon Press; Estados Unidos; 1982

¹¹ Peter, 1982

¹² T. P. Cotter; THEORY OF HEAT PIPES; Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, Contract -7405-ENG. 36 with the Atomic Energy Commission, Marzo 26, 1965

humectación del fluido de trabajo, mejor será su utilización en una aplicación determinada.

El Factor de Humectación se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Fh = \frac{\gamma_l}{\rho_l} \quad (1.1)$$

Donde:

Fh: Factor de Humectación [m^3/s^2]

γ_l : Tensión Superficial [N/m]

ρ_l : Densidad del líquido [Kg/m^3]

Algunas propiedades como el calor latente de vaporización, tensión superficial, densidad del líquido y viscosidad del líquido pueden ser evaluadas a través del número de Merit (número de mérito). Mientras mayor es el número de Merit del fluido, mejores son las condiciones de trabajo.

El número de Merit puede ser calculado con la ecuación 1.2:

$$Me = \frac{\rho_l \cdot \gamma_l \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (1.2)$$

Donde:

Me, número de Merit [kW/m^2]

ρ_l , densidad del líquido [Kg/m^3]

γ_l , tensión superficial [N/m]

λ , calor latente de vaporización [J/Kg]

μ_l , viscosidad dinámica [$N.s/m^2$], [$Kg/m.s$]

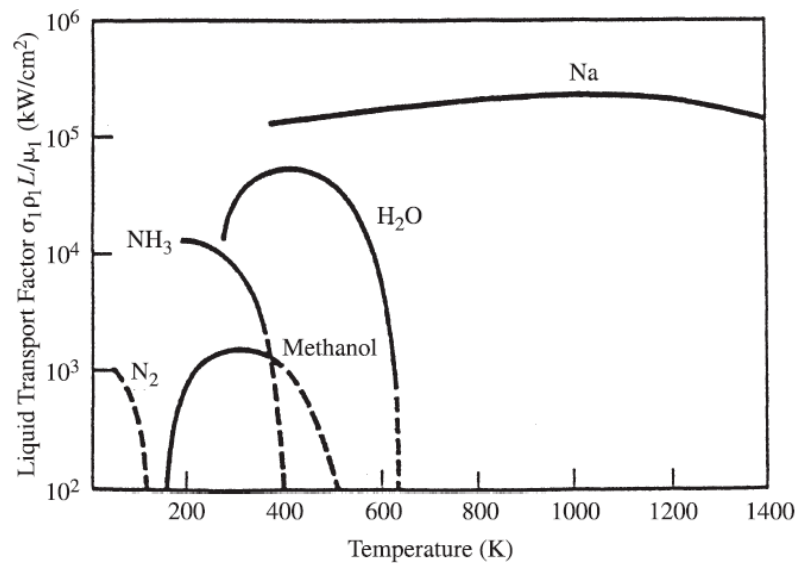


Figura 1. 9 Número de Merit en función de la temperatura de operación para algunos fluidos.¹³

1.2.4.2 Contenedor

Es un recipiente hermético que permite aislar el fluido de trabajo del ambiente externo. Este debe soportar las presiones que genera el fluido durante los procesos de evaporación y condensación. En su interior se coloca el fluido de trabajo y la estructura capilar, los cuales deben ser químicamente compatibles. Además, se debe tomar en cuenta factores como relación peso-resistencia, alta conductividad térmica, fácil fabricación y resistencia a la corrosión.

1.2.4.3 Estructura Capilar o Mecha

Provee de un medio de transporte para el flujo del líquido desde la sección del condensador hacia el evaporador en el interior del Tubo de Calor. Es importante que posea poros finos si se requiere trabajar en contra de la gravedad para aumentar la presión capilar, la cual aumenta a medida que disminuye el tamaño del poro, y; la permeabilidad se incrementa en la misma relación que el tamaño del poro.

¹³ Ochterbeck, J. M., "Heat Pipes" in *Handbook of Heat Transfer*, A. Bejan and A. Kraus (eds.), John Wiley & Sons, New York; 1995

La transferencia de calor axial y radial se incrementa a medida que aumenta el espesor.

Existen distintos tipos de estructuras que se detalladas a continuación

1.2.4.3.1 Mallas

Es el tipo de mechas más utilizadas en los Tubos de Calor y poseen características que contribuyen al transporte de calor dependiendo con el número de capas de mallas que se pueden utilizar y al número de poros.

1.2.4.3.2 Canales Longitudinales

Son utilizados para transferir pequeñas cantidades de calor ya que generan una pequeña fuerza capilar. Estos canales se usan conjuntamente con mallas en posición horizontal o con la presencia de la fuerza de gravedad.

1.2.4.3.3 Polvos Sinterizados

Se caracterizan por transferir altas cantidades de calor con un gradiente bajo de temperatura y grandes fuerzas capilares. El tamaño de los poros es más pequeño por lo que se dificulta el flujo del líquido desde el condensador hacia el evaporador.

A continuación se puede observar la sección transversal de algunos tipos de estructuras capilares: Homogéneas, fabricadas de un solo material; y, las Compuestas, elaborados con dos o más materiales.

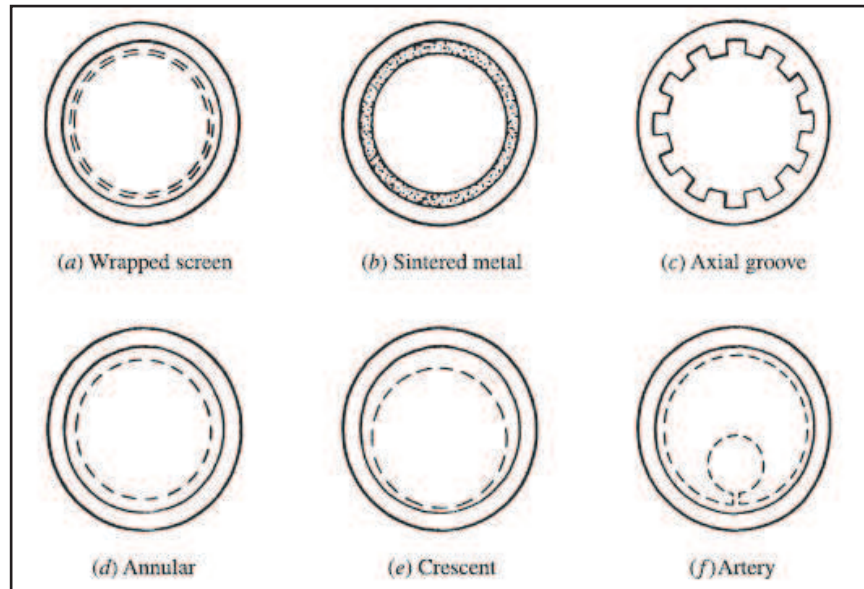


Figura 1. 10 Sección transversal de estructuras capilares homogéneas ¹⁴

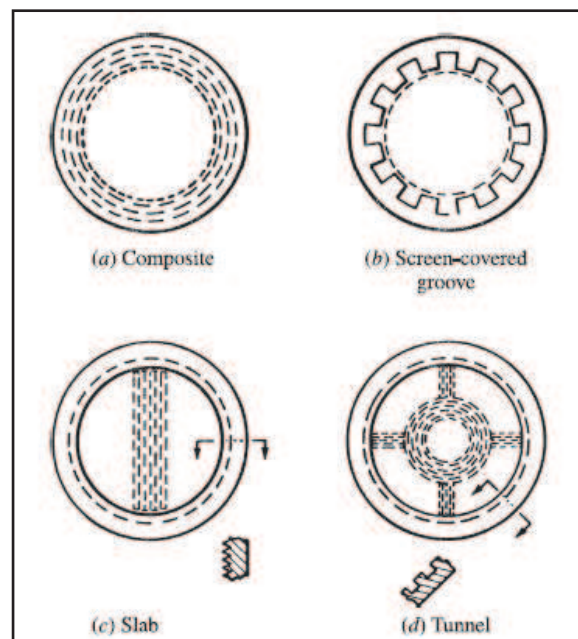


Figura 1. 11 Sección Transversal de estructuras capilares Compuestas. ¹⁵

¹⁴ Chi S. W.; Heat pipe theory and practice; Hemisphere Pub. Corp.; Universidad de Michigan; 1976

¹⁵ Chi S. W

1.2.5 FACTORES QUE DETERMINAN EL FUNCIONAMIENTO DE LOS TUBOS DE CALOR

Los factores que afectan el funcionamiento de los Tubos de Calor son: La gravedad, los materiales empleados y las condiciones de ingreso y de egreso de calor.

1.2.5.1 Efecto de Gravedad

La fuerza de gravedad puede ayudar al retorno del líquido condensado desde el condensador hacia el evaporador siempre y cuando se varíe el ángulo de inclinación del Tubo de Calor respecto a un eje horizontal.

En algunos casos, el líquido condensado puede ser retornado hacia el evaporador con la ayuda de una mecha capilar o en otros casos se suspende su uso, convirtiéndose en un simple termosifón o también llamado Tubo de Calor asistido por Gravedad.

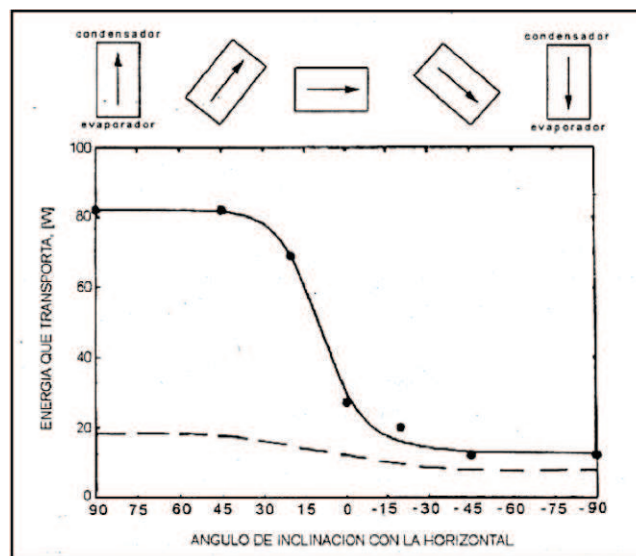


Figura 1. 12 Efecto de la gravedad en el ángulo de inclinación de los Tubos de Calor ¹⁶

¹⁶ CAMACHO J.; pg. 20

1.2.5.2. Materiales de construcción

Los materiales que se seleccionen para la construcción del sistema deben ser compatibles con el fluido de trabajo, el recipiente del tubo y la mecha capilar. A partir de la incompatibilidad de los materiales, se produce una corrosión de los materiales o la generación de gases incompresibles.

Luego de que el tubo se encuentre funcionando durante algún tiempo, se pueden generar gases incompresibles debido a condiciones de alta temperatura y de presión. Estos tienden a acumularse en la sección del condensador por lo que disminuye el área de condensación y por tanto, la transferencia de calor del dispositivo.

En la siguiente tabla se presenta un resumen de la compatibilidad de distintos fluidos de trabajo con distintos materiales obtenidos a partir de la experimentación.

Tabla 1. 2 Compatibilidad de fluidos de trabajo y materiales de construcción ¹⁷

MATERIAL DEL RECIPIENTE O MECHA CAPILAR	FLUIDO DE TRABAJO										
	AGUA	ACETONA	AMONIACO	METANOL	BENCENO	TOLUENO	LITIO	POTASIO	SODIO	PLATA	PLOMO
COBRE	****	****	*	****	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
ALUMINIO	*	***R	****	*	****	****	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
ACERO AL CARBÓN	N/D	***R	***	***	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
ACERO INOX. 316	*GGT	***R	****	*GGH	N/D	*	**	****	****	N/D	N/D
ACERO INOXIDABLE 321	*GGT	**	**	*GGH	N/D	*	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
ACERO INOXIDABLE 347	***R	**	**	***R	N/D	*	**	****	****	N/D	N/D
MONEL	****	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
NICKEL	*	N/D	****	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
TITANIO	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	*	*	N/D	N/D
TANTALO	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	****	***	***	***	****
TUNGSTENO-RENI	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	****	****	****	****	****

**** Recomendado por uso satisfactorio

*** Recomendado por literatura técnica

***R Recomendado con reserva

** Probablemente compatible

* No Recomendado

¹⁷ CAMACHO J.; pg. 22

GGT Generación de gas a toda temperatura

GGH Generación de gas a alta temperatura

N/D Sin datos disponibles

1.2.5.3 Condiciones de ingreso y egreso de calor

Para el arranque del Tubo de Calor se debe tener en cuenta la cantidad de calor que ingresa al evaporador y que será transportado a través del tubo. El flujo de calor transportado es proporcional a la velocidad del vapor dentro del tubo; al incrementar la tasa de transferencia, aumenta la generación de vapor y por tanto su velocidad, la cual toma un valor máximo a la salida del evaporador. El límite de la velocidad del vapor es la velocidad del sonido, lo que impide incrementar el flujo de calor para una temperatura de operación determinada. Esta limitación se conoce como Límite Sónico.

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.

La ecuación que se basa en modelos unidimensionales y que permite determinar la cantidad de calor máxima permisible durante el proceso de arranque es¹⁸:

$$Q_{\text{máx}} = 0.4 \pi r_c^2 0.73 \lambda (P_v \rho_v)^{1/2} \quad (1.3)$$

Dónde:

Q: transferencia de calor [W]

r_c : radio del poro capilar [m]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

P_v : presión de vapor evaluada en la sección del evaporador [N/m²]

ρ_v : densidad del vapor evaluada en la sección del evaporador [Kg/m³]

¹⁸ DUNN & REAY, 1982

Después del arranque de los Tubos de Calor, el ingreso y salida de calor deben estar por debajo de los límites energéticos de operación: Límite por Viscosidad, Límite Sónico, Límite por Arrastre o Inundación, Límite por Ebullición y Límite Capilar, los cuales se explican posteriormente.

Finalmente, el ciclo cumple con la condición que la cantidad de calor por unidad de área que ingresa por el evaporador debe ser igual a la cantidad de calor que sale desde el condensador.

1.2.6 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL USO DE TUBOS DE CALOR

1.2.6.1 Ventajas

- La transferencia de calor efectuada mediante el proceso ebullición-condensación es muy eficiente, debido a que se encuentra relacionado con el calor latente de vaporización.
- No depende de trabajo externo para transportar el fluido de trabajo, y por lo tanto representa un ahorro energético debido a la presencia de la estructura capilar.
- Es un dispositivo que no necesita de un mantenimiento interno después de su construcción y montaje, debido a que queda completamente sellado. Con este antecedente, el Tubo de Calor debe ser diseñado para una larga vida útil.
- Se auto regula y puede conducir calor en un sentido y por lo tanto actuar como un diodo térmico.
- El fluido de trabajo no se pone en contacto con el área exterior que rodea el Tubo de Calor, lo cual implica que no exista ningún tipo de filtraciones que alteren su composición.
- Pueden ser arreglados de tal forma que faciliten su reemplazo. Pueden estar dispuestos horizontalmente o verticalmente uno seguido de otro.

1.2.6.2 Desventajas

- Para la transferencia de calor se debe contar con áreas superficiales suficientes que no detengan su funcionamiento, tanto en la zona del evaporador como en el condensador.

- El costo inicial es relativamente alto en comparación a aquellos dispositivos en los cuales se utilizan tubos simples que transportan fluido por su interior.
- Para un óptimo funcionamiento se requiere fluidos de trabajo de alta pureza y un bajo contenido de compuestos no condensables, ya que la temperatura de trabajo puede elevarse y así formar sustancias no condensables que afecten a la estructura de los materiales empleados en la construcción, causando corrosión y desgaste en los materiales.
- En el momento que retorna el fluido de trabajo por la estructura capilar, éste puede evaporarse, por lo que en la fase de diseño debe minimizarse este inconveniente porque se corre el riesgo de que el depósito del fluido se vacíe y no permita un óptimo desempeño.

1.2.7 APLICACIONES DE LOS TUBOS DE CALOR

Son empleados en varios dispositivos como: acondicionadores de aire, intercambiadores de calor, transistores, capacitores, refrigeración de equipos electrónicos, equipos criogénicos; y la más importante está dentro del campo espacial, debido a que su funcionamiento no se ve afectado por la influencia de la fuerza de gravedad.

En el campo petrolero, se han realizado grandes instalaciones de estos tubos para disipar el calor de la red de tuberías de un oleoducto en Alaska.



Figura 1. 13 Tubos de Calor empleados en la industria petrolera ¹⁹

¹⁹ http://china-heatpipe.net/heatpipe04/08/2008-3-25/heat_pipe_7.htm

Aunque las investigaciones continúan para determinar y evaluar nuevos materiales de mechas, fluidos de trabajo y configuraciones geométricas, pocos avances se han realizado en cuanto a su funcionamiento.

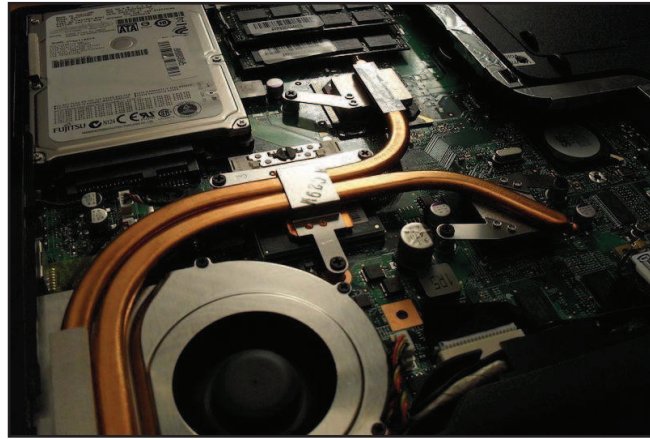


Figura 1. 14 Sistema de Tubos de Calor para disipar calor en una laptop. ²⁰

1.2.8 ANÁLISIS DE LOS TUBOS DE CALOR

1.2.8.1 Procesos de transferencia de calor

El Tubo de Calor se basa en los fenómenos de evaporación y condensación. Al ingresar la cantidad necesaria de calor en el evaporador, el fluido de trabajo se evapora y se desplaza hacia la zona de baja presión donde se condensa y entrega su energía. El líquido condensado regresa a través de la mecha capilar hacia la zona del evaporador y se repite el proceso.

El calor que ingresa en el evaporador se lo realiza mediante convección natural, luego se trasmite por las paredes del tubo, pasando por la estructura capilar por conducción. Finalmente, el calor llega al fluido de trabajo a través de convección natural. Después, el líquido comienza con la fase de evaporación desde la superficie. Conforme ingresa más calor, comienza a formarse burbujas de vapor cerca de las paredes del contenedor en los sitios de nucleación. Estas transportan energía hasta la superficie y aumentan el coeficiente de transferencia de calor. Si el calor que ingresa llega al valor crítico, la mecha capilar se seca y el Tubo de Calor deja de operar.

²⁰ http://en.wikipedia.org/wiki/File:Laptop_Heat_Pipe.JPG

El Tubo de Calor posee una capacidad de transporte de calor y se denomina *Flujo de energía axial* o APR (axial power rating), que es el flujo de calor axial desde el extremo del condensador hacia el evaporador. El APR varía directamente con el diámetro del tubo e inversamente con su longitud.

Si se considera que se alcanza un estado de equilibrio, es decir, que el gradiente de temperatura permanece constante y no varía con el tiempo, la velocidad de transmisión de calor a través de la pared es igual a la velocidad a la cual el fluido en contacto con la misma absorbe o entrega calor. La ley de Fourier de la conducción de calor a través de una pared indica que:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (1.4)$$

Dónde:

Q: transferencia de calor [W]

k: coeficiente de transferencia de calor por conducción [W/ (m.K)]

A: área transversal de la pared del contenedor [m²]

ΔT : diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el fluido [K]

Además, como el fluido de trabajo en interior del Tubo de Calor se encuentra evaporándose y condensándose, se analiza el proceso de transferencia de calor por convección; cuyo coeficiente presenta tres variaciones: a) en el cual el fluido no cambia de fase; b) en el cual el fluido cambia de fase y se evapora; y, c) en el cual el fluido cambia de fase y se condensa. Para los tres casos, los coeficientes laminares dependen del tipo de fluido, de la temperatura, de la presión, del tipo de superficie de la pared y de la posición de la superficie de la pared.

Si el proceso de condensación se realiza en forma de gotas, el coeficiente suele ser de 4 a 8 veces más que el proceso en forma de película. En los Tubos de Calor, la condensación se ejecuta en forma de gotas ya que las paredes del contenedor están bien pulidas.

1.2.8.1.1 Transferencia de calor en cuerpos cilíndricos²¹

Como el Tubo de Calor corresponde a un cuerpo cilíndrico, se considera un modelo de transferencia de calor a través de cuerpos cilíndricos en condiciones estacionarias, es decir que la variación de calor no varía con el tiempo. La ecuación 1.4 puede ser escrita de la siguiente forma:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot (T_h - T_c)}{\ln \frac{r_h}{r_c}} \quad (1.5)$$

Dónde:

Q: transferencia de calor [W]

T_h: temperatura del cuerpo caliente [K]

T_c: temperatura del cuerpo frío [K]

k: coeficiente de conductividad térmica [W/ (m.K)]

r_h: radio del cuerpo caliente [m]

r_c: radio del cuerpo frío [m]

La ecuación 1.5 puede extenderse para un Tubo de Calor compuesto de varias mechas concéntricas en serie (ver figura 1.15) de la siguiente manera:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_c - T_f)}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k_a} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{k_b}} \quad (1.6)$$

²¹ STOEVER H., Transmisión de Calor y sus aplicaciones, ediciones librería del colegio, buenos Aires.

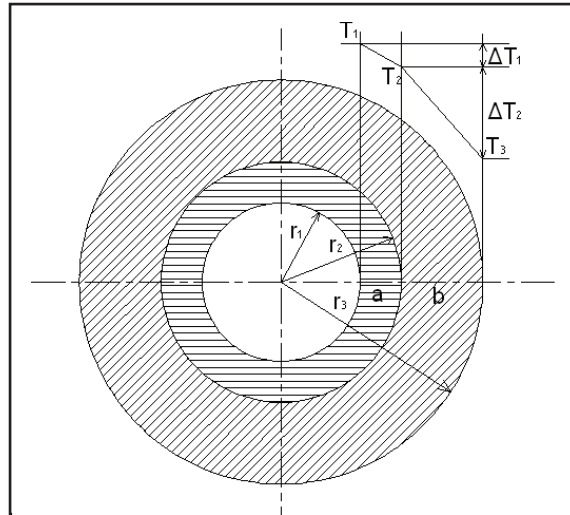


Figura 1. 15 Transferencia de calor en cuerpos cilíndricos²²

El límite de transferencia de calor radial en el evaporador ocurre cuando las fuerzas capilares que actúan en la mecha son incapaces de alimentar con suficiente fluido al evaporador y puede ser calculado con la siguiente expresión:

$$q_{\text{crit}} = \frac{\dot{m} \cdot \lambda}{A_e} \quad (1.7)$$

$$A_e = 2 \cdot \pi \cdot r_{p,\text{int}} \cdot L_e \quad (1.8)$$

Dónde:

q_{crit} : flujo de calor axial crítico [W/m²]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

\dot{m} : flujo másico [Kg/s]

A_e : área transversal del evaporador [m²]

$r_{p,\text{int}}$: radio interno del Tubo de Calor [m]

L_e : Longitud del evaporador [m]

²² Elaboración Propia

El flujo másico puede ser calculado a través de la ecuación de Darcy conociendo la variación de presión ΔP del líquido:

$$\Delta P_l = \frac{\mu_l \cdot l_{\text{eff}} \cdot \dot{m}}{\rho_l \cdot K \cdot A_w} \quad (1.9)$$

$$l_{\text{eff}} = \frac{L_e + L_c}{2} + L_a \quad (1.10)$$

Donde:

ΔP_l : variación de presión del líquido [N/m^2]

μ_l : viscosidad del líquido [$\text{N}\cdot\text{s/m}^2$]

l_{eff} : longitud efectiva del Tubo de Calor [m]

\dot{m} : flujo másico [Kg/s]

ρ_l : densidad del líquido [Kg/m^3]

K : permeabilidad de la mecha capilar [m^2]

A_w : área transversal de la mecha capilar [m^2]

L_e : longitud del evaporador [m]

L_c : longitud del condensador [m]

L_a : longitud de la zona adiabática [m]

Rohsenow y Griffith propusieron la siguiente ecuación para el cálculo del flujo de calor radial crítico por unidad de área:

$$q_{\text{crit}} = 0,012 \cdot \lambda \cdot \delta_v \cdot u_v \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{0.6} \quad (1.11)$$

Donde:

q_{crit} : flujo de calor radial crítico [W/m^2]

ρ_v : densidad del vapor [Kg/m^3]

ρ_l : densidad del líquido [Kg/m^3]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

u_v : velocidad radial del vapor [m/s]

El flujo de calor crítico en un Tubo de Calor con mecha capilar puede incrementarse en un 20% sobre uno sin mecha capilar.

1.2.8.1.2 Análisis de presiones en condición estática²³

El Tubo de Calor se encuentra en equilibrio sin adición o remoción de calor, inclinado un ángulo (θ) respecto a la horizontal, con una longitud (x) y sujeto a la fuerza gravitacional, como se puede observar en la Figura 1. 16.

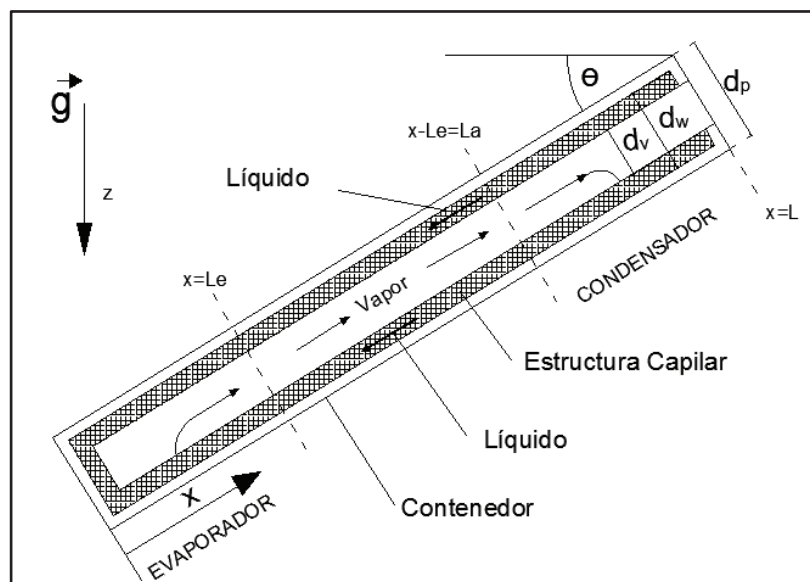


Figura 1. 16 Elementos de un Tubo de Calor²⁴

Dónde:

²³ COTTER, 1965

²⁴ COTTER, 1965

x: dirección axial

z: dirección radial

θ : inclinación del tubo respecto a la horizontal

d_v : diámetro de la sección de flujo de vapor

d_w : diámetro interno del tubo

d_p : diámetro externo del tubo

La distribución de presión de un líquido está regida por la ley de la hidrostática de fluidos incompresibles, por tanto:

$$P_1(x) = P_1(0) + \rho_1 \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta \quad (1. 12)$$

$P_1(x)$: presión del líquido en la posición x [N/m²]

$P_1(0)$: presión del líquido en la posición inicial [N/m²]

ρ_1 : densidad del líquido [Kg/m³]

g: gravedad [m/s²]

L: longitud total del Tubo de Calor [m]

θ : inclinación del tubo respecto de la horizontal [°]

De acuerdo con la ecuación de Hagen-Poiseuille, la velocidad media del flujo laminar incompresible en estado estacionario en una tubería de sección transversal circular está dado por:

$$\frac{\rho \cdot \mu \cdot u}{r^2} = \frac{P_e - P_c}{L} \quad (1. 13)$$

Luego,

$$u = \frac{r^2}{8\mu} \cdot \frac{(P_e - P_c)}{L} \quad (1. 14)$$

Dónde:

u: velocidad media de flujo [m/s]

r: radio del Tubo de Calor [m]

μ : viscosidad dinámica [N.s/m²]

P_e : presión del vapor en el evaporador [N/m²]

P_c : presión de vapor en el condensador [N/m²]

L: longitud total del tubo [m]

Además, el flujo másico está dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot u \quad (1. 15)$$

Luego,

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot r^4}{8\mu} \cdot \frac{(P_e - P_c)}{L} \quad (1. 16)$$

La presión de vapor tanto en el evaporador como en el condensador tiene dos componentes, una inercial y una debido a la viscosidad.

Para la presión de vapor en el punto x, $P_v(x)$, se asume como un gas ideal, cuya variación de presión es despreciable y se puede asumir como constante a lo largo del Tubo de Calor.

$$\Delta P = \frac{2\gamma}{r_c} \quad \text{y} \quad \Delta P = \rho_1 \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta \quad (1. 17)$$

Luego,

$$L \cdot \sin \theta = \frac{2 \cdot \gamma}{\rho_l \cdot g \cdot r_c(x)} \quad (1. 18)$$

Finalmente,

$$x_{\max} \cdot \sin \theta = \frac{2 \cdot \gamma \cdot \cos \alpha}{\rho_l \cdot g \cdot r_c} \quad (1. 19)$$

Dónde:

x_{\max} : longitud máxima del Tubo de Calor [m]

θ : inclinación del Tubo de Calor respecto de la horizontal [°]

γ : tensión superficial [N/m]

α : ángulo de contacto entre el líquido y la superficie de la estructura capilar [°]

ρ_l : densidad del líquido [Kg/m³]

g : aceleración de la gravedad, $g = 9,81$ [m/s²]

r_c : radio del poro capilar [m]

En conclusión, para que el Tubo de Calor opere adecuadamente, su longitud no debe exceder el x_{\max} .

1.2.8.1.3 Análisis del arranque en un Tubo de Calor²⁵

Cuando se realiza el análisis de presiones, se considera que la temperatura y la presión de vapor del líquido se incrementan en el evaporador y provoca un flujo de vapor hacia el condensador, donde existe menor temperatura y una presión de vapor menor. Esto provoca un diferencial de presión en el vapor que permite el transporte desde el evaporador hacia el condensador.

²⁵ COTTER, 1965

La presión en el evaporador es ligeramente menor que la presión de vapor del líquido para mantener la continuidad en la evaporación. De forma similar, ésta debe ser mayor que la presión de vapor del líquido para mantener la continuidad en la condensación.

1.2.8.1.4 Análisis de un Tubo de Calor en estado estacionario²⁶

Este análisis hace referencia a las ecuaciones de la dinámica de la distribución de flujos de energía, de masa, de temperatura y de presión dentro del Tubo de Calor cuando se encuentra colocado en un ambiente térmico específico.

Las ecuaciones se obtienen de las ecuaciones generales de conservación de masa, conservación de momento y conservación de energía en la sección axial y radial del Tubo de Calor.

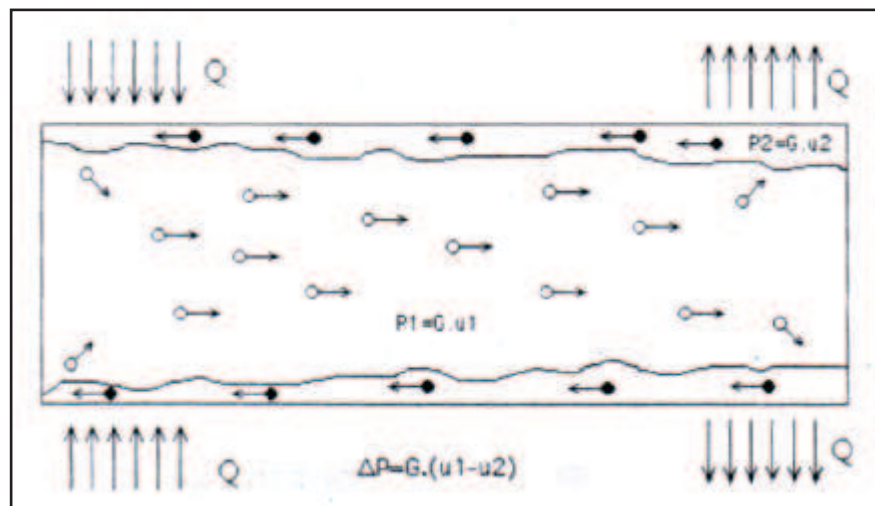


Figura 1. 17 Operación de un Tubo de Calor²⁷

Donde:

ΔP : diferencial de presión entre el líquido y el vapor [N/m^2]

P: presión [N/m^2]

G: velocidad másica [$Kg/m^2 \cdot s$]

²⁶ COTTER, 1965

²⁷ COOTER, 1965

u: velocidad [m/s]

La conservación de masa de un fluido de densidad $\rho(x, r)$ en flujo estacionario a una velocidad $u(x, r)$ se expresa por:

$$\Delta\rho \cdot u = 0 \quad (1. 20)$$

Donde:

u: velocidad del fluido [m/s]

ρ : densidad [Kg/m³]

En las aplicaciones prácticas de los Tubos de Calor se considera el número de Reynolds radial constante en el eje axial x.

Para el evaporador:

$$Re_{r,e} = \frac{m}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot \mu_v} \quad (1. 21)$$

Para el condensador:

$$Re_{r,c} = - \frac{m}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \mu_v} \quad (1. 22)$$

Donde:

$Re_{r,e}$, $Re_{r,c}$: número de Reynolds radial en el evaporador y condensador respectivamente [adimensional]

m: flujo de masa [Kg/s]

L_e , L_c : longitud del evaporador y condensador respectivamente [m]

μ_v : viscosidad dinámica del vapor [Kg/(m.s)]

$$Re_x = - \frac{\rho_v \cdot \Gamma_v u_x}{\mu_v} = \frac{\dot{m}_v}{\pi \cdot \mu_v \cdot \Gamma_v} \quad (1. 23)$$

Donde:

Re_x : número de Reynolds axial [adimensional]

\dot{m} : flujo de masa [Kg/s]

r_v : radio de la sección de vapor [m]

μ_v : Viscosidad dinámica del vapor [Kg/(m.s)]

Si $Re_x < 1000$, entonces el diferencial de presión estará dado por la expresión (1.30).

Si $Re_x > 1000$ y la longitud del Tubo de Calor excede $50.r_v$, entonces se tiene un régimen completamente turbulento y es aconsejable el uso de la ecuación empírica de Blasius, así:

$$\frac{dP_v}{dx} = - \frac{0,0655 \cdot \mu_v^2}{\rho_v \cdot r_v^3} \cdot Re_x^{7/4} \quad (1.24)$$

Para completar el análisis de la dinámica de fluidos se debe relacionar las presiones del líquido y del vapor y el flujo de masa del líquido y del vapor. El flujo de masa del líquido y de vapor se relaciona con la temperatura del líquido en la interfase, $T(x, r_v)$, que también determina la presión de vapor del líquido, P_l .

El flujo másico de condensación se determina con la siguiente expresión, usando la ecuación general de los gases:

$$\frac{dm_l}{dx} = - \frac{dm_v}{dx} = \frac{r_v \cdot (P_v - P_l)}{\sqrt{\frac{RT}{2}} \cdot \pi \cdot (mw)} \quad (1.25)$$

1.2.8.1.5 Análisis del transporte de energía²⁸

El Tubo de Calor transporta energía cuando el flujo de vapor es grande y las temperaturas axial y radial son muy pequeñas, con excepción del gradiente de temperatura radial entre la mecha y la pared del recipiente.

²⁸ COTTER, 1965

La ecuación general de transferencia de calor total transportado está dado por:

$$Q(x) = \int_0^{d_p} q_x(x, r) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (1. 26)$$

Donde

Q: transferencia de calor [W]

q: flujo de calor por unidad área [W/m²]

r: radio del Tubo de Calor [m]

En el Tubo de Calor, la temperatura es uniforme a lo largo de la longitud del evaporador, y el flujo de calor axial y el flujo másico axial difieren muy poco de lo calculado para las condiciones de la temperatura de vapor.

El diferencial de presión del líquido se calcula con la siguiente expresión:

$$\Delta P_1 = P_1(L) - P_1(0) = \rho_1 \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta + \frac{\mu_1 \cdot Q_c \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot (r_w^2 - r_v^2) \rho_1 \cdot K \cdot \lambda} \quad (1. 27)$$

Donde:

P: presión [N/m²]

Q: transferencia de calor [W]

μ_1 : viscosidad dinámica del líquido [Kg/(m.s)]

L: longitud del tubo [m]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

r_w : radio de la mecha capilar [m]

r_v : radio de la sección de vapor [m]

K: permeabilidad [m^2]

1.2.8.1.6 Flujo de calor máximo²⁹

El flujo de calor axial total se incrementa en la operación solamente si la fuerza capilar puede abastecer la circulación del fluido.

La diferencia máxima de presión entre el vapor y el líquido adyacente que puede ser soportado por la tensión superficial en la estructura capilar es:

$$\frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} \quad (1. 28)$$

Donde:

γ : tensión superficial [N/m]

r_c : radio del poro capilar [m]

α : ángulo de contacto entre el líquido y la superficie de la estructura capilar [°]

Por lo tanto se debe cumplir la condición:

$$P_v(x) - P_l(x) \leq \frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} ; \quad 0 \leq x \leq L \quad (1. 29)$$

En forma general, la mayor diferencia de presión ocurre al inicio de la sección de evaporación, $x = 0$.

Si el Tubo de Calor se construye con una mecha saturada, el menisco de la interfase líquido-vapor tendrá un radio de curvatura grande en el extremo final del condensador, por lo que $P_{v(L)} \approx P_{l(L)}$, y la ecuación anterior debe cumplirse en toda la longitud del Tubo de Calor.

Los límites de condiciones de operación para el flujo de calor axial están dados por:

²⁹ COOTER, 1965

$$\frac{4\mu_v L Q_e}{\pi \rho_v r_v^4 \lambda} + \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta + \frac{b \mu_l L Q_e}{2 \pi (r_w^2 - r_v^2) \rho_l \varepsilon r_c^2 \lambda} \leq \frac{2 \gamma \cos \alpha}{r_c}; \quad Re_r \ll 1 \quad (1.30)$$

$$\frac{\left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) Q_e^2}{8 \rho_v r_v^4 \lambda^2} + \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta + \frac{b \mu_l L Q_e}{2 \pi (r_w^2 - r_v^2) \rho_l \varepsilon r_c^2 \lambda} \leq \frac{2 \gamma \cos \alpha}{r_c}; \quad Re_r \gg 1 \quad (1.31)$$

Donde:

b: constante adimensional de la mecha. Para mechas capilares paralelas y con poros no interconectados, $b = 8$. Para mechas capilares con poros tortuosos e interconectados $b = 10$ a 20 .

ρ_l : densidad del líquido [Kg/m³]

Q: transferencia de calor [W]

μ : viscosidad dinámica [N.s/m²]

L: longitud del tubo [m]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

r_w : radio de la mecha capilar [m]

r_v : radio de la sección de vapor [m]

r_c : radio del poro capilar [m]

ε : fracción vacía o porosidad

α : ángulo de contacto entre el líquido y la superficie de la estructura capilar [°]

Re_r : número de Reynolds radial

Algunos autores reemplazan la expresión $\varepsilon \cdot r_c^2$ indicada en la ecuación anterior, por K, que es la permeabilidad de la mecha capilar, y es aplicable.

El flujo de calor máximo ocurre cuando:

$$\Delta P_l - \Delta P_v - \frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} = 0 \quad (1.32)$$

Donde:

γ : tensión superficial [N/m]

r_c : radio del poro capilar [m]

α : ángulo de contacto entre el líquido y la superficie de la estructura capilar [°]

Se observa que ΔP_l es inversamente proporcional a r_c , por lo que es importante el escoger un valor adecuado de r_c , mediante la siguiente ecuación:

$$r_c = \frac{b \cdot \mu_l \cdot L \cdot Q_e}{4 \cdot \pi \cdot (r_w^2 - r_v^2) \rho_l \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot \cos \alpha} \quad (1.33)$$

Y el flujo de calor máximo se calculará con la ecuación:

$$Q_e = \begin{cases} \frac{\pi \cdot r_w^2 \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot \cos \alpha}{3 \cdot L} \cdot \left(\frac{\varepsilon \cdot \rho_v \cdot \rho_l}{3 \cdot b \cdot \mu_v \cdot \mu_l} \right)^{1/2}, & Re_r \ll 1 \\ \frac{4 \cdot \pi \cdot r_w^2 \cdot \lambda}{3} \cdot \left(\frac{2 \cdot \varepsilon \cdot \rho_v \cdot \rho_l \cdot \gamma^2 \cdot \cos^2 \alpha}{(\pi^2 - 4) \cdot b \cdot L \cdot \mu_l} \right)^{1/3}, & Re_r \gg 1 \end{cases} \quad (1.34)$$

1.2.8.2 Resistencias a la transferencia de calor en un Tubo de Calor

Se debe considerar que si el tubo es largo y delgado con grandes zonas de evaporación y condensación, entonces la resistencia al flujo de vapor dentro del tubo será el factor limitante. Por el contrario, si es corto, pero de diámetro grande, entonces la transferencia desde y hacia el tubo será el factor limitante.

Existen básicamente diez resistencias en serie a la transferencia de calor, que se pueden observar en la siguiente figura:

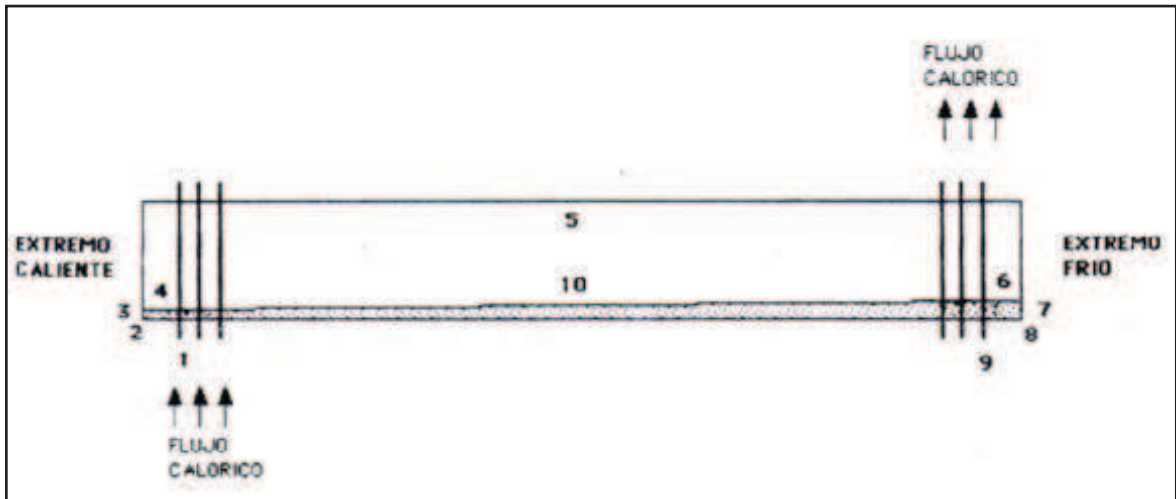


Figura 1. 18 Resistencias térmicas en un Tubo de Calor

Donde:

- 1: Resistencia a la transmisión de calor del fluido circundante caliente al material del Tubo de Calor en la parte caliente
- 2: Resistencia térmica a través de las paredes del Tubo de Calor.
- 3: Resistencia a través del fluido de trabajo en la mecha capilar del Tubo de Calor en la zona del evaporador.
- 4: Resistencia a la ebullición del líquido en el evaporador.
- 5: Resistencia al flujo de vapor desde el evaporador hacia el condensador.
- 6: Resistencia a la condensación del fluido de trabajo en el condensador.
- 7: Resistencia térmica a través del fluido de trabajo en la mecha capilar del Tubo de Calor en el condensador.
- 8: Resistencia a través de las paredes del Tubo de Calor y disipadores de calor en el condensador
- 9: Resistencia a la transmisión de calor del material del Tubo de Calor en el condensador al fluido circundante frío.

10: Resistencia al flujo de líquido desde el condensador hacia el evaporador a través de la mecha capilar.

1.2.8.3 Analogía eléctrica³⁰⁻³¹⁻³²

Las mayores resistencias a la transferencia de calor que presenta un Tubo de Calor son a la entrada y a la salida del recipiente, pese a ser considerado como un superconductor.

Las resistencias térmicas pueden ser expresadas mediante una analogía eléctrica, como se puede observar en la siguiente figura:

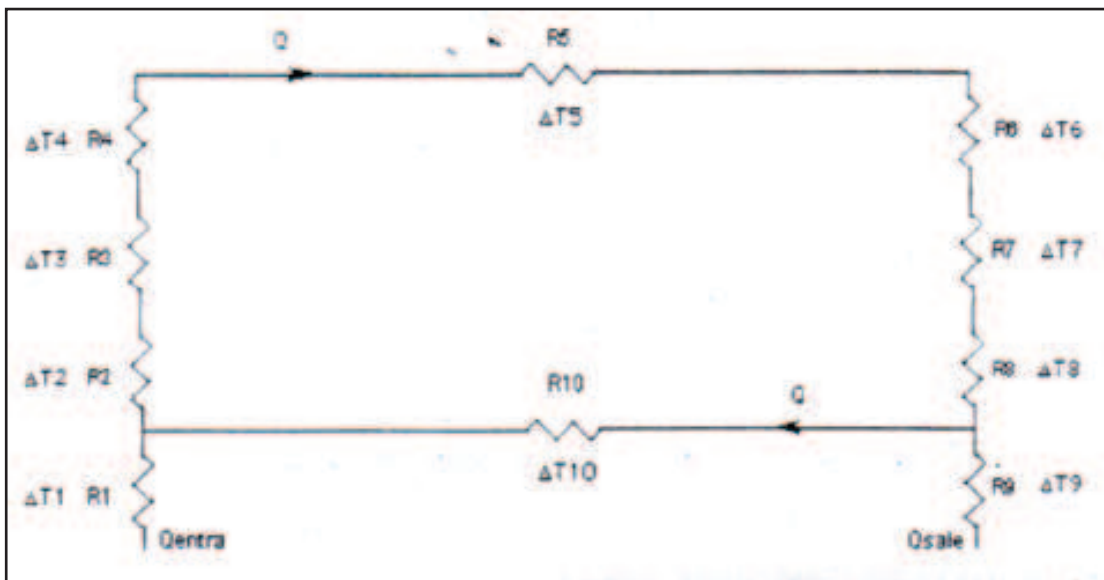


Figura 1. 19 Analogía eléctrica de las resistencias de un Tubo de Calor

R_1 y R_9 son resistencias que intervienen en una transferencia de calor por convección.

Las relaciones que definen estas resistencias son:

$$Q_{entra} = h_e A_e \Delta T_1 \quad \rightarrow \quad R_1 = \frac{1}{h_e A_e} \quad (1. 35)$$

³⁰ DON, 1974

³¹ DUNN & REAY, 1982

³² STOEVER, Buenos Aires

$$Q_{\text{sale}} = h_c A_c \Delta T_9 \rightarrow R_9 = \frac{1}{h_c A_c} \quad (1.36)$$

R_2 y R_8 representan las resistencias térmicas que causan las paredes del Tubo de Calor. Prevalece el análisis por conducción.

$$Q_e = k_e A_e \Delta T_2 \rightarrow R_2 = \frac{e}{k_e A_e} \quad (1.37)$$

$$Q_c = \frac{k_c A_c \Delta T_8}{e} \rightarrow R_8 = \frac{e}{k_c A_c} \quad (1.38)$$

Para cuerpos cilíndricos:

$$Q_e = \frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot \Delta T_2}{\ln \frac{r_p}{r_w}} \quad (1.39)$$

R_3 y R_7 son las resistencias térmicas de la estructura de la mecha capilar. Se realiza un análisis por conducción, además, se considera que la mecha y el fluido de trabajo que se encuentra en ella, actúan como dos resistencias en serie por lo que el coeficiente de conductividad térmica global de la mecha U_w se define como:

$$U_w = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon}{k_s} + \frac{\varepsilon}{k_l}} \quad (1.40)$$

Por lo tanto, las expresiones de las resistencias R_3 y R_7 son:

$$R_3 = \frac{e_w}{k_w \cdot A_e} \quad (1.41)$$

$$R_7 = \frac{e_w}{k_w \cdot A_c} \quad (1.42)$$

R_4 y R_6 son las resistencias que ocurren en la ebullición del fluido en el evaporador y en la condensación en la zona del condensador respectivamente. Estas resistencias pueden ser consideradas despreciables ya que su valor es mucho menor que otras resistencias.

R_5 es la resistencia debido al transporte del vapor desde el evaporador hacia el condensador y es causado por el diferencial de temperatura. Generalmente puede ser despreciada, debido a la operación isotérmica del Tubo de Calor.

$$R_5 = \frac{R \cdot T^2 \cdot \Delta P_v}{Q \cdot (mw) \cdot \lambda \cdot P_v} \quad (1.43)$$

R_{10} es la resistencia que provoca el transporte del fluido líquido desde el condensador hacia el evaporador, que se analizará posteriormente.

A continuación se presenta un ejemplo de rango de resistencias térmicas existentes, por cada centímetro cuadrado (cm^2) en un Tubo de Calor de cobre con agua, como fluido de trabajo:

Tabla 1. 3 Rango de Resistencias presentes en un Tubo de Calor³³

Resistencia	$^{\circ}\text{C/W}$
R_1	10^3 a 10
R_2	10^{-1}
R_3	10
R_4	10^{-5}
R_5	10^{-8}
R_6	10^{-5}
R_7	10
R_8	10^{-1}
R_9	10^3 a 10

1.2.8.3.1 Resistencia térmica efectiva

El Tubo de Calor no tiene una conductividad o resistencia térmica específica, debido a que es un dispositivo de transmisión de calor, que involucra y es función de un sistema que opera en dos fases, por lo que no se puede obtener una resistencia térmica global constante. Esta resistencia térmica efectiva no es constante debido a que depende de muchas variables, como la pared del recipiente, la geometría del tubo, la longitud del condensador, la estructura de la mecha capilar, el área de flujo de vapor, las características del fluido del trabajo y la temperatura de operación, de acuerdo a la ecuación:

³³ DUNN & REAY, 1982

$$R_{\text{eff}} = \frac{A \cdot \Delta T}{Q \cdot L_{\text{eff}}} \quad (1.44)$$

Donde:

R_{eff} : resistencia térmica efectiva [W/(m.K)]

ΔT : diferencial global de temperatura [K]

A : área transversal del Tubo de Calor [m^2]

Q : transferencia de calor que transporta el tubo [W]

L_{eff} : longitud efectiva del tubo [m]

Existen varias reglas básicas que puedan ser usadas para realizar una primera aproximación de la resistencia térmica para el diseño, por ejemplo para un Tubo de Calor cobre/agua con una mecha capilar de metal sinterizado tiene una resistencia térmica en el evaporador y el condensador de $0,2 \text{ } ^\circ\text{C/W/cm}^2$ y $0,02 \text{ } ^\circ\text{C/W/cm}^2$ como resistencia axial.

1.2.8.3 Límites en la operación del Tubo de Calor

Una de las consideraciones más importantes que hay que analizar en el diseño de los Tubos de Calor es la cantidad de calor que éste recibe y que es capaz de transferir.

Éstos pueden transportar desde unos pocos watios hasta kilowatios de energía sin la ayuda de ningún trabajo externo, sin embargo existen límites a su rendimiento de acuerdo a las condiciones de operación específicas. Estos límites a la transferencia de calor, que son una función de la temperatura de operación del tubo, son los siguientes: de viscosidad, sónico, de arrastre o inundación, capilar y de ebullición.

1.2.8.3.1 Límite por Viscosidad

Este límite ocurre cuando las fuerzas debido a la viscosidad evitan que el vapor fluya en el Tubo de Calor. Esto se debe principalmente cuando el tubo trabaja por debajo de la temperatura recomendada de operación o utilizar otro fluido de trabajo.

A bajas temperaturas las fuerzas viscosas son dominantes y presentan una alta resistencia al flujo del vapor en el Tubo de Calor, causando una alta resistencia al flujo del mismo.

De acuerdo a Busse el flujo de calor axial se incrementa a medida que la presión del vapor en el condensador es menor. El flujo de calor axial máximo se tiene cuando la presión del vapor en el condensador se reduce a cero y éste tiene que ver con el componente radial de la velocidad del vapor, que se le conoce como el límite debido a la presión del vapor, y se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$q = \frac{A_p r_v^2 \rho_v \lambda P_v}{16 \mu_v l_{eff}} \quad (1.45)$$

Donde:

Q , es el flujo de calor por unidad de área, $\left[\frac{W}{m^2}\right]$;

P_v , es la presión del vapor evaluada en el extremo final del evaporador, $[N/m^2]$;

ρ_v , es la densidad del vapor evaluada en el extremo final del evaporador, $[Kg/m^3]$;

λ , es el calor latente de vaporización, $[J/Kg]$;

r_v , es el radio de la sección del vapor, $[m]$;

μ , es la viscosidad dinámica, $[N.s/m^2]$;

l_{eff} , es la longitud efectiva del tubo, $[m]$.

A_v : área de la sección del evaporador [m^2].

Es óptimo que las variables antes indicadas se evalúen a la temperatura a la salida del evaporador, que es la temperatura de operación del tubo.

1.2.8.3.2 Límite Sónico

Ocurre cuando el flujo de vapor alcanza la velocidad sónica al momento de salir de la sección del evaporador y causa una alta transferencia de calor y un alto gradiente de temperatura. Esto se debe principalmente a la combinación del alto requerimiento de transporte de calor y de una baja temperatura de operación.

A temperaturas altas de operación, fuera del rango de temperatura a la que el fluido de trabajo se encuentra capacitado para trabajar, también existe una gran cantidad de calor a transportar alcanzándose condiciones sónicas al final de la sección de evaporación y por tanto una gran evaporación de fluido en el evaporador que limitará la capacidad de funcionamiento del Tubo de Calor.

El flujo de calor axial mínimo debido al límite sónico ocurre a la temperatura mínima de operación:

$$q_{són} = \rho_v \lambda \sqrt{\frac{kRT_v}{2(k+1)(mw)}} \quad (1.46)$$

Donde:

$q_{són}$, es el flujo de calor por unidad de área [$\frac{W}{m^2}$]

ρ_v , es la densidad del vapor evaluada en el extremo final del evaporador [$\frac{Kg}{m^3}$]

λ , es el calor latente de vaporización [J/Kg]

T_v , es la temperatura del vapor [K]

k , es la relación de calores específicos de fluido, $k=C_p/C_v$

mw , es el peso molecular del fluido de trabajo [$\frac{Kg}{mol}$]

R, es la constante universal de los gases $R=8.314 \left[\frac{J}{mol.K} \right]$

Si el valor del límite sónico, q_{son} , a la temperatura mínima de operación del Tubo de Calor es mayor al valor de calor requerido a transportarse, entonces se tendrá un sistema por debajo del límite sónico que permitirá la operación; por consiguiente, siempre se debe tener un q_{son} , mucho mayor al calor requerido para el transporte, evaluado a temperatura mínima de operación.

1.2.8.3.3 Límite por Arrastre o Inundación

Éste ocurre cuando el vapor alcanza una alta velocidad que dificulta que el condensado regrese al evaporador, causando un arrastre líquido, con la transferencia de masa y energía, a la corriente del vapor. Si se incrementa la densidad del vapor sin la correspondiente disminución de la velocidad del mismo, se provocará este arrastre líquido hacia el vapor. Esto se debe cuando el Tubo de Calor opera a una energía calórica superior a la diseñada y a una baja temperatura de operación. La solución es incrementar el diámetro del mismo y la temperatura de operación.

El límite de la transferencia de calor máximo debido al límite por arrastre será:

$$q = \sqrt{\frac{2\pi\gamma_1\rho_v\lambda^2}{z}} \quad (1.47)$$

Donde:

q , es el flujo de calor por unidad de área, $\left[\frac{w}{m^2} \right]$;

ρ_v , es la densidad del vapor, $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$;

λ , es el calor latente de vaporización, $[J/Kg]$

γ_1 , es la tensión superficial, $\left[\frac{N}{m} \right]$;

Z , es una variable que caracteriza la superficie líquido vapor; en un Tubo de Calor con mecha capilar está relacionado con el espacio de la mecha, $[m]$;

$$z = \sqrt{\frac{\gamma}{(\rho_l \cdot \rho_v)g}} \quad (1.48)$$

1.2.8.3.4 Límite por Ebullición

Ocurre cuando existe un ingreso radial alto de energía calórica, causando que ocurra un burbujeo y el consecuente secado de la mecha, lo que provoca una alta resistencia térmica. La solución es incrementar el área lateral de ingreso del tubo. También se puede utilizar otro fluido de trabajo que maneje mejor el sobrecalentamiento.

$$Q_{ebull} = \frac{4\pi \cdot L_{ef} \cdot k_{ef} \cdot T_v \cdot \gamma_l}{\lambda \cdot \rho_l \cdot \ln\left(\frac{r_{w \text{ int}}}{r_v}\right)} \cdot \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_c}\right) \quad (1.49)$$

Donde:

L_{ef} : Longitud efectiva del Tubo de Calor [m]

k_{ef} : coeficiente de conductividad térmica [W/m.K]

γ_l : tensión superficial del líquido [N/m]

λ : calor latente de vaporización [J/Kg]

r_c : radio capilar [m]

ρ_l : Densidad del líquido [Kg/m³]

$r_{w \text{ int}}$: radio interno del tubo [m]

r_v : radio de la sección del evaporador [m]

r_n : radio del proceso de nucleación. Aproximadamente $2,00 \times 10^{-6}$ [m]

1.2.8.3.5 Límite Capilar

Es el más importante en la operación de los Tubos de Calor para el diseño, y sucede cuando la suma del gradiente de presión gravitacional más la gradiente de presión del líquido más la gradiente de presión del vapor es superior al gradiente de presión en la estructura capilar. Es decir:

Si, $\Delta P_{cmax} = \Delta P_I + \Delta P_v + \Delta P_g$, se alcanza el límite capilar;

Si, $\Delta P_{cmax} > \Delta P_I + \Delta P_v + \Delta P_g$, el Tubo de Calor funcionará;

Si, $\Delta P_{cmax} < \Delta P_I + \Delta P_v + \Delta P_g$, el Tubo de Calor no funcionará;

Este límite se alcanza cuando el ingreso de energía calórica excede la capacidad de transporte de energía del Tubo de Calor. La solución es modificar el diseño de la estructura de la mecha capilar o disminuir la energía de entrada.

Las Figura 1. 20 y Figura 1. 21 indican los límites a la transferencia de calor axial en función de la temperatura de operación para un Tubo de Calor de mecha compuesta con metal sinterizado y malla.

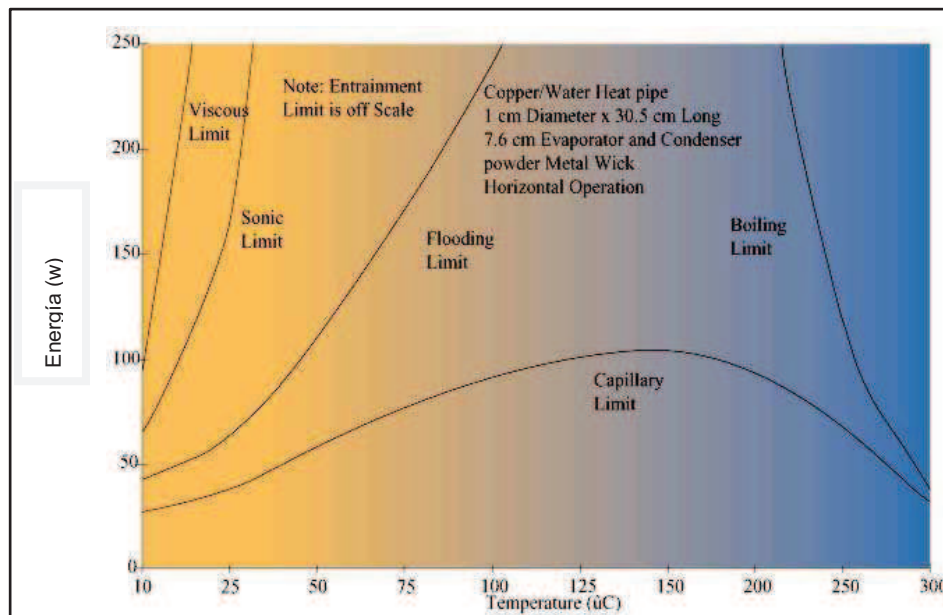


Figura 1. 20 Temperatura de Operación vs Energía, Límites de la Operación de los Tubos de Calor³⁴

³⁴ <http://ecooling.adjunctweb.com/1996/09/heat-pipes-for-electronics-cooling-applications/>

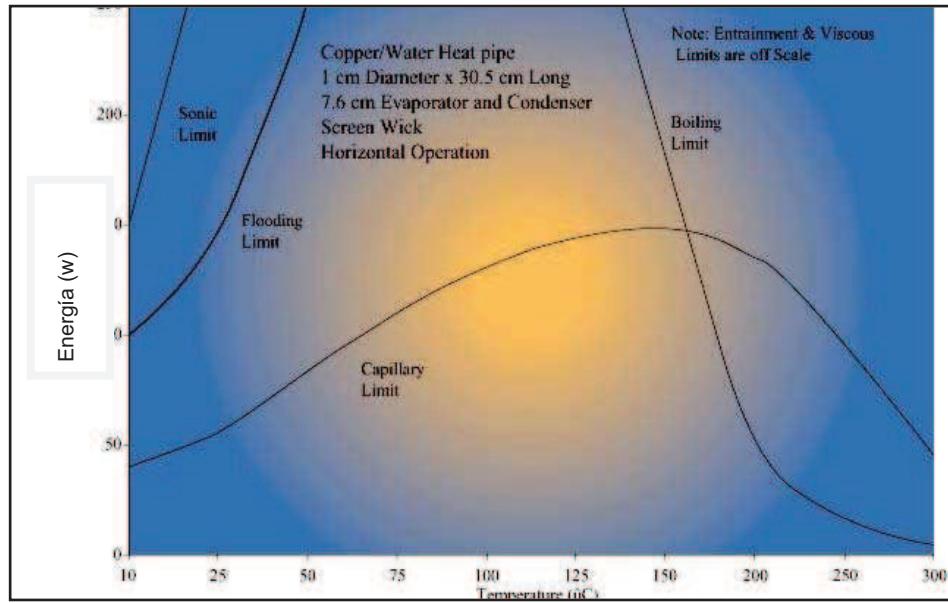


Figura 1. 21 Temperatura de Operación vs Energía, Límites de la Operación de los Tubos de Calor³⁵

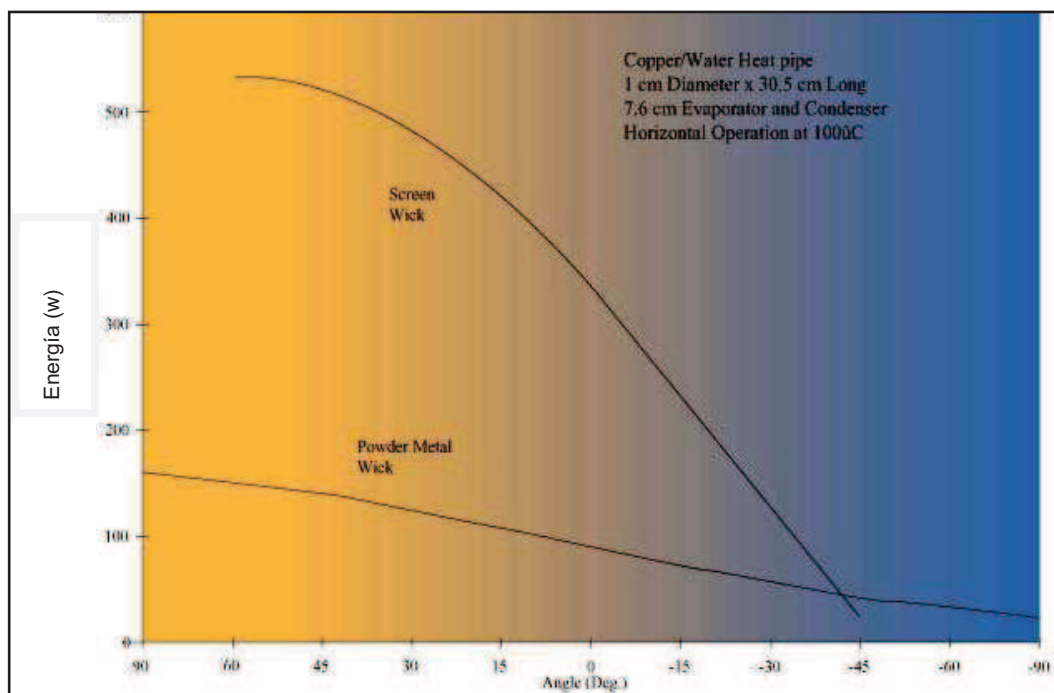


Figura 1. 22 Ángulo de inclinación vs Energía, Límite Capilar.³⁶

³⁵ <http://ecooling.adjunctweb.com/1996/09/heat-pipes-for-electronics-cooling-applications/>

³⁶ <http://ecooling.adjunctweb.com/1996/09/heat-pipes-for-electronics-cooling-applications/>

Como se analiza en las gráficas el límite capilar es generalmente el factor limitante en el diseño y operación.

Por lo tanto, se debe cumplir la siguiente condición para que el Tubo de Calor opere adecuadamente:

$$\Delta P_{c\text{máx}} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1.50)$$

Donde:

$$\Delta P_{c\text{máx}} = \frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} \quad (1.51)$$

Si esta condición no se cumple entonces el Tubo de Calor se secará en la sección del evaporador y el tubo no operará.

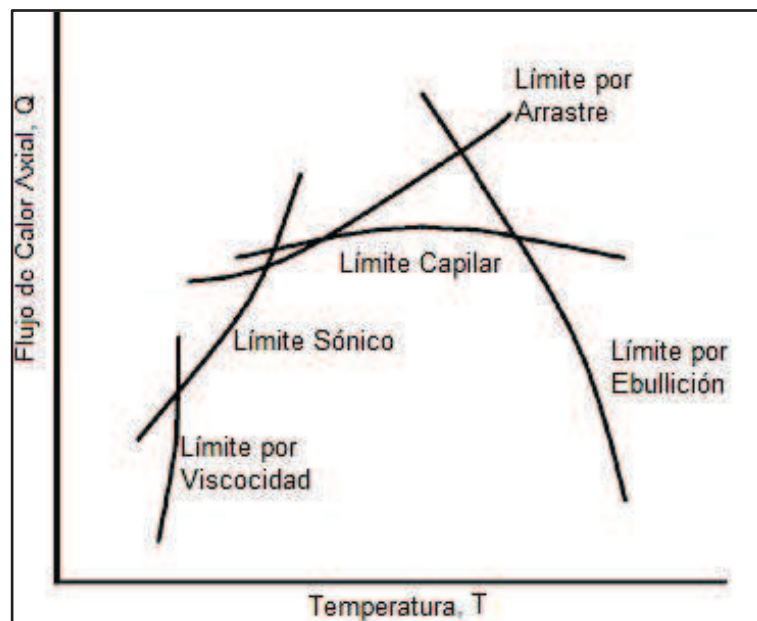


Figura 1. 23 Temperatura vs flujo de calor, límites de la operación del Tubo de Calor ³⁷

Para que el Tubo de Calor pueda operar es necesario que el punto de operación de coordenadas temperatura de operación (T) versus energía o flujo de calor axial (Q) se encuentre en el área bajo la línea de los límites de operación, ver Figura 1.

23

³⁷ COTTER, 1965

Por lo que la transferencia de calor máxima será:

$$Q_{m\acute{a}x} = \dot{m}_{m\acute{a}x}\lambda \quad (1. 52)$$

Donde:

Q, es la transferencia de calor, [W];

\dot{m} , es el flujo másico [Kg/s];

λ , es el calor latente de vaporización [J/Kg];

Por tanto:

$$Q_{m\acute{a}x} = \left(\frac{\rho_1 K A}{\mu_1 L}\right) \left(\frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} - \rho_1 g L \sin \theta\right) \quad (1. 53)$$

Reordenando:

$$Q_{m\acute{a}x} = \left(\frac{\rho_1 \gamma \lambda}{\mu_1}\right) \left(\frac{K A}{L}\right) \left(\frac{2}{r_c} - \frac{\rho_1 g L}{\gamma} \sin \theta\right) \quad (1. 54)$$

Donde:

$\left(\frac{\rho_1 \gamma \lambda}{\mu_1}\right)$ solo depende del fluido de trabajo y se lo denomina el número de Merit (Me) de cada fluido, y se lo puede graficar en función de la temperatura;

$\left(\frac{K A}{L r_c}\right)$, especifica las propiedades geométricas de la mecha capilar;

λ , es el calor latente de vaporización, [J/Kg];

K, es la permeabilidad, [m^2];

ρ_1 , es la densidad del líquido, [$\frac{Kg}{m^3}$];

γ , es la tensión superficial, [$\frac{N}{m}$];

A, es el área de la mecha capilar, [m^2];

μ_1 , es la viscosidad dinámica del líquido, [$N \cdot s/m^2$]

L, es la longitud del Tubo de Calor, [m]

r_c , es el radio del poro capilar o la dimensión característica [m];

g , es la aceleración de la gravedad, $g=9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$;

α , es el ángulo de contacto, $\alpha = 0$ para condición máxima;

θ , es el ángulo de inclinación del Tubo de Calor con la horizontal.

1.3. LA ENERGÍA SOLAR

La energía solar es una fuente de energía permanente debido a las reacciones nucleares de fusión que ocurren en la superficie solar, la cual es transportada a la Tierra por medio de ondas electromagnéticas en el vacío. Parte de la energía que incide sobre la Tierra se refleja hacia el espacio y otra parte atraviesa la atmósfera, lo que permite la evaporación de océanos y contribuye a fenómenos como el de la fotosíntesis.

1.3.1 CONCEPTOS BÁSICOS SOBRE RADIACIÓN SOLAR

1.3.1.1 Radiación Extraterrestre

Es la intensidad de la radiación que llega a la parte exterior de la atmósfera de la Tierra que depende de la distancia entre el sol y la Tierra. Oscila en valores entre 1400 y 1310 w/m². La dependencia de radiación extraterrestre con el tiempo en el año está relacionada a través de la siguiente ecuación:

$$G_{on} = G_{SC} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360N}{365} \right) \right] \quad (1. 55)$$

Donde:

G_{on} = radiación extraterrestre (w/m²)

G_{SC} = constante solar = 1353 (w/m²)

N = número de días en el año.

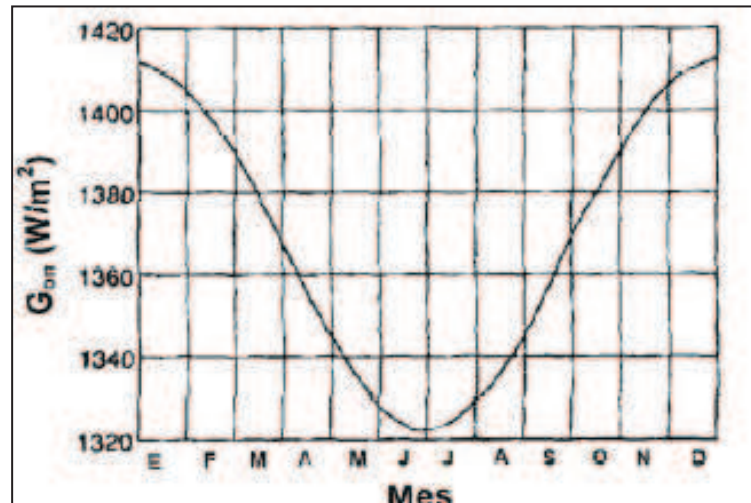


Figura 1. 24 Variación de la radiación solar extraterrestre en el año. ³⁸

1.3.1.2 Radiación Directa

Es la radiación solar del sol que no sufre ninguna dispersión al atravesar la atmósfera. Llega a la Tierra en línea recta desde el círculo solar.

1.3.1.3 Radiación Difusa

Es la parte de la radiación directa que al atravesar la atmósfera se dispersa al incidir sobre diversas partículas que flotan en el aire.

1.3.1.4 Radiación Global

Es la suma de las radiaciones directa y difusa. Las mediciones más comunes de la radiación solar son la radiación global en una superficie horizontal.

1.3.1.5 Número de Horas de Sol

El número de horas de sol depende de la situación geográfica y de las condiciones climatológicas. Los valores máximos se alcanzan en zonas desérticas o en alta montaña. El número de horas de sol tiene directa relación con la inclinación del eje de rotación de la Tierra en un ángulo de declinación, con lo cual se da origen a las distintas estaciones del año.

El número de horas de sol está dado por la siguiente expresión:

³⁸ DUFFIE J., BECKMAN W., Solar Engineering of thermal Processes, Wiley, E.E.U.U., 1980, pg. 9

$$\#h = \frac{2}{15} \text{Cos}^{-1}(-\tan\varphi \cdot \tan\delta) \quad (1. 56)$$

Donde:

#h = número de horas de sol en el día

φ = latitud geográfica (°)

δ = ángulo de declinación (°)

1.3.1.6 Incidencia de la Radiación sobre una superficie plana

La radiación que alcanza una superficie plana depende del ángulo de incidencia de ésta respecto a la superficie. Si la dirección de la radiación no es perpendicular a la superficie, entonces el valor real de la energía que incide sobre la superficie se la obtiene multiplicando la energía solar por el coseno del ángulo que forma el rayo de sol con la perpendicular a la superficie

1.3.1.7 Características del Movimiento aparente del sol

El movimiento aparente del sol es motivado por la rotación de la Tierra, la cual gira sobre su propio eje en dirección Oeste-Este, provocando que parezca que el sol es el que se mueve en dirección contraria Este –Oeste.

La trayectoria que describe el sol en el firmamento se llama eclíptica. La eclíptica es una circunferencia imaginaria, pero solamente se aprecia un arco de ella ya que el horizonte no permite observar la otra parte que se encuentre debajo del suelo.

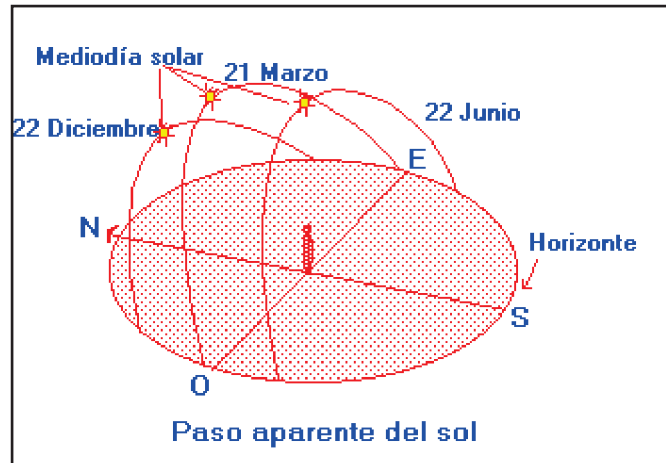


Figura 1. 25 Representación del movimiento aparente del sol ³⁹

1.3.2. ÁNGULO DE INCIDENCIA DE LA RADIACIÓN SOLAR SOBRE UNA SUPERFICIE PLANA INCLINADA

El Ángulo de Incidencia de la radiación Solar sobre una superficie inclinada depende de los siguientes factores:

1.3.2.1 Ángulo de Declinación (δ)

El ángulo de declinación es el ángulo en que vería el sol un habitante en la Tierra situado en el ecuador (paralelo 0°) en el momento en que pasase por el meridiano respecto al cenit.

El valor máximo del ángulo de declinación es de $23^\circ 27'$ en los solsticios y se anula en los equinoccios. El ángulo de declinación puede ser calculado con la fórmula de Cooper:

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \times \frac{284+N}{365} \right) \quad (1. 57)$$

Donde N es el día del año (N=1 para el primer día de enero o N=365 para el 31 de diciembre). El ángulo de declinación es cero el 22 de marzo y el 23 de septiembre y alcanza el valor máximo positivo el 22 de junio y el valor máximo negativo el 22 de diciembre.

³⁹ <http://www.bvsde.ops-oms.org/arquitectura/clase33/dibujo147.gif>

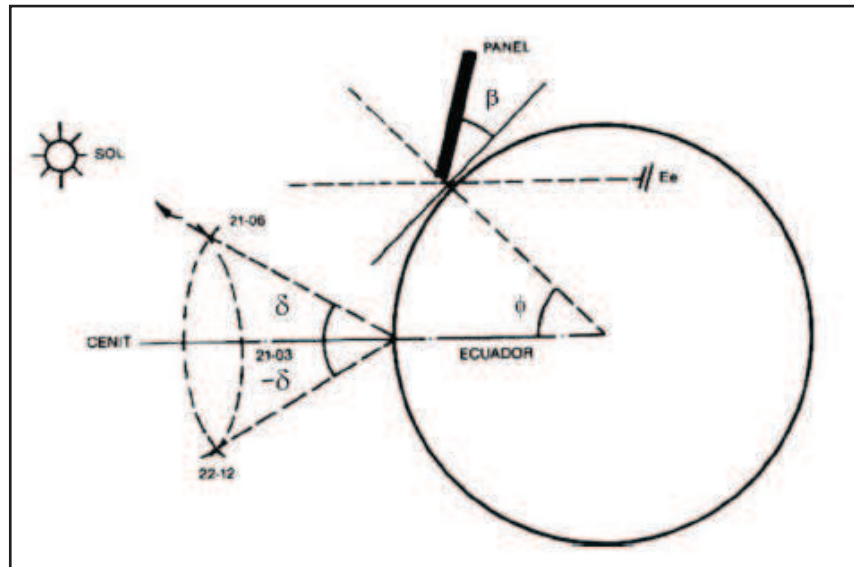


Figura 1. 26 Ángulo de Declinación ⁴⁰

1.3.2.2 Latitud Geográfica (φ)

La Latitud Geográfica es una posición angular que corresponde al ángulo formado por un plano paralelo al ecuador y una línea que va desde el centro de la tierra hasta el lugar donde se quiere determinar la posición. A los sitios que se encuentran sobre el paralelo ecuador les corresponden una latitud de 0° y a los polos una de 90° . La latitud puede tener valores positivos, si la posición requerida se encuentran en el hemisferio norte, o valores negativos si se encuentra en el hemisferio sur; es decir, los valores de la latitud están comprendidos entre $-90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$.

1.3.2.3 Ángulo De Inclinación (β)

El ángulo de inclinación corresponde al ángulo que forma el colector solar con la horizontal del terreno donde se encuentra ubicado. Si el colector se encuentra sobre una superficie plana su inclinación es de 0° . Este ángulo puede tomar valores entre $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$

⁴⁰ RIBOT J.; Curso de Energía Solar Tomo 1; Centro de Tecnología Educativa; España; 1995;

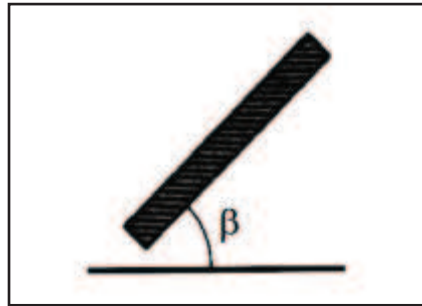


Figura 1. 27 Ángulo de Inclinación ⁴¹

1.3.2.4 Ángulo de Azimut de la Superficie (γ)

Es el ángulo que forma el plano perpendicular al colector con la dirección de la meridiana. Este ángulo se mide tomando en cuenta el sur si el colector se encuentra en hemisferio norte y el norte si se encuentra en el hemisferio sur.

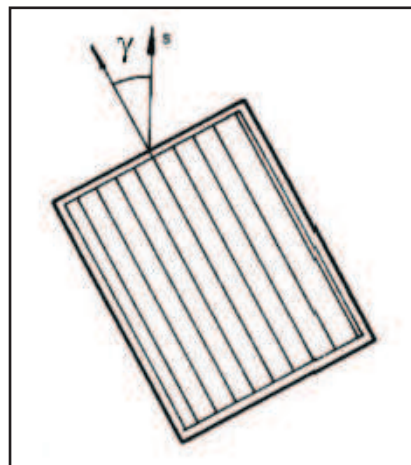


Figura 1. 28 Ángulo de Orientación (colector visto desde el aire)⁴²

1.3.2.5 Ángulo Horario (ω)

Es el ángulo que forma la dirección de un meridiano con la sombra proyectada por una estaca vertical. La referencia de este ángulo es el mediodía en donde el ángulo horario es de 0° y toma valores positivos antes del mediodía y negativos para después. Es decir, como el día tiene 24 horas, una hora equivale a un ángulo de $360/24 = 15^\circ$.

⁴¹ RIBOT pg. 87

⁴² RIBOT pg. 88

1.3.2.6 Ángulo de Incidencia de la Radiación Solar sobre una Superficie Inclinada (θ)

El ángulo de incidencia de la radiación solar depende del ángulo de inclinación, ángulo de declinación, latitud geográfica, ángulo de orientación y el ángulo horario. Para calcular el valor del ángulo de incidencia de la radiación directa en una superficie inclinada se utiliza la siguiente expresión que relaciona los ángulos antes mencionados:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (1. 58)$$

Donde:

θ : ángulo de incidencia de radiación solar sobre un plano inclinado ($^{\circ}$)

δ : declinación ($^{\circ}$)

φ : latitud ($^{\circ}$)

β : inclinación ($^{\circ}$)

γ : Ángulo azimut de la superficie ($^{\circ}$)

ω : ángulo horario ($^{\circ}$)

Con el valor del coseno del ángulo de incidencia, se calcula la Radiación incidente sobre una superficie inclinada con la siguiente expresión:

$$I_T = I_n \cos \theta \quad (1. 59)$$

Donde:

I_n = Radiación incidente

I_T = Radiación Sobre una Superficie inclinada

θ : Ángulo de incidencia

1.3.3 ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN PARA CIELO DESPEJADO

El valor de la radiación puede variar con las condiciones climáticas de la atmósfera es por esto que se debe realizar un estimado de la radiación. Hottel en 1976 estableció la siguiente expresión para determinar el valor de radiación tomando en cuenta las partículas de vapor suspendidas en la atmósfera:

$$G_b = G_{on}\tau_b \quad (1.60)$$

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{\left(-\frac{k}{\cos \theta_z}\right)} \quad (1.61)$$

Donde:

G_b = radiación directa (W/m^2)

G_{on} = radiación extraterrestre (W/m^2)

τ_b = transmitancia atmosférica para la radiación directa

Los valores para las constantes a_0 , a_1 y k para una atmósfera estándar con una visibilidad de 23 km se encuentran a partir de las constantes las cuales están dadas para altitudes menores a 2,5km por:

$$a_0 = 0.4237 - 0.0082(6 - A_t)^2 \quad (1.62)$$

$$a_1 = 0.5055 - 0.00595(6.5 - A_t)^2 \quad (1.63)$$

$$k = 0.2711 + 0.01858(2.5 - A_t)^2 \quad (1.64)$$

Donde:

A_t = altitud (km)

1.3.4 RADIACIÓN SOLAR EN EL ECUADOR

Los valores de la radiación solar en el Ecuador se encuentran establecidos en el Atlas Solar del Ecuador elaborado por el Consejo Nacional de Electrificación (CONELEC), estos valores corresponden a la radiación promedio mensual global, difusa y directa para los doce meses del año. También existen valores de la

Radiación Global anual Global en el Ecuador publicado por el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI), los cuales se encuentran en la Figura 1. 29.

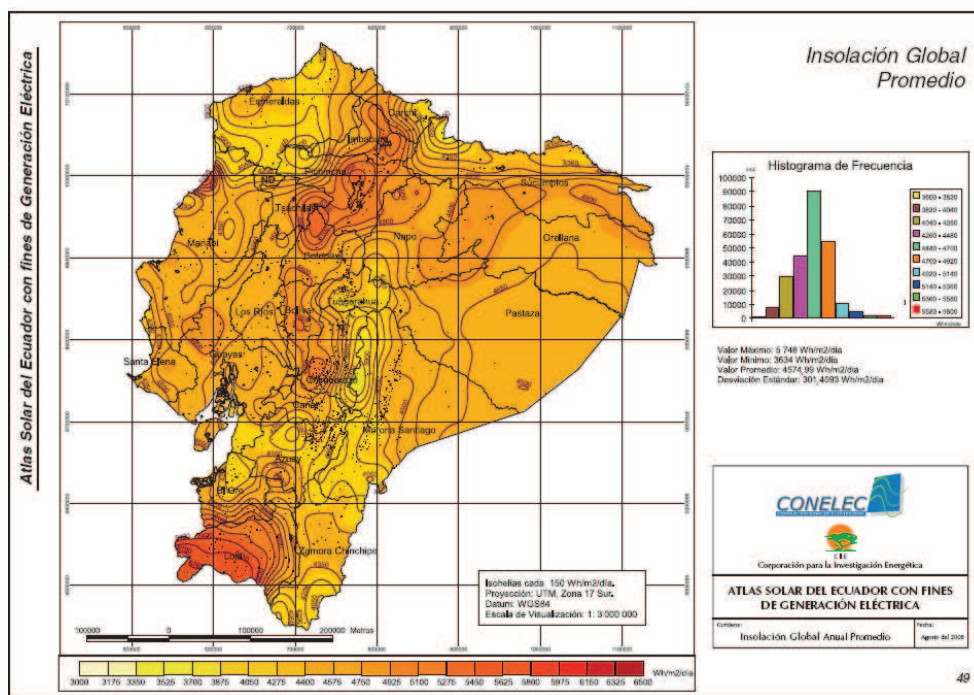


Figura 1. 29 Radiación Global Anual Promedio en el Ecuador ⁴³

1.3.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE RADIACIÓN

Existen dos tipos de dispositivos para obtener la medida de la radiación solar, el Piranómetro y el Pirheliómetro.

1.3.5.1 Piranómetro

El piranómetro es un dispositivo que recibe la radiación en todas las direcciones y por tanto mide la radiación global. Estos se basan en el calentamiento de una superficie negra protegida del enfriamiento por una doble cúpula. La temperatura de esta superficie es determinada por una termopila.

⁴³ <http://www.inamhi.gov.ec/mapas/irradiacion.gif>

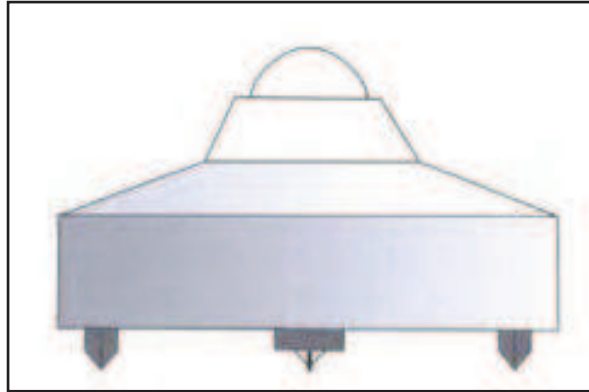


Figura 1. 30 Piranómetro de termopila tipo Kip Zonen ⁴⁴

1.3.5.2 Piroheliómetro

Es un instrumento destinado a medir solo la radiación solar directa. Este dispositivo proporciona medidas correctas cuando está enfocado directamente al sol; por lo cual, cuando se desea obtener lecturas continuas se procede a instalar un sistema de seguimiento de sol.

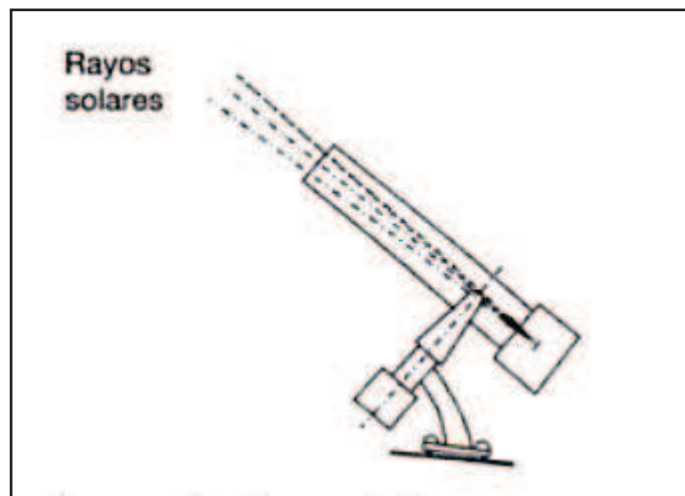


Figura 1. 31 Representación esquemática de un Piroheliómetro ⁴⁵

⁴⁴ IBAÑEZ M.; Tecnología solar; Ediciones Mundi - Prensa; España; 2004 pg. 28

⁴⁵ JUTGLAR L.; Energía Solar; Ediciones Ceac; 2004; España. Pg. 24

1.3.6 PROPIEDADES DE RADIACIÓN DE LOS MATERIALES

Los materiales pueden exhibir un comportamiento diferente a longitudes de onda diferentes, lo que da lugar al análisis de propiedades relativas a la radiación, como la Emisividad, la Absortividad, la Reflectividad y la Transmisividad.

1.3.6.1 Emisividad

Es una propiedad superficial que relaciona la radiación emitida por una superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. Los valores varían entre 0 y 1, $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

$$\varepsilon = \frac{\text{Emisión Objeto Real}}{\text{Emisión del Cuerpo negro}} \quad (1.65)$$

1.3.6.2 Absortividad

Los cuerpos, al incidir sobre ellos una radiación, absorben parte de la radiación y reflejan el resto dependiendo del acabado superficial, temperatura superficial, longitud de onda y de la dirección de la radiación incidente. La Absortividad es la relación entre la radiación absorbida y la radiación incidente que varía entre 0 y 1.

$$\alpha = \frac{\text{Radiación Absorbida}}{\text{Radiación Incidente}} \quad (1.66)$$

1.3.6.3 Reflectividad

Es la propiedad que determina la fracción entre la radiación reflejada por una superficie y la radiación incidente.

$$\rho = \frac{\text{Radiación Reflejada}}{\text{Radiación Incidente}} \quad (1.67)$$

1.3.6.4 Transmisividad

Es la relación entre la radiación después de atravesar la superficie y la radiación incidente sobre la superficie.

Los materiales que permiten el paso de radiación electromagnética a determinadas longitudes de onda se los denomina Materiales Transparentes.

$$\tau = \frac{\text{Radiación Transmitida}}{\text{Radiación Incidente}} \quad (1. 68)$$

1.3.6.5 Superficies Selectivas⁴⁶

Las superficies selectivas poseen propiedades características de absorptividad y emisividad, las cuales dependen de la longitud de onda.

Se dice que una superficie es selectiva si presenta alta absorptividad para la luz visible e infrarroja próxima (longitud de onda menor a 3 μ m) y baja emisividad para el infrarrojo lejano (longitud de onda mayor a 3 μ m).

Se llama selectividad de una superficie al cociente entre la absorptividad y la emisividad:

$$\text{Selectividad} = \frac{\text{Absorptividad}}{\text{Emisividad}} = \frac{\alpha}{\varepsilon} \quad (1. 69)$$

Las superficies selectivas son placas de metal bien pulido (aluminio, acero inoxidable, cobre, hierro) que reduce una emisión de radiación.

1.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.4.1 INTRODUCCIÓN

Los Intercambiadores de calor son dispositivos que permiten transferir calor de un lugar a otro, o bien, de un fluido (líquido o gas) a otro, sea en sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros.

Estos dispositivos pueden ser clasificados en función de:

- a) Operación: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado
- b) Construcción: tubo y carcasa; placas.
- c) Intercambiadores de paso simple, de múltiples pasos, intercambiador de calor regenerador e intercambiador de calor no regenerativo.

⁴⁶ RIBOT J.; Curso de Energía Solar Tomo 1; Centro de Tecnología Educativa; España; 1995

1.4.2. ANÁLISIS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.4.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor

Para intercambiadores de calor tubulares sin aletas (Figura 1. 32), el coeficiente puede ser expresado como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (1. 70)$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor [W/ (m².K)]

A: área de transferencia de calor [m²]

h: coeficiente de convección [W/ (m².K)]

k: conductividad térmica del material de la pared [W/ (m.K)]

L: longitud del tubo [m]

D: diámetro [m]

R: resistencia térmica total.

i y *o*: subíndices que se refieren a las superficie interna y externa del tubo, respectivamente.

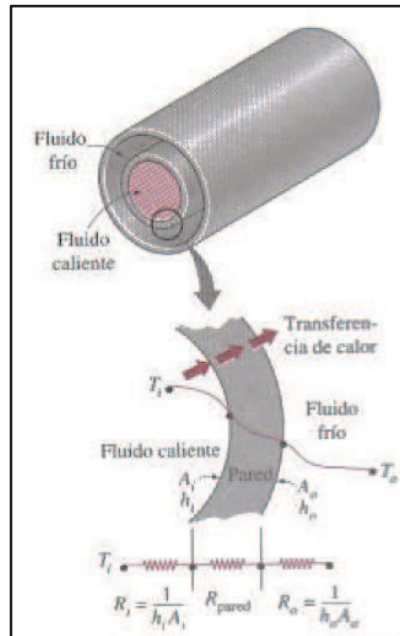


Figura 1. 32 Red de resistencias térmicas en un intercambiador de tubo doble.⁴⁷

1.4.2.2. Relaciones gobernantes

Si se considera que existen dos flujos en un intercambiador de calor, el fluido caliente tiene una razón de capacidad calorífica definida como:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \quad (1. 71)$$

Donde:

C_h : capacidad calórica del fluido caliente [W/K]

\dot{m} : flujo másico [kg/s]

C_{ph} : capacidad calorífica a presión constante [$J/(kg \cdot K)$]

Análogamente para el fluido frío se tiene $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$

En base a la primera ley de la Termodinámica o conservación de la energía, se establece que el calor transferido entre ambos flujos se puede describir con un balance de entalpía de la forma.

⁴⁷ CENGEL Y. A.; "Termodinámica"; Tomo II; Segunda Edición: Mc Graw Hill; México; 1996

$$q = C_h (T_1 - T_2) = C_c (t_2 - t_1) \quad (1.72)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a entrada o salida del intercambiador, respectivamente, y las literales T y t son empleadas para indicar las temperaturas caliente y fría, respectivamente.

1.4.2.3. Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

La transferencia de calor en un intercambiador puede ser determinado mediante la expresión:

$$Q = UA\Delta T_{ml} \quad (1.73)$$

Donde el término ΔT_{ml} se conoce como la diferencia de temperatura media logarítmica y puede ser calculada así:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (1.74)$$

Con:

$$\Delta T_1 = T_1 - t_1 \quad (1.75)$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_2 \quad (1.76)$$

1.4.2 INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO ALREDEDOR DE UN CILINDRO

Para la aplicación requerida se analiza este tipo de intercambiador en el cual, el movimiento del fluido es normal al eje de un cilindro circular como se muestra en la siguiente figura:

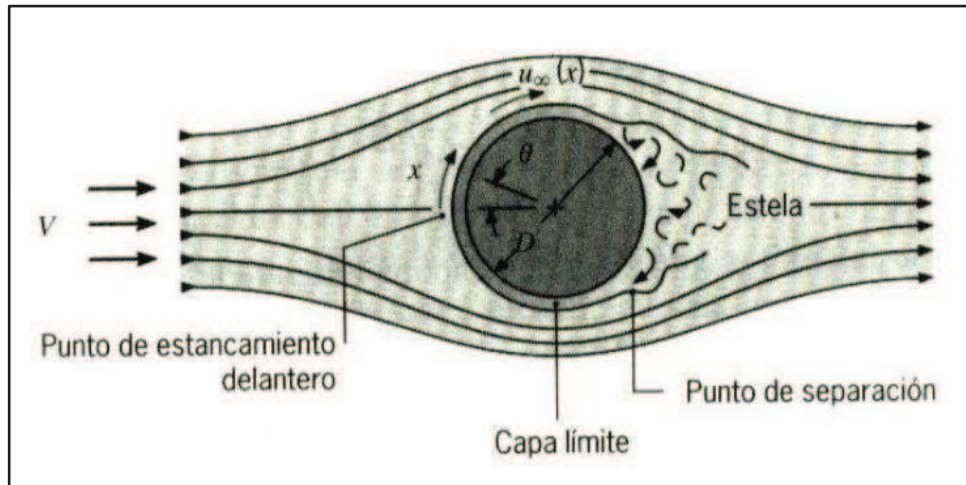


Figura 1. 33 Formación de la capa límite y separación sobre un cilindro circular en flujo cruzado⁴⁸

En el punto de estancamiento el fluido está en reposo y se eleva la presión. A medida que el flujo progresa a lo largo del frente del cilindro, la presión disminuye y en seguida aumenta a lo largo de la parte posterior del cilindro, dando como resultado, un incremento en la velocidad de corriente libre en el frente del cilindro y una disminución en la parte posterior.

Para determinar el Número de Nusselt en este tipo de transferencia de calor, existen algunas correlaciones experimentales en función de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl. Knudsen y Katz establecen para líquidos:⁴⁹

$$Nu_D = C \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3} \quad (1.77)$$

$$Re_D = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{u D}{\nu} \quad (1.78)$$

Donde:

ρ : densidad [Kg/m³]

u : velocidad de flujo [m/s]

⁴⁸ INCROPERA F.; "Fundamentos de Transferencia de Calor"; Prentice Hall; México; 1999.

⁴⁹ HOLMAN J. P.; "Transferencia de Calor"; Décima Edición; México; 1999.

D: diámetro del tubo [m]

μ : viscosidad dinámica [N.s/m²]

ν : viscosidad cinemática del fluido [m²/s]

Las propiedades del fluido se determinan a la temperatura de película que corresponde al promedio aritmético entre la temperatura del fluido y la superficie del cilindro.

$$T_{pel} = \frac{T_S + T_\infty}{2} \quad (1.79)$$

Donde:

T_{pel} : temperatura de película [K]

T_S : temperatura de la superficie del cilindro circular [K]

T_∞ : temperatura del fluido [K]

A partir del número de Nusselt se determina el coeficiente de convección medio a través de la siguiente expresión:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}.D}{k} \quad (1.80)$$

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL SISTEMA

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño y la construcción de un sistema de calentamiento de agua, con una capacidad de almacenamiento de 25 litros, a través de un Colector Solar con Tubos de Calor. Este sistema reduce los costos de consumo de combustible que la gran mayoría de personas utiliza para dicho propósito; además, se contribuye a la reducción de la emisión de gases de invernadero.

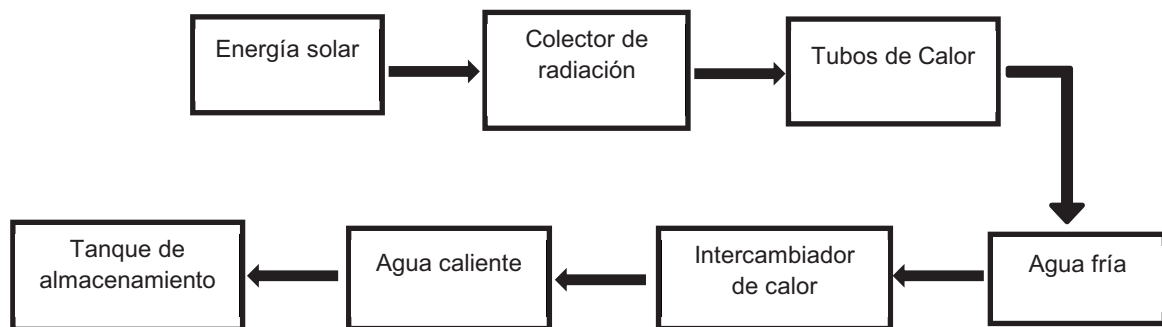


Figura 2. 1 Síntesis de un sistema de calentamiento de agua a través de un Colector Solar con Tubos de Calor

2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Para el diseño del sistema se toma en cuenta aspectos que permitan un desarrollo óptimo del prototipo y que se encuentran relacionados, y estos son:

2.2.1 ECONÓMICO – FINANCIEROS

Este tipo de colectores tienen un costo superior a los paneles solares planos y a calefones. Sin embargo, este prototipo se lo diseña de tal forma que su costo sea el menor posible para un futuro desarrollo. Cabe mencionar que, el costo de vida

útil de este colector es menor al de los dispositivos antes mencionados por lo que le convierte en una alternativa aceptable para el mercado.

2.2.2 FÍSICOS

Los colectores solares necesitan ser instalados en lugares donde estén expuestos directamente a la radiación solar y no en lugares cerrados. Estos dispositivos pueden ser instalados en terrazas o azoteas con un sistema auxiliar de bombeo de agua.

2.2.3 CONDICIONES AMBIENTALES

Las mejores condiciones ambientales son los días soleados, ya que permiten elevar la temperatura del agua fácilmente. En cambio, en días nublados y noches la radiación es menor y no se alcanza la temperatura requerida.

2.2.4 TECNOLÓGICOS

En el proceso de soldar los Tubos de Calor se debe conservar el vacío existente, siendo esta la actividad de construcción de mayor cuidado e importancia del prototipo.

La mecha que se utiliza no es de fácil disponibilidad en el mercado por lo que se debe recurrir a una adaptación.

Se considera que el tubo de cobre se coloca en el centro del tubo de vidrio, a fin de captar toda la energía solar en forma homogénea, aprovechando las propiedades ópticas del tubo de vidrio.

2.2.5 MATERIALES

La mecha, el Tubo de Calor y el fluido de trabajo deben ser compatibles químicamente de tal forma que no se deterioren y permitan una larga vida útil del prototipo.

2.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DEL SISTEMA

Para satisfacer los requerimientos funcionales se pretende diseñar y construir un prototipo de colector solar con Tubos de Calor que cumpla con las exigencias establecidas previamente, y estas son:

1. El colector solar debe calentar agua con una capacidad de almacenamiento de 25 litros.
2. El colector debe absorber la mayor radiación que oscila entre valores de 500 y 400 W/m².
3. Los Tubos de Calor deben transferir la máxima cantidad de calor que depende del área de la zona del condensador.
4. El intercambiador de calor debe receptor la energía de los Tubos de Calor y transferirla hacia el agua; la cual debe alcanzar una temperatura de uso aproximada de 45°C.
5. El colector debe ocupar un espacio físico máximo considerado de 2m².

2.4. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Para el diseño y la construcción del colector solar con Tubos de Calor se plantea diferentes alternativas, las cuales serán analizadas y calificadas sobre 10 puntos en base a los principales factores que intervienen al momento de seleccionar la mejor opción.

2.4.1 FACTORES A ANALIZAR

2.4.1.1 Duración o Vida Útil

Este es un factor importante que permitirá establecer ventajas o desventajas para un desarrollo posterior de esta tecnología.

2.4.1.2 Facilidad de Construcción

Este factor permite evaluar la dificultad de construcción de los elementos constitutivos del colector solar teniendo en cuenta la geometría de las piezas, tipo de material, habilidad de mano de obra y tiempo de construcción.

2.4.1.3 Facilidad de Montaje

Se debe tomar en cuenta el tipo de elementos que conforman el prototipo, ya que, de estos dependerá la facilidad y tiempo de montaje.

2.4.1.4 Mantenimiento

El tipo y la facilidad de brindar un mantenimiento al dispositivo es un factor que debe ser puesto en consideración para alargar el tiempo de vida útil.

2.4.1.5 Confiabilidad

Este es un factor que permite establecer el correcto funcionamiento del equipo en su etapa de operación; así como, determinar si el prototipo cumple y satisface los requerimientos para los cuales fue diseñado.

2.4.1.6 Costos

Este es uno de los factores más importantes en el diseño del conjunto ya que, si los costos de construcción, montaje y pruebas superan los presupuestados, se puede correr el riesgo de no terminar el proyecto; razón por la cual, se debe escoger los mejores elementos al menor costo y de mayor calidad posible.

2.4.1.7 Disponibilidad de Materiales en el Mercado

Para la fase de construcción del prototipo se hace necesario disponer de los materiales en el mercado nacional.

2.4.1.8 Seguridad

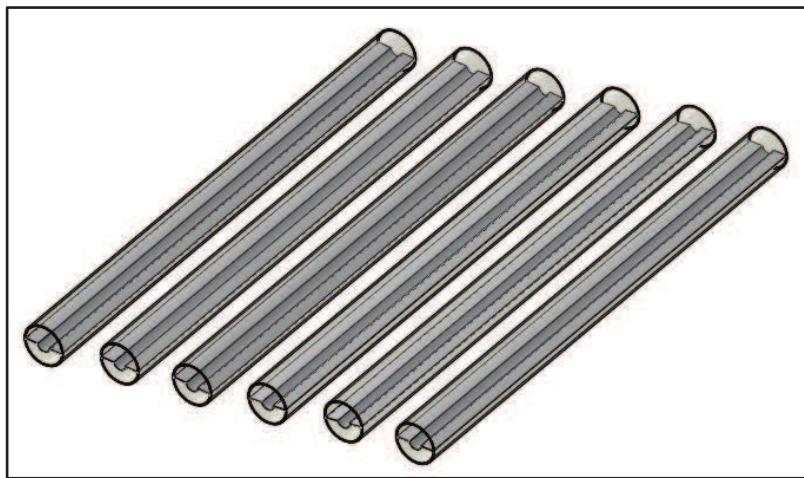
Este factor es ponderativo en el momento de seleccionar una alternativa, ya que, de este depende que las personas no sufran lesiones ni fracturas al operar la máquina.

2.4.2 SISTEMAS A ANALIZAR

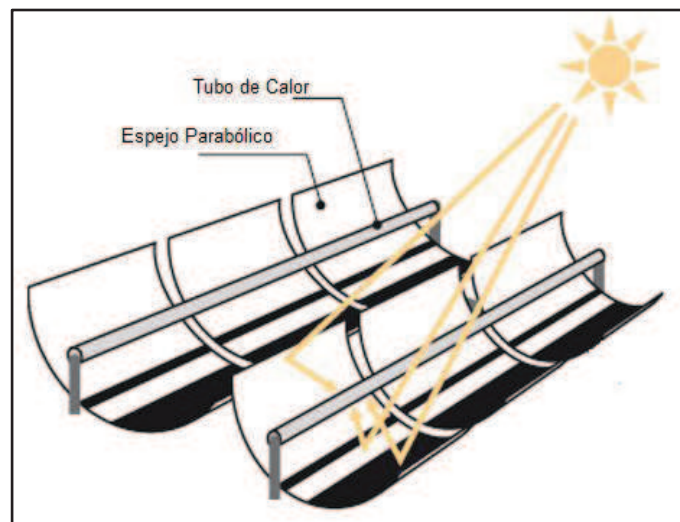
2.4.2.1 Sistema Colector de Radiación Solar

El sistema capta la mayor radiación proveniente del sol de tal forma que pueda evaporar el líquido que se encuentra en el interior de los Tubos de Calor. Para cumplir con el siguiente objetivo, se presentan las siguientes alternativas:

- A. Colector con Placa Metálica para absorción con cubierta protectora individual



- B. Colector con Espejo en forma parabólica para concentración de radiación.



En la siguiente tabla se describen las ventajas y desventajas de cada alternativa

Tabla 2. 1 Ventajas y Desventajas de las alternativas del Sistema Colector de Radiación Solar

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa A	<ul style="list-style-type: none"> • Captan tanto la radiación directa como la difusa • Facilidad de construcción • Facilidad de Montaje • Bajo Costo 	<ul style="list-style-type: none"> • Las temperaturas de aplicación llegan a los 80°C • Necesitan estar ubicados en lugares abiertos
Alternativa B	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura de operación entre 100 y 400°C. • Aplicaciones Industriales 	<ul style="list-style-type: none"> • Posee un mecanismo de seguimiento del sol. • Necesitan estar ubicados en lugares abiertos • Relativa dificultad de construcción.

En la Tabla 2. 2 se muestra la ponderación de las alternativas para el sistema colector de radiación.

Tabla 2. 2 Alternativas del Sistema Colector de Radiación Solar

Parámetros	A	B
Confiabilidad	10	10
Seguridad	9	9
Materiales	9	9
Construcción	10	8
Montaje	9	8
Mantenimiento	8	7
Costos	8	7
Vida Útil	8	8
TOTAL	71	66

De las dos opciones anteriores se escoge la alternativa A, que corresponde al sistema colector de radiación con placa metálica para absorción con cubierta protectora individual.

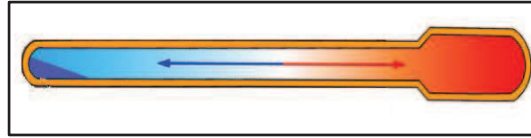
2.4.2.2 Tubos de Calor

Los Tubos de Calor se encargan de transferir calor al agua que circula por el intercambiador de calor. Son fabricados de distintos materiales y en su interior poseen el líquido de trabajo, el cual, se evapora y se condensa en el interior. Para este propósito, se presentan las siguientes alternativas:

A. Tubos de Calor con mecha capilar



B. Tubos de Calor sin mecha capilar



En la siguiente tabla se describen las ventajas y desventajas de cada alternativa

Tabla 2. 3 Ventajas y Desventajas de las alternativas de los Tubos de Calor

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa A	<ul style="list-style-type: none"> • Facilita el regreso del líquido condensado hacia el evaporador. • Después de ser instalados no necesitan mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> • Dificultad de montaje en el interior del tubo de calor. • Disponibilidad de materiales en el mercado
Alternativa B	<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad de construcción • Bajo Costo 	<ul style="list-style-type: none"> • Posible obstrucción del ciclo de funcionamiento.

En la Tabla 2. 4 se muestra la ponderación de las alternativas para el sistema colector de radiación.

Tabla 2. 4 Alternativas de Tubos de Calor

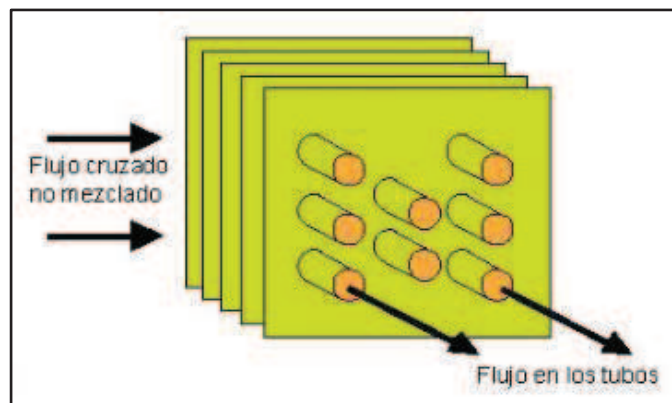
Parámetros	A	B
Confiabilidad	9	7
Seguridad	10	10
Materiales	8	8
Construcción	7	8
Montaje	7	8
Mantenimiento	9	9
Costos	7	8
Vida Útil	9	7
TOTAL	66	65

De la Tabla 2. 4 se escoge la alternativa A que corresponde a Tubos de Calor con mecha capilar.

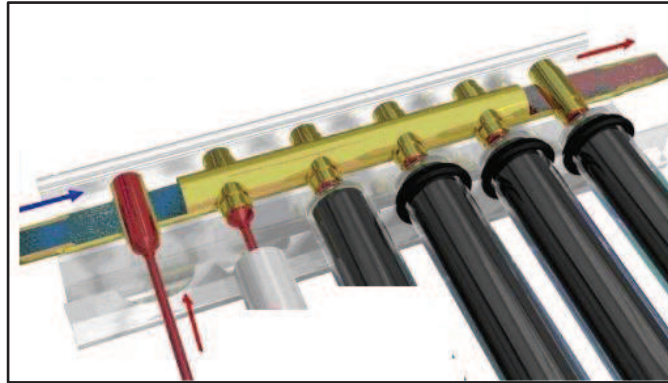
2.4.2.3 Intercambiador de Calor

Los intercambiadores reciben el calor de los Tubos de Calor y lo transmiten al agua, permitiendo que ésta eleve su temperatura, para lo cual se presentan las siguientes alternativas:

A. Banco de Tubos en flujo cruzado con aletas.



B. Intercambiador de Flujo Cruzado alrededor del Tubo de calor sin aletas



En la Tabla 2.5 se describen las ventajas y desventajas de cada alternativa

Tabla 2. 5 Ventajas y Desventajas de los Intercambiadores de Calor

ALTERNATIVAS	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa A	<ul style="list-style-type: none"> - Alta eficiencia de transferencia de calor. - Más ligero que intercambiador de calor de tubos - Mayor área de transferencia de calor - Capaz de soportar altas presiones 	<ul style="list-style-type: none"> - Podría causar obstrucción en las vías ya que son muy estrechas. - Difícil de limpiar las vías de los intercambiadores de fluidos.
Alternativa B	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil mantenimiento e instalación. - Equipo eficiente al momento de realizar la transferencia de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> - Presiones bajas - No tiene una gran área de transferencia de calor. - Eficiencia baja.

En la Tabla 2. 6 se muestra la ponderación de las alternativas para los Intercambiadores de Calor.

Tabla 2. 6 Alternativas de los Intercambiadores de Calor

Parámetros	A	B
Confiabilidad	10	10
Seguridad	8	8
Materiales	10	10
Construcción	8	10
Montaje	9	10
Mantenimiento	9	10
Costos	10	9
Vida Útil	8	8
TOTAL	72	75

De las dos opciones anteriores se escoge la alternativa B, que corresponde a un Intercambiador de Flujo Cruzado alrededor del Tubo de Calor sin aletas.

2.4.2.4 Estructura

La estructura soporta los Tubos de Calor que se encuentran inclinados y podrá ser regulada para distintas inclinaciones en el momento de su instalación. Además, tiene soportes en sus bases para que se apoyen los Tubos de Calor y en la parte superior, posee ajustes que soportan y sostienen al intercambiador de calor.

2.4.2.5 Tanque de almacenamiento y red de tubería

El tanque almacena 25 litros de agua a la salida del intercambiador de calor y será de chapa metálica y revestido de un material aislante que tendrá una carcasa protectora.

La red de tubería transportará el agua desde la red pública hasta el tanque de almacenamiento, teniendo dos etapas. La primera que es hasta la entrada del intercambiador sin aislante y la segunda que va hasta el tanque de almacenamiento.

2.5 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

El prototipo de colector solar estará constituido de los siguientes sistemas principales:

Sistema Colector de Radiación Solar

Para este sistema la mejor alternativa es la utilización de un colector de placa metálica con cubierta protectora ya que presenta una relativa facilidad de construcción con un bajo costo. Además, dicha cubierta es de forma tubular e individual para cada tubo, lo cual facilita el reemplazo de alguna de ellas si llegaran a fracturarse por posibles impactos desde el exterior.

Tubos de Calor

La alternativa escogida son Tubos de Calor con mecha capilar en su interior. Esta opción permite que el líquido condensado regrese con mayor facilidad hacia la zona del evaporador; sin embargo, se debe tener en cuenta que, el material de la mecha sea compatible con el fluido de trabajo para evitar el deterioro de la misma.

Intercambiador de Calor

La alternativa que se escogió es la de un Intercambiador de Flujo Cruzado alrededor del Tubo de Calor sin aletas, ya que al ser un prototipo, permitirá realizar varios ajustes en el momento de su instalación y calibración, aprovechando todas sus ventajas mencionadas anteriormente.

Estructura de Soporte

La estructura debe cumplir con la función de soportar todos los sistemas y elementos del prototipo; para lo cual, se escogió una estructura metálica de bajo costo en el mercado.

Tanque de almacenamiento y red de tubería

La alternativa seleccionada para el tanque es de chapa metálica debido a la fácil construcción que presenta y disponibilidad en el mercado.

La tubería será de cobre ya que presenta las propiedades ideales para soportar los cambios de temperatura y brinda rigidez al sistema de transporte de agua.

2.6 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR

Una vez seleccionados los sistemas que forman parte del prototipo, se plantea las siguientes características de funcionamiento.

El colector consta de Tubos de Calor que captan la radiación solar a través de una placa metálica. Estos tubos se encuentran protegidos individualmente con una cubierta tubular transparente que permite el paso de los rayos solares. El conjunto tubo de cobre - cubierta descansa sobre una estructura a un ángulo determinado.

El intercambiador de calor contiene en su interior a los Tubos de Calor (zona del condensador); éste recibirá el agua de la red pública y la calentará conforme atraviese el cabezal de agua que se encuentra en su interior. Además, posee un aislante térmico en su interior para evitar pérdidas de calor excesivas.

Las tuberías de entrada y salida son rígidas a fin de dar estabilidad al sistema y será soportado en la parte superior por la estructura.

Finalmente, el agua caliente que sale del intercambiador será acumulada en un tanque de almacenamiento para su uso posterior.

Con la descripción general del prototipo se presenta en la Figura 2.2 un esquema con sus elementos constitutivos; así:

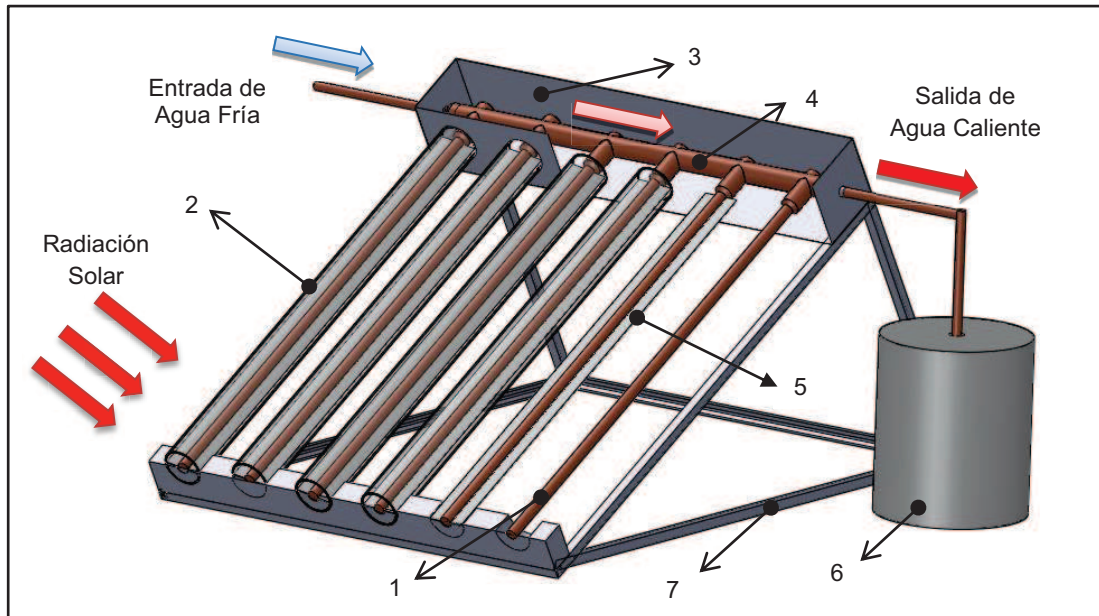


Figura 2. 2 Esquema del Prototipo de Colector Solar con Tubos de Calor

Donde:

1. Tubo de Calor protegido
2. Cubierta individual transparente
3. Intercambiador de Calor
4. Cabezal de agua fría y caliente
5. Placa metálica colectora
6. Tanque de almacenamiento
7. Estructura de soporte

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA Y SUS COMPONENTES

3.1 INTRODUCCIÓN

El prototipo de Colector solar con Tubos de Calor está dividido en cinco sistemas:

- a) Colector de radiación solar
- b) Tubos de Calor
- c) Intercambiador de calor
- d) Estructura de soporte
- e) Tanque de almacenamiento y red de tubería.

3.2 COLECTOR DE RADIACIÓN SOLAR

Para el diseño se toma en cuenta las condiciones de operación a las cuales va a estar expuesto como: condiciones climáticas, cantidad de radiación y ubicación geográfica. Estos factores determinan el tipo de material empleado así como el mantenimiento requerido.

3.2.1 CAPACIDAD DEL COLECTOR

Se estima que el consumo diario de agua caliente para un hogar de cinco personas es de 150 litros. En el presente proyecto, el colector es diseñado con una capacidad de almacenamiento de 25 litros, que es valor de consumo diario por persona.

3.2.2 DETERMINACIÓN DEL VALOR DE RADIACIÓN SOLAR

El prototipo a construirse estará ubicado en la ciudad de Quito, por lo que se utilizan los valores de radiación global (directa y difusa), que se encuentran en el Atlas solar del Ecuador publicado por el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI).

Tabla 3. 1 Valores de la Radiación Global Promedio en el Ecuador.

Radiación Global Mínima [Wh/m ² /día]	Radiación Global Máxima [Wh/m ² /día]	Radiación Global Promedio [Wh/m ² /día]
4950	5100	5025

De acuerdo al atlas, la ciudad de Quito está expuesta a una radiación global que varía entre los valores de 5100 y 4950 [Wh/ (m².día)]. En promedio, la radiación global es de 5000 W-h/ (m².día).

3.2.3 RADIACIÓN SOLAR DIARIA

Para un diseño conservador se toma el valor mínimo promedio de radiación difusa y directa del atlas del INAMHI de 4000W-h / (m².día). Además, si las horas de brillo del sol son desde las nueve de la mañana (9am) hasta las tres de la tarde (3pm) entonces la radiación solar diaria es aproximadamente de 600W/m². A partir de éste valor se calcula la radiación absorbida por la placa colectora.

3.2.4 COMPONENTES DEL COLECTOR DE RADIACIÓN

3.2.4.1 Cubierta Protectora

La conversión de energía proveniente del sol en energía térmica lleva asociadas pérdidas por radiación, conducción y convección; por esta razón, se debe utilizar una cubierta transparente y de un espesor mínimo que brinde a su vez protección a los Tubos de Calor.

A continuación se muestra una tabla con los rangos de temperaturas de los colectores solares con distintas cubiertas así como la eficiencia óptica y el coeficiente total de pérdidas.

Tabla 3. 2 Parámetros característicos para colectores solares con Tubos de Calor⁵⁰

COLECTOR	RANGO T (°C)	η_0	U_L (w/°C·m ²)
Sin cubierta	10-40	0.9	15-25
Cubierta simple	10-60	0.8	7
Cubierta doble	10-80	0.65	5
Superficie selectiva	10-80	0.8	5
Tubos de vacío	10-130	0.70	2

La eficiencia óptica indica qué porcentaje de los rayos solares penetran en la cubierta transparente del colector (transmisividad) e inciden sobre la placa colectora, cuyo valor depende de las propiedades de radiación de los materiales.

De la tabla anterior se escoge un colector con tubos de vacío (cubierta transparente sometida a un vacío), ya que presenta un coeficiente global de pérdidas de calor menor que los anteriores.

Además, ésta cubierta debe tener una alta transmisividad, resistencia a la intemperie y de bajo costo. Las propiedades de los materiales se encuentran en el ANEXO 1.

3.2.4.2 Placa Colectora

La placa tiene una configuración para cada Tubo de Calor como se muestra en la siguiente figura:

⁵⁰ www.censolar.com

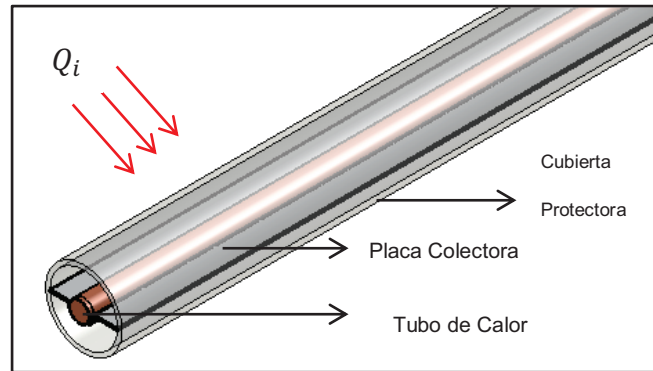


Figura 3. 1 Esquema Placa Colectora – Tubo de Calor

El área del colector depende del diámetro interior del tubo transparente de vacío; por ésta razón, se debe maximizar dicho diámetro tomando en cuenta el costo y la resistencia a las condiciones climáticas extremas.

Los materiales que se utilizan para la placa son: aluminio, acero, cobre o latón, cuyas propiedades constan en el ANEXO 2. De éstos, se escoge el aluminio por tener un alto valor de difusividad térmica y disponibilidad en el mercado.

3.2.4.2.1 Calor absorbido por la placa

De la Figura 3. 1 se puede plantear el siguiente balance energético:

$$Q_{\text{útil}} = Q_a - Q_{\text{Perd}} \quad (3. 1)$$

El calor absorbido por la placa se calcula con:

$$Q_a = (\tau\alpha)Q_i \quad (3. 2)$$

El calor de pérdidas se determina con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{Perd}} = U_{\text{perd,total}}(T_{\text{placa}} - T_a) \quad (3. 3)$$

Donde el calor útil queda expresado de la siguiente forma:

$$Q_{\text{útil}} = (\tau\alpha)Q_i - U_{\text{perd,total}}(T_{\text{placa}} - T_a) \quad (3. 4)$$

El calor incidente se determina a través de la expresión:

$$Q_i = I \cdot \cos(\theta) \quad (3.5)$$

Para el determinar las pérdidas de calor se mide la temperatura de la placa a través de la exposición de una de aluminio. La temperatura medida después de una hora de exposición directa al sol es de 60°C.

Igualmente se procede a tomar valores de las temperaturas de la cubierta y del ambiente en el mismo lapso de tiempo.

Tabla 3. 3 Datos de entrada para el cálculo de las pérdidas térmicas del colector

NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de la placa	T_{placa}	60	°C
Temperatura del ambiente	T_a	20	°C
Temperatura de la cubierta	T_{cub}	35	°C
Transmisividad de la cubierta	τ	0,91	-
Absortividad de la placa	α	0,9	-
Coefficiente de conducción cubierta (acrílico)	k_{cub}	0,19	W/(m.K)
Coefficiente de convección aire (a 20 °C)	h_a	15,2	W/(m ² .K)
Coefficiente conducción placa (aluminio)	k_{placa}	209	W/(m.K)
Coefficiente conducción aislante (poliuretano)	k_{aisl}	0,028	W/(m.K)
Flujo de calor Incidente	Q_i	600	W/m ²
Espesor cubierta	e_{cub}	0,003	m

Así mismo, de la Figura 3. 1 se plantea las resistencias térmicas presentes en el colector en el siguiente esquema.

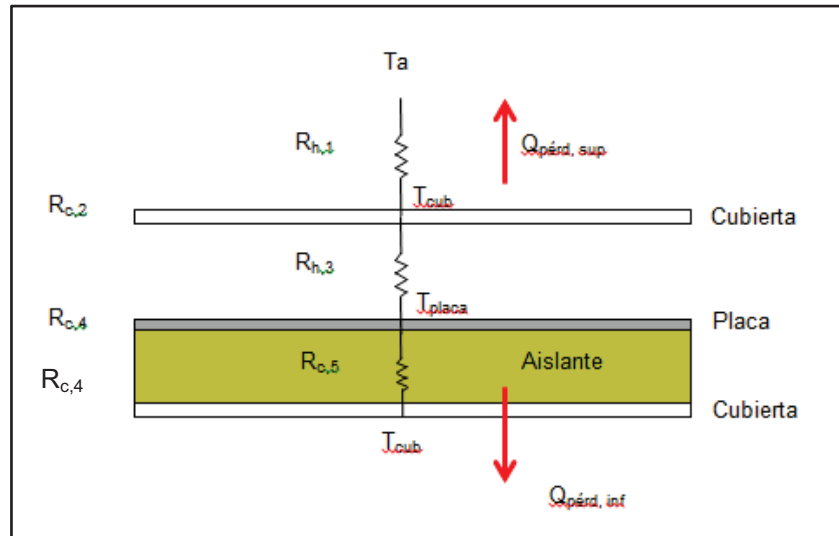


Figura 3. 2 Diagrama de resistencias térmicas en el colector solar

El coeficiente total de pérdidas se calcula con la siguiente ecuación:

$$U_{\text{perd,total}} = U_{\text{perd,sup}} + U_{\text{perd,inf}} \quad (3. 6)$$

El coeficiente de pérdidas en la parte inferior se define como:

$$U_{\text{perd,inf}} = \frac{1}{R_{c,5}} = \frac{k_{\text{aisl}}}{e_{\text{aisl}}} \quad (3. 7)$$

El coeficiente de pérdidas en la parte superior se define como:

$$U_{\text{perd,sup}} = \frac{1}{R_{h,1} + R_{c,2} + R_{h,3} + R_{c,4}} \quad (3. 8)$$

Con:

$$R_{h,1} = \frac{1}{h_a} \quad (3. 9)$$

$$R_{c,2} = \frac{e_{\text{cub}}}{k_{\text{cub}}} \quad (3. 10)$$

$$R_{h,3} = \frac{1}{h_a} \quad (3. 11)$$

$$R_{c,4} = \frac{e_{\text{placa}}}{k_{\text{placa}}} \quad (3. 12)$$

Para el coeficiente de convección entre la cubierta y el aire a 20 °C se asume el fenómeno de convección forzada y se calcula mediante la expresión:⁵¹

$$h_a = 5,7 + 3,8V \quad (3. 13)$$

Donde V es la velocidad del aire y para la ciudad de Quito se estima un promedio de 2,5 m/s.

Tabla 3. 4 Datos calculados del Colector Solar

DATOS CALCULADOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Coefficiente de convección aire (a 20 °C)	h_a	15,2	W/(m ² .K)
Resistencia convección cubierta -aire	$R_{h,1}$	0,065	(m ² .K)/W
Resistencia conducción cubierta	$R_{c,2}$	0,015	(m ² .K)/W
Resistencia convección placa - aire	$R_{h,3}$	0,13	(m ² .K)/W
Resistencia conducción placa	$R_{c,4}$	3 x 10-6	(m ² .K)/W
Coefficiente total de pérdidas	$U_{perd,total}$	5,66	W/(m ² .K)
Coefficiente de pérdidas en la parte inferior	$U_{perd,inf}$	0,9	W/(m ² .K)
Coefficiente de pérdidas en la parte superior	$U_{perd,sup}$	4,76	W/(m ² .K)
Velocidad del aire	V	2,5	m/s
Flujo de calor por pérdidas	Q_{perd}	226,4	W/m ²
Flujo de calor absorbido	Q_a	491,4	W/m ²

El coeficiente global de pérdidas de transferencia de calor es aproximado a los valores que se presentaron en la Tabla 3. 2.

3.2.5 EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

La eficiencia térmica del colector se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_i} = (\tau \cdot \alpha) - \frac{U_{\text{pérd,total}}(T_{\text{placa}} - T_a)}{Q_i} \quad (3. 14)$$

⁵¹ PARIS Y OTROS; 1980

$$\eta = (0,9 \times 0,91) - \frac{5,66[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})](333 - 293)[\text{K}]}{600[\text{W}/\text{m}^2]}$$

$$\eta = 44,17\%$$

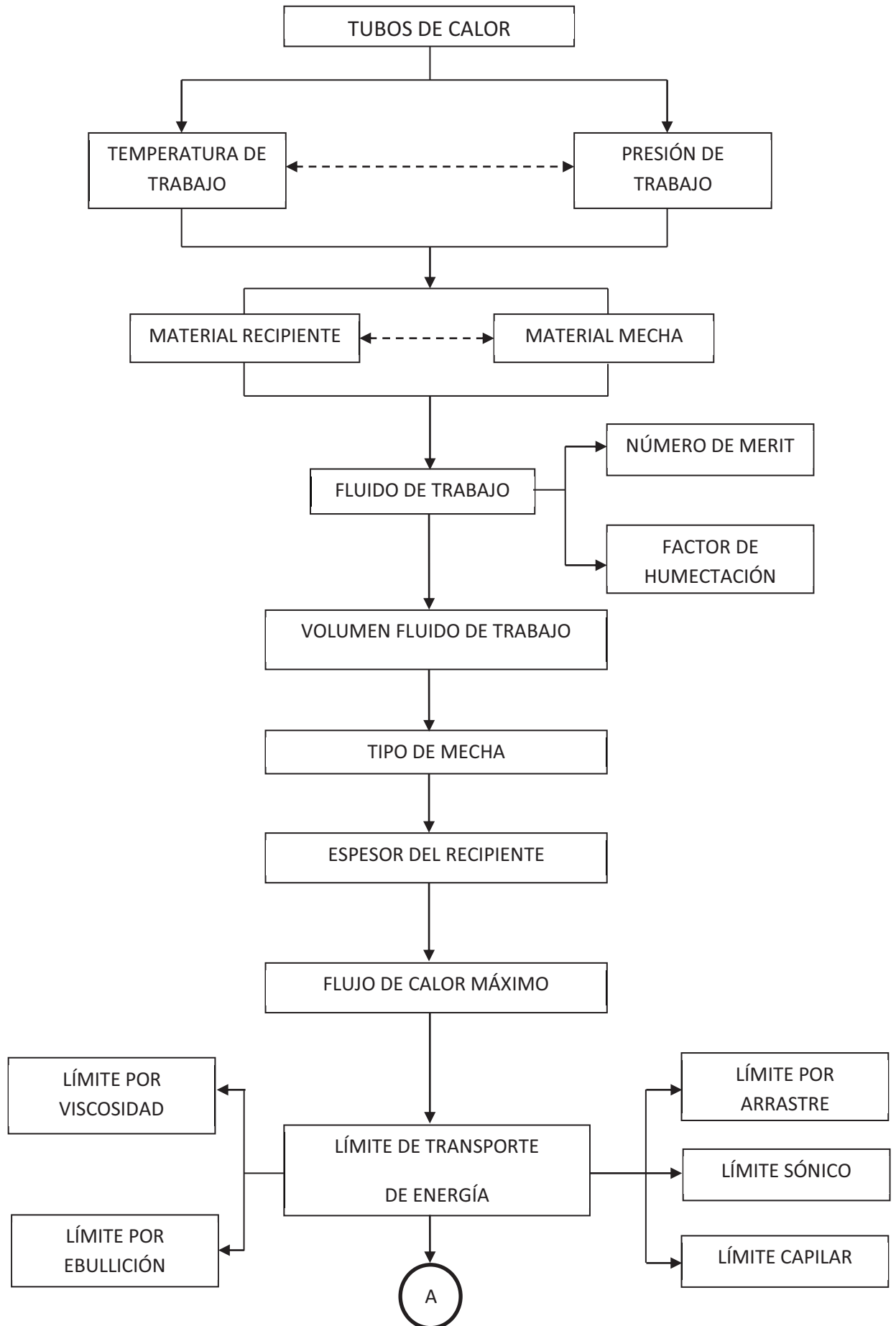
3.3 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DE LOS TUBOS DE CALOR

Para diseñar los Tubos de Calor se debe seguir los siguientes pasos:⁵²

- Seleccionar los materiales del recipiente y de la mecha capilar con el mejor fluido de trabajo teniendo en cuenta las siguientes propiedades: Temperatura de trabajo, presión de trabajo, humectación, manipulación y pureza.
- Examinar los diferentes tipos de mechas que pueden ser utilizadas así como su disponibilidad en el mercado.
- Determinar las dimensiones de la mecha capilar
- Examinar las resistencias radiales al flujo de calor.
- Examinar el balance total de presiones en todo el Tubo de Calor, de manera que cumpla el principio básico del balance de presiones para su funcionamiento.

A continuación se presenta un esquema de la secuencia que se debe seguir para diseñar los Tubos de Calor.

⁵² CAMACHO, 2002



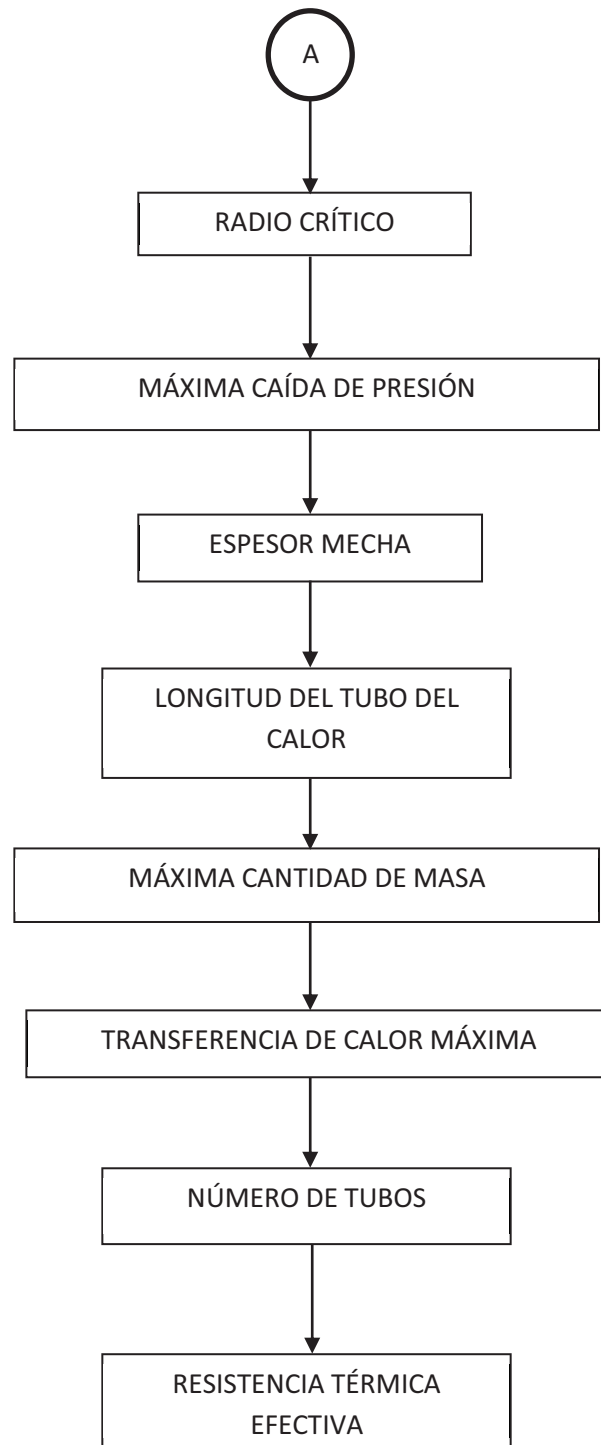


Figura 3. 3 Esquema sistemático para el diseño de un Tubo de Calor

3.3.1 TEMPERATURA Y PRESIÓN DE TRABAJO

Para colectores solares el rango de temperatura de operación oscila entre 80°C y 100°C., de los cuales se utiliza el mayor valor para el diseño. Por lo tanto, ésta aplicación sugiere según la Tabla 1. 2, que se pueden utilizar los siguientes fluidos: metanol, etanol o agua.

Luego, se analizan los valores del número de Merit y el factor de humectación a la temperatura de 100°C y con la correspondiente presión del vapor para cada uno de los fluidos de trabajo.

3.3.2 FLUIDO DE TRABAJO

Para escoger el mejor fluido se deben tomar en cuenta los siguientes factores: temperatura de operación, presión de trabajo, humectación, manipulación, pureza y disponibilidad.

Como se dijo anteriormente los fluidos considerados son: metanol, etanol y agua. A continuación se evalúa el número de Merit:

$$Me = \frac{\rho_l \cdot y_l \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (3. 15)$$

Mientras más alto es el número de Merit, mejor será el comportamiento del fluido de trabajo en la aplicación deseada.

Tabla 3. 5 Número de Merit del agua, etanol y metanol evaluados a la temperatura de T=100°C.

Fluido	Número de Merit [KW/m ²] (T=100°C)
Agua	4,52E+08
Etanol	3,50E+07
Metanol	5,61E+07

También se debe considerar el factor de humectación del fluido con la mecha capilar, mediante la ecuación:

$$Fh = \frac{\gamma_l}{\rho_l} \quad (3.16)$$

Igualmente, mientras mayor sea este factor, mejor será el desempeño del fluido en una determinada aplicación, debido a que el transporte del fluido por la mecha será más eficiente.

Tabla 3. 6 Factor de Humectación del agua, metanol y etanol.

Fluido	Factor de Humectación [m^3/s^2] ($T=100^\circ C$)
Agua	6,15E-05
Etanol	2,75E-05
Metanol	2,18E-05

Como se puede observar en la Tabla 3. 5 y Tabla 3. 6, el fluido de trabajo que presenta mayor número de Merit y Factor de Humectación es el agua, por lo tanto, se trabajará con este fluido para el diseño y análisis de los Tubos de Calor. Además, este fluido tiene la ventaja de ser accesible en el mercado y de fácil manipulación.

3.3.3 COMPATIBILIDAD DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE Y LA MECHA CON EL FLUIDO DE TRABAJO

Una vez escogido el fluido de trabajo se debe escoger el material del contenedor y la mecha que sean compatibles con éste. En la Tabla 1. 2 se recomienda que el material más compatible con el agua sea el cobre y el acero inoxidable. De los dos, se escoge el cobre por su costo relativamente bajo y su disponibilidad en el mercado.

Con los materiales seleccionados y los datos de entrada que se presentan en las siguientes tablas, se procede a realizar los cálculos en el orden que se muestra en la figura Figura 3. 3.

Tabla 3. 7 Datos energéticos de entrada

DATOS ENERGÉTICOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de operación del tubo (evaporador)	Te	373	K
Calor de entrada en el evaporador	Qe	32	W

Tabla 3. 8 Datos de entrada de la geometría del Tubo de Calor

GEOMETRÍA DEL TUBO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Longitud del evaporador	Le	0.90	m
Longitud del condensador	Lc	0,10	m
Longitud zona adiabática	La	0	m
Ángulo de inclinación del tubo	θ	30	°
Radio interno del Tubo	$r_{p,int}$	0,0135	m
Radio externo del Tubo	$r_{p,ext}$	0,016	m
Longitud total del Tubo de Calor	L	1,00	m

Tabla 3. 9 Datos de entrada de la geometría de la mecha

GEOMETRÍA DE LA MECHA (Tipo Malla)	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Porosidad	ϵ	48	%
Permeabilidad	K	8×10^{-8}	m^2
Espesor de la mecha	e_w	0,002	m
Diámetro del alambre de malla	$D_{al,w}$	0,0004	m
Diámetro de la mecha	D_w	0.0125	m
Mesh de la malla	N	20	-

3.3.4 VOLUMEN DE FLUIDO DE TRABAJO

Este es un factor muy importante ya que determina la cantidad del flujo de calor en los tubos.

El contenedor debe exceder ligeramente la capacidad necesaria para llenar y saturar los espacios vacíos de la mecha. Una cantidad excesiva causará que el condensador se encuentre lleno de líquido condensado y se limitará la zona de condensación y por consiguiente, la capacidad de transferencia de calor.

Para Tubos de Calor con mecha, Bezrodnyi y Alekseenko proponen:

$$V_l > 0,001 D^2(L_a + L_c) + A_w \cdot L_e \cdot \varepsilon \quad (3. 17)$$

Con la expresión anterior se deben asumir valores para las longitudes del evaporador, la zona adiabática y el condensador, así como el diámetro de la tubería y el espesor de la mecha.

Para los valores que dependen de la geometría de la mecha, se toma en cuenta que se adapta la mecha capilar a través de las mallas de acero inoxidable disponibles en el mercado.

Tabla 3. 10 Valores de entrada para cálculo del volumen del fluido de trabajo

NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Longitud evaporador	Le	900	mm
Longitud zona adiabática	La	0	mm
Longitud condensador	Lc	100	mm
Diámetro interno del tubo	$D_{P,int}$	13,5	mm
Porosidad de la mecha	ε	48	%
Área transversal de la mecha	A_w	44	mm ²
Volumen del líquido	V_l	17	cm ³ ó ml.

De este valor calculado se procede a incrementar en un 20 % para asegurar que el fluido de trabajo moje la mecha capilar.

3.3.5 TIPO DE MECHA CAPILAR

En el mercado no se disponen de estas estructuras capilares por lo que se procede a adaptar una malla de acero inoxidable estándar.

La adaptación puede ser considerada como una mecha tipo malla como se puede observar en la siguiente figura:

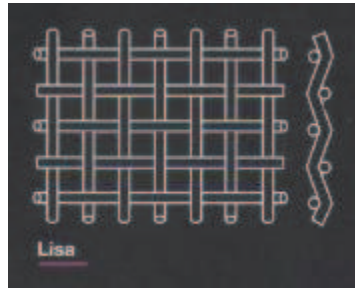


Figura 3. 4 Malla metálica de acero inoxidable para adaptar a la mecha capilar

La porosidad de la mecha puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1,05 \cdot \pi \cdot N \cdot D_w}{4} \quad (3. 18)$$

Para los cálculos posteriores se toman en cuenta que a medida que disminuye la abertura de la malla, aumenta la presión capilar; y así, el Tubo de Calor operará exitosamente.

Las especificaciones de las mallas constan en el ANEXO 3.

3.3.6 ESPESOR MÍNIMO DE LA PARED DEL TUBO

El espesor se puede determinar mediante la siguiente expresión⁵³:

$$e_w = \frac{P_v \cdot r_{w \text{ ext}}}{S_p} \cdot FS + a \quad (3. 19)$$

Tabla 3. 11 Valores de entrada para el cálculo del espesor de la pared del tubo

NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Presión de vapor	P _v	101.33	kPa
Radio externo del tubo	r _{p ex}	16	mm
Resistencia del material	S _p	210	MPa
Profundidad del canal	a	0	mm
Factor de seguridad	FS	3	-
Espesor de la pared	e _p	0,02	mm

⁵³ CAMACHO; 2002

3.3.7 FLUJO DE CALOR MÁXIMO PARA EL ARRANQUE DEL TUBO

El ingreso de calor durante el arranque debe garantizar que la mecha no se seque. Éste se puede calcular mediante la ecuación:

$$Q_{\text{máx}} = 0.4 \pi r_c^2 0.73 \lambda (P_v \rho_v)^{1/2} \quad (3.20)$$

El radio capilar puede ser determinado a través de la siguiente expresión⁵⁴:

$$r_c = \frac{w+d}{2} = \frac{1}{2N} \quad (3.21)$$

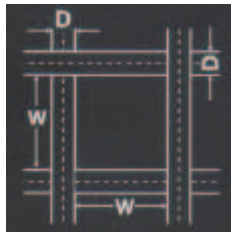


Figura 3. 5 Esquema de las dimensiones de la mecha tipo malla.

3.3.8 LÍMITES DE TRANSPORTE DE ENERGÍA

3.3.8.1 Límite por viscosidad

Éste límite se evalúa a la temperatura de la fuente fría debido a que las fuerzas viscosas son mayores a bajas temperaturas⁵⁵.

$$Q_{\text{visc}} = \frac{A_e r_v^2 \rho_v \lambda P_v}{16 \mu_v l_{\text{ef}}} \quad (3.22)$$

La longitud efectiva del Tubo de Calor se calcula mediante la expresión:

$$l_{\text{ef}} = \frac{L_e + L_c}{2} \quad (3.23)$$

⁵⁴ KREITH; F; Manual del Ingeniero Mecánico; 1999.

⁵⁵ KREITH; F; Manual del Ingeniero Mecánico; 1999.

3.3.8.2 Límite sónico

Se debe evaluar el flujo de calor a la temperatura baja de operación con la siguiente ecuación experimental:

$$Q_{\text{són}} = 0,474 \cdot \lambda (\rho_v \cdot P_v)^{1/2} \quad (3.24)$$

3.3.8.3 Límite por arrastre

Éste límite se evalúa a la temperatura alta de operación del tubo con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{arr}} = \sqrt{\frac{2\pi\gamma_1\rho_v\lambda^2}{z}} \quad (3.25)$$

3.3.8.4 Límite por ebullición

Éste límite evalúa la capacidad del fluido de trabajo para soportar el sobrecalentamiento, a la temperatura de operación más alta.⁵⁶

$$Q_{\text{ebull}} = \frac{4\pi \cdot L_{\text{ef}} \cdot k_{\text{ef}} \cdot T_v \cdot \gamma_1}{\lambda \cdot \rho_l \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{p,int}}}{r_v}\right)} \cdot \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_c}\right) \quad (3.26)$$

3.3.8.5 Límite capilar

En el diseño de los Tubos de Calor es el de mayor importancia y puede ser calculado mediante la siguiente expresión⁵⁷:

$$Q_c = \left[\frac{\rho_l \cdot \gamma_1 \cdot \lambda}{\mu_l} \right] \left[\frac{A_w \cdot K}{L_{\text{ef}}} \right] \left[\frac{2}{r_c} - \frac{\rho_l}{\gamma_1} \cdot g \cdot L \cdot \cos \theta \right] \quad (3.27)$$

Para que el Tubo de Calor opere adecuadamente se debe cumplir la siguiente condición:

$$\Delta P_{\text{cmáx}} > \Delta P_I + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (3.28)$$

⁵⁶ KREITH; 1999.

⁵⁷ KREITH; F; Manual del Ingeniero Mecánico; 1999.

La variación de la presión capilar puede ser calculada de la siguiente forma:

$$\Delta P_{c\text{máx}} = \frac{2\gamma}{r_c} \quad (3. 29)$$

La caída de presión del líquido puede ser determinado así:

$$\Delta P_l = \frac{\mu \cdot L_{\text{eff}} \cdot m}{\rho \cdot K \cdot A_w} \quad (3. 30)$$

La diferencia de presión gravitacional debido a la posición del evaporador y del condensador en el Tubo de Calor se calcula mediante la expresión:

$$\Delta P_g = \rho_l g \cdot L \cdot \text{sen}\theta \quad (3. 31)$$

Finalmente la caída de presión del vapor se determina mediante la siguiente ecuación⁵⁸:

$$\Delta P_v = - \frac{4 \cdot \mu_v \cdot L \cdot Q_e}{\pi \cdot \rho_v \cdot r_w^4 \cdot \lambda} \quad (3. 32)$$

A continuación se resume los valores obtenidos que determinan el funcionamiento del Tubo de Calor.

3.3.9 RADIO CRÍTICO

El radio capilar es inversamente proporcional a la caída de presión del líquido, por lo que se determina con la siguiente expresión:

$$r_c = \frac{b \cdot \mu_l \cdot L \cdot Q_e}{4 \cdot \pi \cdot (r_w^2 - r_v^2) \rho_l \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot \cos \alpha} \quad (3. 33)$$

3.3.10 CAÍDA DE PRESIÓN MÁXIMA

La diferencia máxima de presión entre el vapor y el líquido que puede soportar la mecha capilar debido a la tensión superficial se calcula mediante la expresión:

$$\Delta P_c = \frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} = \rho \cdot g \cdot h \quad (3. 34)$$

⁵⁸ KREITH; 1999.

3.3.11 ESPESOR DE LA MECHA CAPILAR

Conociendo la cantidad de calor a transportar se puede determinar el espesor de la mecha capilar, conociendo también previamente el espesor del tubo, así:

$$Q_{23} = -2\pi \cdot \kappa_{23} \cdot L_e \cdot \left[\frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \right] \quad (3. 35)$$

3.3.12 LONGITUD MÁXIMA DEL TUBO DE CALOR

Se determina a través de la siguiente expresión:

$$L_{\text{máx}} \sin(\theta) = \frac{2 \cdot \gamma \cdot \cos \alpha}{\rho_l \cdot g \cdot r_c} \quad (3. 36)$$

3.3.13 MÁXIMA CANTIDAD DE CALOR Y MASA A TRANSPORTAR

Se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{máx}} = \dot{m}_{\text{máx}} \cdot \lambda \quad (3. 37)$$

Y la máxima cantidad de masa se determina mediante la ecuación:

$$\dot{m}_{\text{máx}} = \left(\frac{\rho_l K A_w}{\mu_l L} \right) \left(\frac{2\gamma \cos \alpha}{r_c} - \rho_l g L \sin \theta \right) \quad (3. 38)$$

3.3.14 NÚMERO DE TUBOS DE CALOR

Si al calcular la cantidad de masa necesaria para transportar el calor total requerido, ésta es mayor a la cantidad de masa que se puede transportar en un Tubo de Calor, entonces se deben utilizar varios de éstos mediante un arreglo matricial, mediante la siguiente expresión:

$$\# \text{ de tubos} = \frac{m_{\text{máx}}}{m_{\text{tubo}}} \quad (3. 39)$$

Se estima que 6 Tubos de Calor pueden elevar la temperatura del agua que pasa alrededor del área del condensador.

3.3.15 RESISTENCIA TÉRMICA EFECTIVA

La diferencia de temperatura entre la superficie externa del evaporador y el condensador puede ser determinada mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T = R_{ef} \cdot Q_e \quad (3.40)$$

Según Peterson (1994), la resistencia térmica efectiva o total puede ser aproximada así:

$$R_{ef} = R_1 + R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (3.41)$$

Con

$$k_{ef} = \frac{L}{R_{ef} \cdot A_p} \quad (3.42)$$

Para calcular la diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador, se toma en cuenta una pérdida aproximada del 30% respecto a la variación teórica de 20°C.

Tabla 3. 12 Datos calculados para el Tubo de Calor

DATOS CALCULADOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Caída de presión del líquido	ΔP_l	$5,158 \times 10^{-6}$	Pa
Caída de presión hidrostática	ΔP_g	4742	Pa
Caída de presión del vapor	ΔP_v	0,01847	Pa
Caída de presión por acción capilar	ΔP_c	$2,44 \times 10^8$	Pa
Temperatura del evaporador	T_e	373	K
Longitud total del tubo	L	1,0	m
Longitud Efectiva del Tubo	L_{eff}	0,50	m
Espesor de la pared	e_p	0,02	mm
Volumen del líquido	V_l	17	ml
Área del flujo de vapor	A_v	0,0004722	m ²
Flujo másico de transporte	\dot{m}	0,00001465	Kg/s
Velocidad del vapor	u	0,05	m/s
Número de Reynolds axial del vapor	$Re_{v,x}$	6,33	-
Radio Capilar	r_c	0,000435	m
Diferencia de temperatura Evaporador-Condensador	ΔT	14	°
Límite de viscosidad	Q_{visc}	2788252	W

DATOS CALCULADOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Límite sónico	$Q_{són}$	252008	W
Límite por arrastre	Q_{arr}	24678	W
Límite por ebullición	Q_{ebull}	0,02	W
Límite capilar	Q_c	41993	W

De los datos calculados se pudo comprobar la siguiente expresión:

$$\Delta P_c > \Delta P_I + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (3.43)$$

Por lo tanto, el Tubo de Calor operará adecuadamente con los datos de entrada previamente seleccionados.

Tabla 3. 13 Resistencias térmicas en el Tubo de Calor

DATOS CALCULADOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Resistencia a la convección fluido-pared del tubo	R1	0,67	K/W
Resistencia a la conducción en las paredes del tubo (evaporador)	R2	0,000073	K/W
Resistencia a la convección fluido-mecha capilar en el evaporador	R3	0,00159	K/W
Resistencia al flujo de vapor	R5	Despreciable	K/W
Resistencia a la convección fluido mecha capilar en el condensador	R7	0,009	K/W
Resistencia a la conducción en las paredes del tubo (condensador)	R8	0,00031	K/W
Resistencia térmica efectiva	Reff	0,680973	K/W

Estos valores son comparados con los obtenidos a través del programa de Diseño y Simulación de Tubos de Calor DISI – TC 1.0⁵⁹

3.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL CALENTAMIENTO DEL AGUA

Para el intercambiador se debe calcular el coeficiente de convección entre el agua que circula por la tubería y el condensador de los Tubos de Calor.

⁵⁹ CAMACHO J.; Diseño y Simulación de Tubos de Calor; Tesis EPN; 2002.

Previamente se debe calcular el número de Nusselt a través de la siguiente expresión:

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (3.44)$$

Las constantes C y m se encuentran en el ANEXO 4.

Las propiedades del fluido se determinan a la temperatura de película que corresponde al promedio aritmético entre la temperatura del fluido y la superficie del cilindro.

$$T_{pel} = \frac{T_S + T_\infty}{2} \quad (3.45)$$

Los números adimensionales de Reynolds y Prandtl se determinan con las siguientes expresiones:

$$Re_D = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (3.46)$$

La velocidad de del agua puede ser regulada pero para éste propósito se utiliza el valor de 2m/s.

Tabla 3. 14 Datos de entrada para el cálculo de coeficiente de convección en el intercambiador

NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de película	T_{pel}	27,5	°C
Temperatura de la superficie del cilindro circular	T_S	40	°C
Temperatura del fluido	T_∞	15	°C
Densidad del flujo	ρ	997,5	Kg/m ³
Velocidad de flujo	u	0,1	m/s
Diámetro del tubo	D	0,022	mm
Viscosidad dinámica	μ	0,000594	Kg/(m.s)
Número de Prandtl	Pr	5,28	-
Constante	C	0,683	-
Constante	n	0,466	-
Conductividad térmica del agua	k	0,611	W/(m.K)

Con estos valores se procede a calcular los números adimensionales de Reynolds y Nusselt y finalmente el coeficiente de transferencia de calor por convección a través de la ecuación:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}.D}{k} \quad (3.47)$$

Tabla 3. 15 Datos calculados para el intercambiador de calor

NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Número de Reynolds	Re_D	3691	-
Número de Nusselt	Nu_D	54,64	-
Coeficiente de transferencia de calor por convección	h_{inter}	1517	W/(m ² .K)
Longitud del condensador	L_c	0,05	m
Área de transferencia de calor	A_{inter}	0,00345	m ²
Flujo de calor en el intercambiador	Q_{inter}	130,84	W

Se puede observar que el flujo de calor de 130,84 W que se transfiere desde los Tubos de Calor es suficiente para elevar la temperatura del agua.

CAPÍTULO 4

SELECCIÓN DE MATERIALES Y COSTOS DEL EQUIPO

4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES

4.1.1 INTRODUCCIÓN

Los materiales seleccionados para cada componente dependen de algunos aspectos como: propiedades físicas, propiedades térmicas, disponibilidad en el mercado y maquinabilidad; de los cuales depende el costo final del prototipo.

4.1.1 CUBIERTA PROTECTORA

Debe ser transparente y de un espesor determinado para soportar posibles impactos. Además debe ser buen conductor térmico y de baja capacidad calórica.

Tabla 4. 1 Especificaciones de la cubierta protectora

Especificaciones	VALOR	UNIDAD
Material	Acrílico	-
Diámetro Interior	80	mm
Diámetro Exterior	74	mm
Longitud	950	mm
Espesor	3	mm
Conductividad térmica	0,19	W/(m.K)

4.1.2 PLACA COLECTORA

Debe ser buen conductor térmico y presentar alta difusividad térmica de manera que transfiera la mayor cantidad de calor hacia los Tubos de Calor.

Tabla 4. 2 Especificaciones de la placa colectora

Especificaciones	VALOR	UNIDAD
Material	Aluminio	-
Largo	900	mm
Ancho	75	mm
Espesor	0,0007	mm
Conductividad térmica	209	W/(m.K)

4.1.3 AISLANTE

Para aislar los Tubos de Calor y la tubería del intercambiador se utilizan cañuelas normalizadas de fibra de vidrio que reducen las pérdidas de flujo de calor, las cuales deben presentar baja conductividad térmica.

Tabla 4. 3 Especificaciones del aislante

Especificaciones	VALOR	UNIDAD
Material	Poliuretano	-
Tipo	Para tubería de ½"	-
Diámetro exterior	75	mm
Diámetro interior	22	mm
Espesor	2	pulgadas
Longitud	910	mm
Conductividad térmica	0,028	W/(m.K)

4.1.4 TUBOS DE CALOR

Deben tener alta conductividad térmica para transferir calor hacia el agua que circula por el intercambiador así como una alta maquinabilidad.

Tabla 4. 4 Especificaciones del Tubo de Calor

Especificaciones	VALOR	UNIDAD
Material	Cobre	-
Longitud evaporador	900	mm
Longitud zona adiabática	0	Mm
Longitud condensador	100	mm
Longitud total	1000	mm
Diámetro nominal del tubo	1/2	pulgadas
Diámetro externo del tubo	16	mm
Diámetro interno del tubo	13,5	mm
Tipo de Mecha	Aluminio	mesh # 20
Fluido de trabajo	Agua destilada	-
Volumen del líquido	20	cm ³ ó ml.

4.1.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador debe tener una baja conductividad térmica así como una resistencia a la intemperie.

La carcasa del intercambiador tiene las siguientes características

Tabla 4. 5 Especificaciones de la carcasa del intercambiador de calor

Especificaciones	VALOR	UNIDAD
Material	Aluminio	-
Largo	950	mm
Ancho	150	mm
Altura	150	mm
Espesor de lámina	0,5	mm

El cabezal de agua que se encuentra en el interior del intercambiador es de cobre tipo M y de diámetro nominal 1 1/2 pulgadas, revestido con aislante de poliuretano para evitar las pérdidas de calor.

4.1.6 TANQUE DE ALMACENAMIENTO

La capacidad de almacenamiento del Colector Solar es de 25 litros y la temperatura máxima del agua caliente es de 40°C, que es la temperatura de la pared del condensador del Tubo de calor. Para este propósito se utiliza lámina de aluminio para la carcasa y poliuretano para el aislamiento.

4.1.7 TUBERÍA Y ACCESORIOS

Para la tubería que transporta el agua fría y caliente se utiliza tubería de cobre normalizada de ½ pulgadas. Así mismo, los accesorios son de la misma medida.

4.2 COSTOS DEL EQUIPO

Para la construcción del prototipo se considera costos de diseño, construcción y montaje. Estos costos se presentan en la Tabla 4. 6

Tabla 4. 6 Costos del prototipo de Colector Solar

Material	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]
Tubería de cobre ½"	8 m.	5,25	42
Tubería de cobre 1 ½"	1 m.	25	25
Tubería de cobre ¾"	1 m.	10	10
Codos ½ x 90°	1	0,45	0,45
Reducción ½ x 1 ½"	2	4,96	9,92
Reducción ¾ x ½"	6	1,60	9,60
Tapón hembra ¾"	6	0,55	3,30
Tapón hembra ½"	6	0,30	1,80
Válvula de compuerta ½"	2	7,50	15
Universal ½"	1	3,90	3,90
Terminal ½"	2	1,34	2,68
Adaptador tanque ½"	2	1,80	3,60

Suelda varilla de plata al 5%	8	4	32
Tubo acrílico	6	28	168
MAP Gas 14 onzas	1	15	15
Aislante – Cañuela ½"	3	4	12
Aislante – Cañuela 1 ½"	1	18	18
Lámina de Aluminio	3 (1,22 x 2,44 m.)	41	123
Perfil estructural Tipo "L"	12 m.	3,33	40
Pernos	30	0,15	4,50
Broca ¼" cobalto	1	2,50	2,50
Pintura negro mate 1	1 litro	10	10
Materiales de limpieza			20
Transporte de materiales			20
Varios			40
Subtotal 1			632.25

Tabla 4. 7 Costos de maquinado y montaje

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra [USD/h]	Tiempo total [h]	Costo total por máquina
Soldadura	8	12	96
Dobladora	5	5	25
Cizalla	6	5	30
Instrumentos de medida	4	10	40
Subtotal 2			191
TOTAL = Subtotal 1 + Subtotal 2			823,25

De las Tabla 4. 6 y Tabla 4. 7 se observa que el costo total de la construcción del prototipo es de 823 dólares sin tomar en cuenta los costos de diseño.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR

5.1 CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR

Inicialmente se consiguen todos los materiales necesarios así como los instrumentos de medida. Como tiene varios componentes el prototipo se procede a elaborarlos por separado, de forma que al final se pueda realizar el montaje de todos ellos con éxito.

5.1.1 TUBOS DE CALOR

Para iniciar con la construcción, primero se corta la tubería de cobre rígida de $\frac{3}{4}$ pulgadas de longitud especificada. Luego, se realiza una limpieza en el interior de la tubería con un cepillo empapado de desoxidante para remover impurezas y óxidos. Después de 15 minutos se enjuaga con agua caliente.



Figura 5. 1 Limpieza del interior de los tubos de cobre

A continuación se realiza la adaptación de las mallas metálicas para obtener la estructura capilar siguiendo los siguientes pasos:

1. Se corta una sección de la malla tomando en cuenta el diámetro interno del tubo de cobre, guiado y alineado con unas planchas de acero para realizar un corte rectilíneo.



Figura 5. 2 Alineación de la malla de aluminio



Figura 5. 3 Corte de malla de aluminio para adaptación de la mecha capilar

2. La sección cortada se la enrolla en un tubo de menor diámetro, de forma que este subconjunto pueda ingresar en la tubería de cobre deseada.



Figura 5. 4 Colocación de la mecha capilar adaptada en el interior del Tubo de Calor

3. Con la mecha en el interior de la tubería, se procede a soldar los extremos con plata al 5%. Primero, se suelda la zona donde se producirá la condensación.



Figura 5. 5 Soldadura de la zona del condensador del Tubo de Calor

4. Para soldar el otro extremo del Tubo de Calor, previamente se llena el tubo con agua destilada mediante una jeringa graduada, con la cantidad anteriormente establecida.



Figura 5. 6 Llenado del tubo de cobre con agua destilada.

5. Con el líquido en el interior, se debe formar un vacío. Para cumplir este objetivo, se calienta el extremo soldado del tubo para que el agua comience a evaporarse. En ese preciso instante se debe tapar el otro extremo y finalmente se procede a soldar.



Figura 5. 7 Sellado del Tubo de Calor en la zona del evaporador

El mismo proceso se lo debe realizar para todos los Tubos de Calor, además se debe lijar los extremos a fin de tener una superficie lo más lisa posible en la parte del evaporador a fin de captar la radiación del sol y en la parte del condensador porque ahí se realizará el intercambio de calor.

5.1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

1. Para el intercambiador de calor se utiliza lámina de aluminio por su fácil manejo, la cual se encuentra en el mercado en forma de rollos. Por lo tanto, se debe aplanar y cortar según las distancias previamente establecidas.

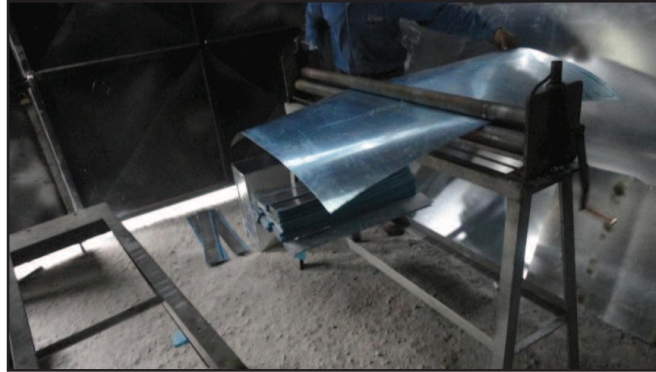


Figura 5. 8 Rolado de lámina de aluminio

2. Se realiza en la lámina los doblados a fin de darle una forma rectangular. Además, se realizan los alojamientos a una misma distancia donde entrarán y se asentarán los tubos de acrílico.



Figura 5. 9 Carcasa del intercambiador de calor

3. Las tapas de los extremos deben ser desmontables, así como tener un agujero en la parte central por donde pasará la tubería que proviene de la acometida del agua y que saldrá al tanque de almacenamiento.



Figura 5. 10 Tapa desmontable de los extremos del intercambiador.

5.1.3 ESTRUCTURA DE ASENTAMIENTO

La parte inferior igualmente es de aluminio y tendrá la función de darle un asentamiento a los tubos de acrílico. Estos tienen abrazaderas que envuelven a dichos tubos con el fin de ajustarlos y estabilizar al conjunto tanto en la parte superior como en la parte inferior.



Figura 5. 11 Estructura de asentamiento de los tubos de acrílico

5.1.4 ESTRUCTURA DE SOPORTE

Para la estructura de soporte se utiliza un perfil en L de acero, a estos perfiles se realizan cortes de acuerdo a las medidas establecidas y que permitan adaptar en la parte superior el intercambiador de calor y la base de soporte de los tubos de acrílico; la estructura es triangular con una inclinación de 30°.



Figura 5. 12 Estructura soporte del Colector Solar

La unión para formar los 30° posee una adaptación que permite flexibilizar y acoplar los perfiles que sirven de base con aquellos que proyectan la inclinación.



Figura 5. 13 Acople para formar un ángulo de 30°

El acople entre los perfiles se lo realizan a través de pernos y tuercas; los agujeros en los perfiles se lo realizan previamente con la broca correspondiente.

La base de la estructura de soporte es una pequeña adaptación que permite unir los cuatro lados y evita el deslizamiento de todo el equipo.

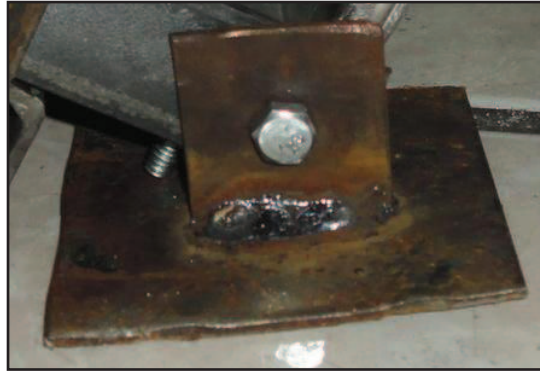


Figura 5. 14 Bases de la estructura soporte del Colector Solar

5.1.5 CABEZAL DE AGUA

En el interior del intercambiador de calor se tiene el tubo de cobre de una pulgada y media por donde circulará el agua. Este tubo tiene agujeros pasantes a las mismas distancias de la estructura de aluminio ya que estos cobijan a los Tubos de Calor y se unen por soldadura.



Figura 5. 15 Cabezal de agua del intercambiador de calor

La soldadura se lleva a cabo uno a uno con los Tubos de Calor, teniendo las precauciones de que la presión en el interior no se incremente demasiado. La soldadura con la acometida y salida del agua procede de la misma forma que con las anteriores soldaduras.



Figura 5. 16 Subconjunto cabezal de agua – Tubos de Calor

5.1.6 TUBOS DE ACRÍLICO

Los tubos de acrílico son previamente fabricados con las especificaciones técnicas necesarias y dimensiones establecidas

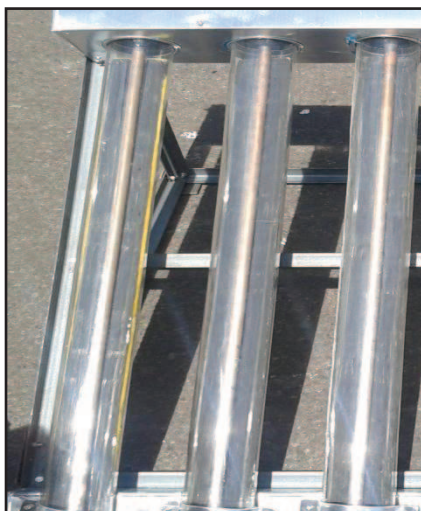


Figura 5. 17 Tubos de acrílico

En el interior de los tubos de acrílico se tiene la placa de aluminio que centra al Tubo de Calor y que se encuentra acoplada a las cañuelas. Estas placas de aluminio deben tener un canal para lo cual se utiliza una matriz de madera con la forma necesaria.



Figura 5. 18 Matriz de madera para conformado de placa metálica colectora

5.1.7 ACOPLES DE ENTRADA Y SALIDA DE AGUA

La entrada y salida del agua poseen acoples y válvulas que permiten el control del fluido tanto a la salida como a la entrada del intercambiador de calor.



Figura 5. 19 Válvula de compuerta para controlar el flujo de agua

5.1.8 TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Para el tanque de almacenamiento se procede de la siguiente manera: A un tanque plástico se lo aísla lana de vidrio y se lo cubre completamente con una lámina de aluminio.



Figura 5. 20 Aislamiento con lana de vidrio del tanque de almacenamiento

Se realizan perforaciones en la parte superior y a un costado del tanque para la entrada y salida del agua caliente que proviene del intercambiador de calor.



Figura 5. 21 Adaptadores para tanque de almacenamiento a la entrada y salida del agua caliente.

El tanque ya con su estructura externa y el aislante colocado se muestra en la siguiente figura.



Figura 5. 22 Tanque de almacenamiento con capacidad de 25 litros

5.2 MONTAJE DEL COLECTOR SOLAR

Una vez elaborados todos los componentes se procede a armar en la siguiente secuencia:

1. Se une cada uno de los perfiles sin ajustar las tuercas, esto permite que los lados encajen perfectamente y no existan complicaciones al colocar las tuercas.
2. Se une el subconjunto de la base del colector con la base que sostiene los Tubos de Calor para obtener la inclinación de 30°.
3. Se acopla el intercambiador en la parte superior y la base de asentamiento en la parte inferior.

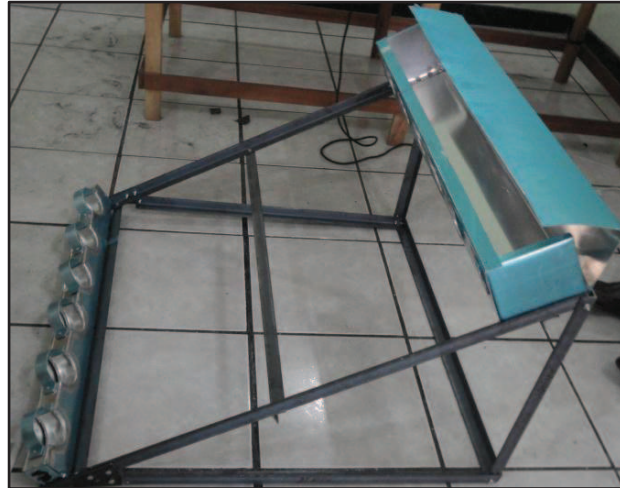


Figura 5. 23 Estructura soporte orientada a 30° respecto a la horizontal.

4. Se colocan los tubos de acrílico en la base de asentamiento, previo a esto y con cuidado de que en el interior del tubo queden bien ajustados el conjunto cañuela - placa de aluminio. Cabe mencionar que estos tubos no van ajustados todavía.



Figura 5. 24 Posicionamiento de tubos de acrílico con los Tubos de Calor en la estructura soporte

5. En la parte del intercambiador se coloca todo el conjunto de Tubos de Calor con el tubo por donde circula el agua, tratando de que quede alineado en el centro de los tubos de acrílico.



Figura 5. 25 Subconjunto cabezal de agua con Tubos de Calor.

6. Una vez que se encuentran alineados los Tubos de Calor con los tubos de acrílico se ajustan estos últimos por medio de las abrazaderas, permitiendo que todo el conjunto se encuentre estable.
7. Se acoplan las válvulas y uniones tanto a la salida como a la entrada del agua.
8. Se realizan pruebas que permitan verificar que el agua circula correctamente.
9. Se realizan los ajustes necesarios para que todo el sistema se encuentre en perfectas condiciones de funcionamiento.

El colector, ensamblado con todos sus subconjuntos, se observa en las Figura 5.26 y Figura 5.27.



Figura 5. 26 Vista frontal del Colector Solar con Tubos de Calor



Figura 5. 27 Vista lateral del Colector Solar con Tubos de Calor

5.3 PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR

El Colector es instalado y puesto a prueba en un día soleado para obtener las lecturas de temperatura para cada uno de los Tubos de Calor. Éste es orientado en dirección sur y de tal forma que el ángulo de incidencia sea 45° .

Luego, se toman valores con la ayuda de una termocupla tipo J, tanto en la zona del evaporador como en la del condensador, después de 40 minutos de exposición directa al sol.

Después, se procede a abrir las llaves de entrada del agua fría y se toman lecturas cada cinco minutos del agua que circula por el cabezal de agua durante una hora. Finalmente se observa que la temperatura máxima promedio alcanzada es de 40°C .

Estos valores se encuentran tabulados desde la Tabla 5.1. a la Tabla 5.4.

Tabla 5. 1 Lectura de temperaturas en la zona del evaporador para cada Tubo de Calor

EVAPORADOR						
t (min)	Tubo Calor 1 T ($^\circ\text{C}$)	Tubo Calor 2 T ($^\circ\text{C}$)	Tubo Calor 3 T ($^\circ\text{C}$)	Tubo Calor 4 T ($^\circ\text{C}$)	Tubo Calor 5 T ($^\circ\text{C}$)	Tubo Calor 6 T ($^\circ\text{C}$)
0	18	19	18	20	18	18
5	24	26	24	25	23	24
10	32	35	32	34	31	32
15	40	42	40	42	39	39
20	48	49	48	48	46	47
25	56	57	55	56	54	55
30	62	65	61	64	60	61
35	69	71	68	70	66	68
40	72	78	72	77	69	72
45	74	85	73,5	84	71	74
50	74	85	74	84	71	74
55	74	85	74	84	71	74
60	72	84	73	84	71	74

Tabla 5. 2 Lectura de temperaturas en la zona de transición evaporador-condensador para cada Tubo de Calor

TRANSICIÓN EVAPORADOR-CONDENSADOR						
t (min)	Tubo Calor 1	Tubo Calor 2	Tubo Calor 3	Tubo Calor 4	Tubo Calor 5	Tubo Calor 6
	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)
0	18	19	18	20	18	18
5	23	24	23	24	22	24
10	28	31	29	30	28	29
15	34	37	34	36	34	34
20	39	43	40	43	40	39
25	45	49	45	48	45	44
30	50	56	51	57	50	49
35	55	62	56	63	54	55
40	61	68	61	70	60	62
45	65	74	66	75	64	66
50	65	78	65	77	64	66
55	65	78	65	77	64	66
60	65	78	65	77	64	66

Tabla 5. 3 Lectura de temperaturas en la zona del condensador para cada Tubo de Calor

CONDENSADOR						
t (min)	Tubo Calor 1	Tubo Calor 2	Tubo Calor 3	Tubo Calor 4	Tubo Calor 5	Tubo Calor 6
	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)
0	18	19	18	18	18	18
5	21	21	22	20	23	22
10	24	23	25	23	27	25
15	27	27	29	26	30	28
20	31	31	34	29	34	32
25	35	35	38	45	37	36
30	42	40	42	50	43	41
35	46	45	44	55	46	45
40	50	50	49	61	50	49
45	55	56	54	65	54	56
50	60	62	60	65	60	61
55	60	63	60	65	61	61
60	60	63	60	65	60	61

Tabla 5. 4 Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor.

AGUA	
t (min)	T _{salida} (°C)
0	22
5	22
10	24
15	26
20	29
25	32
30	36
35	39
40	43
45	45
50	45
55	45
60	46

A continuación se muestra una figura con los datos obtenidos.

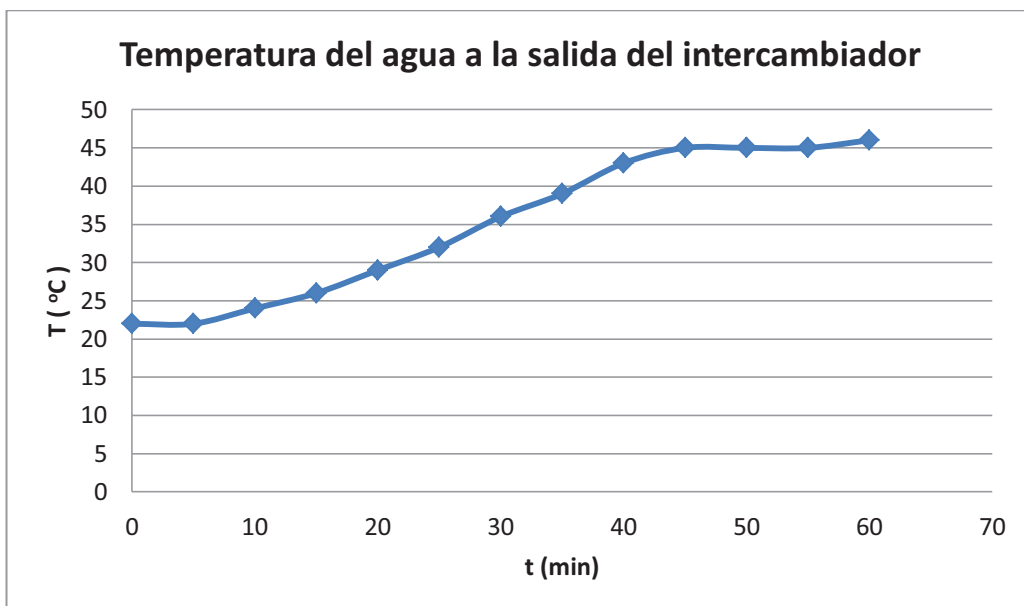


Figura 5. 28 Lectura de temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor

5.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

1. El cambio en la temperatura del agua con respecto al tiempo es una tendencia lineal y que se estabiliza a partir del minuto 40 ó 45, dependiendo de las condiciones ambientales a la que se encuentra expuesto el equipo.
2. La temperatura máxima del Tubo de Calor se la obtiene en el evaporador y es de 84°C y la temperatura máxima del condensador es de 65°C, comprobando que existe una recirculación interna del agua y que eleva en forma adecuada la temperatura del Tubo de Calor, además que la mecha cumple con su objetivo permitiendo la recirculación del fluido.
3. La temperatura del agua a la salida del intercambiador de 45°C corresponde a un alto coeficiente de transferencia de calor entre la pared del Tubo de Calor y el agua que circula por el cabezal.
4. Si se comparan las temperaturas del Tubo de Calor con el agua, se obtiene una pérdida de calor que se disipa por sus entornos en el momento que el agua comienza a fluir. Esto sugiere que el calor perdido es menos de lo que se esperaba para ser un prototipo de prueba y que a la larga podría ser mejorado considerablemente.
5. La variación entre tubo y tubo de la temperatura no es considerable, y estas pequeñas variaciones son generados por condiciones externas, el posicionamiento del sol, una soldadura ligeramente diferente, un volumen interno de agua distinto en cada uno, debemos notar que al formar el vacío previo a la soldadura del tapón se pierde una cantidad de agua por evaporación y que afecta estas condiciones.
6. A medida que varía el ángulo de incidencia de los rayos solares, la temperatura del agua también varía; obteniendo un óptimo desempeño para un ángulo de 45°.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. Se cumplió con el objetivo de calentar agua a través de un Colector Solar con Tubos de Calor para evitar el consumo de combustibles fósiles como el gas de uso doméstico.
2. El diseño de éste prototipo estableció un número de 6 Tubos de Calor como base para realizar pruebas y comprobar que se logra elevar la temperatura del agua hasta un máximo de 48°C.
3. La eficiencia térmica del Colector Solar construido es de 44,17%. Es un valor mayor que el de un Colector Solar Plano estándar, cuya eficiencia varía entre un 30 y 40%.
4. El agua destilada utilizada como fluido de trabajo en los Tubos de Calor permitió un gran funcionamiento de los mismos, debido a que presenta el mayor Número de Merit comparado con el metanol y el etanol,
5. La mecha capilar óptima para el Tubo de Calor de cobre es una mecha del mismo material; sin embargo, debido a las dificultades de manufactura y disponibilidad en el mercado, se utilizó una malla de aluminio adaptada que desempeñó la misma función.
6. El intercambiador de calor utilizado cumplió el objetivo de elevar la temperatura del agua en un tiempo de 35 minutos, debido a que existe un contacto directo entre el agua que circula por el cabezal y la pared del condensador del Tubo de Calor.
7. El acople de los Tubos de Calor con el cabezal de agua fue mediante soldadura de plata al 5%, lo cual permitió una transferencia de calor por contacto directo entre estos dos componentes.
8. Los tubos de acrílico sirvieron de protección para los Tubos de Calor y fueron construidos de forma que resistan condiciones climáticas desfavorables.

9. El bastidor brindó el soporte necesario a todos los componentes del colector solar y fue armado con perfiles de acero en "L" (30 x 30 x 3 mm). Para obtener la inclinación de 30° se realizaron adaptaciones en la base de la estructura lo que permite que el prototipo sea de fácil montaje
10. El aislamiento térmico de poliuretano colocado en el cabezal de agua y en el tanque de almacenamiento, minimizó las pérdidas de calor hacia el exterior y mantuvo la temperatura del agua.
11. Se obtuvo una temperatura promedio en el evaporador de 78°C, en el condensador de 63°C y en el agua de 48°C. Se debe mencionar que no todos los tubos alcanzaron dichas temperaturas y es probable que estas variaciones se deban a una pérdida de agua al momento de formar el vacío o a la adaptación de la malla de aluminio.
12. El cambio de temperatura que presentaron los Tubos de Calor es de tipo lineal y se estabilizó a partir de los 40 minutos aproximadamente
13. En condiciones ambientales favorables y tras 40 minutos de exposición directa del Colector Solar, el agua se calienta en un tiempo aproximado de 20 minutos.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Se debe tomar en cuenta que el ángulo de incidencia es un factor importante en este sistema de calentamiento de agua a través de un Colector Solar, por lo que sería necesario adaptar un sistema de seguimiento del sol.
2. El material que se utiliza para la cubierta protectora debe tener una alta transmisividad a fin de que incida sobre la placa colectora la mayor radiación posible.
3. Las cubiertas protectoras de los Tubos de Calor deben estar sellados para evitar las pérdidas de calor, de forma que disminuya el valor del coeficiente global de pérdidas de $5,66 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$.
4. El área del condensador del Tubo de Calor puede ser aumentada para incrementar la cantidad de agua caliente de manera que el dispositivo aumente su capacidad de almacenamiento.
5. Se debe tener mucho cuidado en el momento de la soldadura del Tubo de Calor ya que aumenta la presión en el interior del tubo y puede provocar un desprendimiento de los tapones en forma abrupta. Para evitar esto se recomienda soldar en forma horizontal y no en forma vertical.
6. Los tubos de acrílico se deben manejar con mucho cuidado, ya que podrían sufrir fisuras y las tapas inferiores pueden desprenderse al momento de recibir golpes bruscos.
7. La zona del condensador de los Tubos de calor deben ser lijadas de forma que la superficie quede lo más lisa posible; esto contribuirá a una mayor tasa de transferencia de calor hacia el agua que circula por el cabezal.
8. La soldadura que se lleva a cabo en el cabezal se debe realizar con oxiacetileno, generando una soldadura más eficiente y en menor tiempo.
9. Los acoples de entrada y salida de agua deben ser herméticos a fin de evitar pérdidas grandes y considerables que afecten el desenvolvimiento del equipo, por lo que se utiliza teflón en las uniones y en casos más extremos una pega sellante para tubería.

BIBLIOGRAFÍA

1. CAMACHO J.; Diseño y Simulación de Tubos de Calor; Tesis de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional; 2002; Quito-Ecuador.
2. COTTER T. P.; Theory of Heat Pipes; Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, Contract -7405-ENG. 36 with the Atomic Energy Comission, Marzo 26,1965.
3. PEÑA R. Y YUMISEVA A.; Diseño, construcción y prueba de un prototipo de colector solar termosifón de bajo costo para calentamiento de agua residual; Tesis EPN; 2006.
4. TORRES C. Y BONILLA M.; Recuperador de Energía Térmica a base de Tubos de Calor; Tesis EPN; 1984.
5. DUNN P., REAY D.; Heat Pipes; 3ra edición; Pergamon Press; Estados Unidos; 1982.
6. REAY D.; KEW P.; Heat Pipes, Fifth Edition: Theory, Design and Applications; Great Britain; 2006.
7. PETERSON G.; An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Applications; First Edition; Canada; 1994.
8. OCHTERBECK J. M.; "Heat Pipes" in *Handbook of Heat Transfer*, A. Bejan and A. Kraus (eds.), John Wiley & Sons, New York,1995.
9. CHI S. W.; Heat pipe theory and practice; Hemisphere Pub. Corp.; Universidad de Michigan; 1976
10. NORE D.; How Heat Pipes Work, Noren Products Inc.; Publicación Agosto 1974
11. LOPEZ G.; Breves notas sobre los Tubos de Calor; Revista Politécnica; Quito; 1982.
12. MIRANDA A.; Tubos de Calor; España; 2005.
13. CENGEL Y. A.; Termodinámica; Tomo II; Segunda Edición: Mc Graw Hill; México; 1996
14. INCROPERA F.; Fundamentos de Transferencia de Calor; Prentice Hall; México; 1999.
15. [Internet 1] <http://www.anpasolenergiasolar.com>

16. [Internet 2]] <http://www.censolar.org>
17. [Internet 3] <http://www.cleanergysolar.com>
18. [Internet 4] <http://www.hardcol.com>

ANEXOS

ANEXO 1: EMISIVIDAD DE SUPERFICIES METÁLICAS Y NO METÁLICAS

740 APÉNDICE 1					
TABLA A-18					
Emisividades de las superficies					
a) Metales					
Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ	Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ
Aluminio			Magnesio pulido	300-500	0.07-0.13
Pulido	300-900	0.04-0.06	Mercurio	300-400	0.09-0.12
Lámina comercial	400	0.09	Molibdeno		
Intensamente oxidado	400-800	0.20-0.33	Pulido	300-2 000	0.05-0.21
Anodizado	300	0.8	Oxidado	600-800	0.80-0.82
Bismuto brillante	350	0.34	Níquel		
Latón			Pulido	500-1 200	0.07-0.17
Intensamente pulido	500-650	0.03-0.04	Oxidado	450-1 000	0.37-0.57
Pulido	350	0.09	Platino pulido	500-1 500	0.06-0.18
Placa mate	300-600	0.22	Plata pulida	300-1 000	0.02-0.07
Oxidado	450-800	0.6	Acero inoxidable		
Cromo pulido	300-1 400	0.08-0.40	Pulido	300-1 000	0.17-0.30
Cobre			Ligeramente oxidado	600-1 000	0.30-0.40
Intensamente pulido	300	0.02	Intensamente oxidado	600-1 000	0.70-0.80
Pulido	300-500	0.04-0.05	Acero		
Lámina comercial	300	0.15	Lámina pulida	300-500	0.08-0.14
Oxidado	600-1 000	0.5-0.8	Lámina comercial	500-1 200	0.20-0.32
Oxidado en negro	300	0.78	Intensamente oxidado	300	0.81
Oro			Estañó pulido	300	0.05
Intensamente pulido	300-1 000	0.03-0.06	Tungsteno		
Hoja brillante	300	0.07	Pulido	300-2 500	0.03-0.29
Hierro			Filamento	3500	0.39
Intensamente pulido	300-500	0.05-0.07	Zinc		
Hierro fundido	300	0.44	Pulido	300-800	0.02-0.05
Hierro forjado	300-500	0.28	Oxidado	300	0.25
Ahorrumbado	300	0.61			
Oxidado	500-900	0.64-0.78			
Plomo					
Pulido	300-500	0.06-0.08			
No oxidado, áspero	300	0.43			
Oxidado	300	0.63			

TABLA A-18

Emisividades de las superficies (continuación)
b) No metales

Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ	Material	Temperatura, K	Emisividad, ϵ
Alúmina	800-1 400	0.65-0.45	Papel blanco:	300	0.90
Aluminio, óxido de	600-1 500	0.69-0.41	Revoque blanco	300	0.93
Asbesto	300	0.96	Porcelana vidriada	300	0.92
Asfalto, pavimento de	300	0.85-0.93	Cuarzo, áspero, vidrio	300	0.93
Ladrillo			Caucho		
Común	300	0.93-0.96	Duro	300	0.93
De arcilla refractaria	1 200	0.75	Suave	300	0.86
Carbono, filamento de	2 000	0.53	Arena	300	0.90
Tela	300	0.75-0.90	Silicio, carburo de	600-1 500	0.87-0.85
Concreto	300	0.88-0.94	Piel humana	300	0.95
Vidrio			Nieve	273	0.80-0.90
De ventana	300	0.90-0.95	Suelo, tierra	300	0.93-0.96
Pyrex	300-1 200	0.82-0.62	Hollín	300-500	0.95
Pyroceram	300-1 500	0.85-0.57	Teflón	300-500	0.85-0.92
Hielo	273	0.95-0.99	Agua profunda	273-373	0.95-0.96
Magnesio, óxido de	400-800	0.69-0.55	Madera		
Mampostería	300	0.80	Haya	300	0.94
Pinturas			Roble	300	0.90
De aluminio	300	0.40-0.50			
Negra, laca, lustrosa	300	0.88			
De aceite, todos los colores	300	0.92-0.96			
De base (primer) roja	300	0.93			
Acrílica blanca	300	0.90			
Esmalte blanco	300	0.90			

Tomado de: INCROPERA F.; "Fundamentos de Transferencia de Calor"; Prentice Hall; México; 1999.

ANEXO 2: PROPIEDADES DE RADIACIÓN DE LOS MATERIALES

TABLA A-19

Propiedades relativas a la radiación solar de los materiales

Descripción/composición	Absortividad solar, α_s	Emisividad, ϵ , a 300 K	Relación, α_s/ϵ	Transmisividad solar, τ_s
Aluminio				
Pulido	0.09	0.03	3.0	
Anodizado	0.14	0.84	0.17	
Con capa adicional de cuarzo	0.11	0.37	0.30	
Hoja	0.15	0.05	3.0	
Ladrillo rojo (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concreto	0.60	0.88	0.68	
Lámina metálica galvanizada				
Limpia, nueva	0.65	0.13	5.0	
Oxidada, con acción de la intemperie	0.80	0.28	2.9	
Vidrio, espesor de 3.2 mm				
Flotado o templado				0.79
Tipo al bajo óxido de hierro				0.88
Mármol, ligeramente blanquizco (no reflector)	0.40	0.88	0.45	
Metal, con chapa				
Sulfuro negro	0.92	0.10	9.2	
Óxido negro de cobalto	0.93	0.30	3.1	
Óxido negro de níquel	0.92	0.08	11	
Cromo negro	0.87	0.09	9.7	
Mylar, espesor de 0.13 mm				0.87
Pinturas				
Negra (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
Blanca, acrílica	0.26	0.90	0.29	
Blanca, óxido de zinc	0.16	0.93	0.17	
Papel blanco	0.27	0.83	0.32	
Plexiglas, espesor de 3.2 mm				0.90
Porcelana, losetas de porcelana, blancas (superficie vidriada reflectora)	0.26	0.85	0.30	
Tejas para techo, rojo brillante				
Superficie seca	0.65	0.85	0.76	
Superficie mojada	0.88	0.91	0.96	
Arena seca				
Blanquizca	0.52	0.82	0.63	
Roja mate	0.73	0.86	0.82	
Nieve				
Partículas finas, recién caídas	0.13	0.82	0.16	
Gránulos de hielo	0.33	0.89	0.37	
Acero				
Acabado de espejo	0.41	0.05	8.2	
Intensamente herrumbroso	0.89	0.92	0.96	
Piedra (rosa claro)	0.65	0.87	0.74	
Tedlar, espesor de 0.10 mm				0.92
Teflón, espesor de 0.13 mm				0.92
Madera	0.59	0.90	0.66	

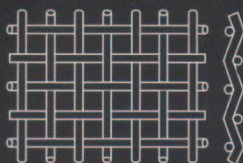
Fuente: V. C. Sharma y A. Sharma, "Solar Properties of Some Building Elements", Energy 14 (1989), págs. 805-810, y otras fuentes.

ANEXO 3: ESPECIFICACIONES DE MALLAS METÁLICAS

Mallas metálicas

Formadas por hilos o varillas previamente ondulados y ensamblados alternativamente para formar un tejido liso.

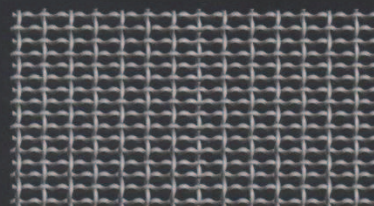
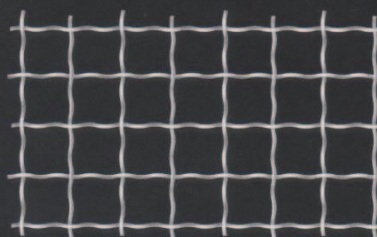
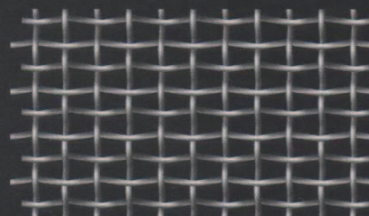
Se fabrican con diámetros de hilo entre 1,50 mm. y 5 mm. con luces de malla cuadradas o rectangulares, dentro de una amplia gama de posibilidades. La tela puede tener mayor o menor estabilidad, consistencia y superficie plana según el número de ondulaciones de los hilos, su profundidad y la distancia entre ellos, factores a tener en cuenta según las necesidades de utilización.



Lisa



Reps Lisa



ESPECIFICACIONES



D: Diámetro del alambre en mm.

W: Abertura (luz de malla). Distancia en mm. entre dos alambres contiguos. Además del material del alambre utilizado y el tipo de tejido, otras características indicadas en la tabla son:

S%: Superficie útil. Porcentaje aproximado de la superficie total de las aberturas de una tela.

Kg/m²: Peso aproximado en kg. de un m². de tela metálica de hierro/acero (ver tabla de factores de conversión para otros materiales).

Núm: Número de la tela. Es el número de pasos de malla en una determinada unidad de longitud. Las telas metálicas se definen normalmente por los parámetros **W** y **D**, por lo que esta información es meramente orientativa y sólo para lograr una descripción simplificada de la tela, pero se incluye, al ser aún ampliamente utilizada en dos diferentes versiones, calculadas como sigue (valores en mm.):

$$S = \frac{100w^2}{(w+d)^2} \quad \text{Malla } 25,4 = \frac{25,4}{w+d} \quad \text{Núm. } 27,77 = \frac{27,77}{w+d}$$

MATERIALES

Entre otros, son de empleo habitual:
Acero gris
Acero galvanizado
Acero inoxidable
Aceros refractarios

APLICACIONES

Tamices de bandejas y vibrantes
Filtros de alta presión
Filtros de circuitos de refrigeración
Parillas y bandejas para tratamientos térmicos
Decoración, etc.

MALLA mesh	Abertura mm.	Hilo mm.	Area Utilidad	Espesor 1 mt.	1.22 mts.	1.50 mts.
2	12	1.60	72%	•	•	
3	7.22	1.40	73%	•	•	
4	5.25	1.10	68%	•	•	
5	4.08	0.90	64%	•	•	
6	3.33	0.90	62%	•	•	
7	2.63	0.63	72%	•	•	
8	2.38	0.80	60%	•	•	
9	2	0.90	46%	•	•	
10	1.94	0.63	59%	•	•	
12	1.62	0.50	58%	•	•	
14	1.31	0.50	54%	•	•	
16	1.15	0.45	57%	•	•	
18	1.12	0.44	54%	•	•	
20	0.87	0.40	48%	•	•	
24	0.75	0.36	44%	•	•	
30	0.55	0.30	42%	•	•	
40	0.40	0.24	42%	•	•	
50	0.37	0.21	41%	•	•	
60	0.25	0.17	36%	•	•	
70	0.23	0.15	39%	•	•	
80	0.22	0.13	35%	•	•	
100	0.15	0.10	32%	•	•	•
120	0.13	0.08	39%	•	•	
150	0.11	0.06	43%	•	•	
180	0.09	0.06		•	•	•
200	0.08	0.05	41%	•	•	
280	0.08	0.035		•	•	
325	0.04	0.035		•	•	
24x110	80 micras	0.35x0.26		•		
40x200	55 micras	0.18x0.13		•		

**ANEXO 4: CONSTANTES DE LA ECUACIÓN (1.77) PARA FLUJO CRUZADO
ALREDEDOR DE UN CILINDRO CIRCULAR**

Re_D	C	m
0.4–4	0.989	0.330
4–40	0.911	0.385
40–4000	0.683	0.466
4000–40,000	0.193	0.618
40,000–400,000	0.027	0.805

Tomado de: INCROPERA F.; “Fundamentos de Transferencia de Calor”; Prentice Hall; México; 1999.

**ANEXO 5: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR CON
TUBOS DE CALOR DE 25 LITROS PARA CALENTAMIENTO DEL AGUA**