

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR  
EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON  
APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL**

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

**ENRIQUE SANTIAGO BENAVIDES SALCEDO**

**DIRECTOR: Ing. JOSÉ GUASUMBA**

**CODIRECTOR: Ing. JOSÉ PÉREZ**

**Sangolquí, 2006 - Octubre**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL” fue realizado en su totalidad por Enrique Santiago Benavides Salcedo, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. José Guasumba**

**DIRECTOR**

---

**Ing. José Pérez**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2006 - Octubre - 13**

**LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR  
EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON  
APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL”**

**ELABORADO POR:**

---

**Enrique Santiago Benavides Salcedo**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS EN LA ENERGIA Y MECÁNICA**

---

**COORDINADOR DE CARRERA**

## **DEDICATORIA**

Dedico este gran esfuerzo de mi vida, a mis Padres, por su gran apoyo y colaboración durante todo el tiempo que impulsaron mi superación personal con amor, paciencia y comprensión.

Santiago

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mi Padre, por haberme dado la oportunidad de estudiar esta carrera y apoyarme abnegadamente durante toda mi vida.

A mi Madre por su cariño incondicional y consejo siempre oportuno que siempre me lleno de fuerza para concluir mis metas.

Mi agradecimiento al Ing. José Guasumba director de la presente tesis por la colaboración con sus conocimientos y apoyo al desarrollo de todo el proyecto.

Al Ing. José Pérez codirector de la presente tesis por el tiempo y esfuerzo invertido.

Al Centro de Investigaciones Científicas y Tecnológicas del Ejército por haber dado la apertura y colaboración en la ejecución del proyecto.

A mis hermanos Henry, Andrés y Juan por el apoyo moral y su cariño para concluir este sueño tan anhelado.

A todos mis amigos y a quienes de una u otra manera aportaron en el desarrollo de este proyecto.

Santiago



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO .....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS .....	vii
TABLAS .....	xii
FIGURAS .....	xiv
NOMENCLATURA .....	xxii
ANEXOS .....	xxxvi
INTRODUCCIÓN .....	xxxix
RESUMEN .....	xli

### CAPÍTULO 1

<b>DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Definición del problema.....	2
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos. ....	4
1.4.1 General.....	4
1.4.2 Específicos. ....	4
1.5 Alcance. ....	4

### CAPÍTULO 2

<b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>	<b>5</b>
2.1 Concentradores Solares.....	5
2.1.1 Definiciones.....	5
2.1.2 Reflectores. ....	7
2.1.2.1 Reflectores parabólicos.....	9
2.1.2.2 Análisis geométrico.....	10

2.1.2.3 Relación foco – boca ( F/B ).....	15
2.1.3 Eficiencia y Directividad.....	16
2.1.4 Consideraciones prácticas.....	18
2.1.5 Reflector cilíndrico parabólico.....	23
2.1.6 Comparaciones.....	25

### **CAPÍTULO 3**

<b>TECNOLOGÍA DE LOS CONCENTRADORES SOLARES.....</b>	<b>27</b>
3.1 Tipos de concentradores.....	27
3.1.1 Concentradores estacionarios.....	27
3.1.2 Concentradores con seguimiento continuo.....	29
3.1.3 Concentradores con curva compuesta.....	31
3.2 Dispositivos de comprobación.....	34
3.3 Rendimiento de concentradores.....	37
3.4 Materiales.....	39
3.5 Captadores de concentración.....	51

### **CAPÍTULO 4**

<b>DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR.....</b>	<b>55</b>
4.1 Necesidades de la energía.....	55
4.2 Localización geográfica para la aplicación.....	58
4.3 Irradiancia e irradiación local.....	59
4.4 Posibilidades de captación de la radiación directa.....	81
4.5 Aplicación local de media temperatura.....	81
4.6 Tamaño del proyecto.....	83



## **CAPÍTULO 5**

<b>DISEÑO DEL CONCENTRADOR SOLAR</b> .....	85
5.1 Características operacionales de la Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico con Aplicación al Sector Rural Marginal.....	85
5.2. Estudio Técnico.....	86
5.2.1 Definición de parámetros funcionales.....	86
5.2.2 Definición de parámetros dimensionales.....	90
5.2.3 Definición de parámetros energéticos. ....	94
5.3 Selección de alternativas. ....	99
5.3.1 Investigación y exposición de sistemas solares térmicos de tipo cilíndricos parabólicos similares. ....	100
5.3.2 Selección del sistema solar térmico cilíndrico parabólico.....	101
5.3.3 Estudio de la disponibilidad de maquinaria y materia prima para su construcción.....	104
5.3.4 Selección del espacio físico donde se desarrollará el proyecto...	107
5.3.5 Estudio de la factibilidad de mantenimiento.....	107
5.4 Cálculo y Diseño. ....	108
5.4.1 Análisis termodinámico.....	108
5.4.1.1 Descripción del funcionamiento del concentrador solar. ....	108
5.4.2 Diseño térmico del concentrador solar de tipo cilíndrico parabólico.....	110
5.4.2.1 Obtención del modelo matemático.....	110
5.4.2.1.1 Determinación de pérdidas.....	111
5.4.2.1.3 Determinación del rendimiento térmico. ....	140
5.4.2.2 Cálculo dimensional.....	140
5.4.2.2.1 Definición de geometría y arreglos.....	140
5.4.3 Diseño mecánico y estructural.....	196
5.4.3.1 Sistema de seguimiento.....	199
5.4.3.2 Estructura soporte.....	216
5.4.3.3 Base.....	219
5.4.3.4 Columna y Membranas rigirizadoras.....	221
5.4.4 Descripción del funcionamiento del sistema solar en conjunto....	223

## **CAPÍTULO 6**

### **CONSTRUCCIÓN DE LA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL**

<b>MARGINAL</b> .....	225
6.1 Plan de trabajo.....	225
6.1.1 Organigramas de procesos.....	225
6.1.2 Hojas de procesos .....	227
6.1.3 Tiempos productivos.....	227
6.1.3.1 Tiempo de habilitación.....	228
6.1.3.2 Tiempo de trabajador o manipulación .....	229
6.1.3.3 Tiempo de máquina.....	229
6.1.3.4 Tiempo muerto .....	230
6.1.4 Requerimientos de mano de obra.....	231
6.2 Construcción.....	232
6.2.1 Adquisición de materiales existentes en el mercado local .....	232
6.2.2 Construcción del concentrador solar.....	233
6.2.3 Construcción del absorbedor .....	262
6.2.4 Construcción del colector de tipo cilíndrico parabólico.....	265

## **CAPÍTULO 7**

### **MONTAJE, INSTALACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA**..... 269 |

7.1 Montaje del sistema solar térmico, de tipo cilíndrico parabólico .....	269
7.2 Instalación del sistema solar térmico, de tipo cilíndrico parabólico.....	277
7.3 Ensayos del sistema.....	287
7.3.1 Definición de parámetros y variables a evaluar .....	287
7.3.2 Planificación de las pruebas .....	289
7.3.3 Análisis de resultados .....	292

## **CAPÍTULO 8**

<b>ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO</b> .....	295
8.1 Costos actuales de cocinas solares de tipo cilíndrico parabólicos.....	295
8.2 Costos de producción de una cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.....	295
8.2.1 Costos directos del material.....	296
8.2.1.1 Materiales.....	296
8.2.1.2 Adquisición.....	304
8.2.1.3 Transporte.....	305
8.2.2 Costos directos del trabajo.....	305
8.2.2.1 Mano de obra.....	306
8.2.2.1.1 Servicios no profesionales.....	306
8.2.2.1.2 Servicios profesionales.....	306
8.2.3 Gastos generales.....	307
8.2.3.1 Servicios básicos.....	307
8.2.3.2 Imprevistos.....	307
8.2.3.3 Impuestos.....	308
8.3 Costo operacional de una cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.....	308
8.3.1 Mano de obra.....	309
8.3.2 Insumos.....	309
8.3.3 Imprevistos.....	309
8.3.4 Servicios básicos.....	310
8.4 Período de recuperación.....	310
8.5 Análisis comparativo del sistema construido vs. sistemas similares existentes.....	319

## **CAPÍTULO 9**

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	323
REFERENCIAS.....	325

## TABLAS

<b>Tabla 3.1.</b> Valores para CPC.....	28
<b>Tabla 3.2.</b> Reflectividades globales de algunos materiales.....	39
<b>Tabla 3.3.</b> Propiedades físicas de las películas plásticas.....	48
<b>Tabla 4.1.</b> Ecuaciones para convertir el día del mes, en el número del día del año.....	67
<b>Tabla 4.2.</b> Factores de corrección para algunos tipos de climas.....	74
<b>Tabla 4.3.</b> Valores de las constantes a y b.....	76
<b>Tabla 4.4.</b> Series de datos meteorológicos de heliofania efectiva mensual de la estación de la ciudad de Quito.....	80
<b>Tabla 5.1.</b> Disponibilidad de maquinaria, equipos y accesorios.....	104
<b>Tabla 5.2.</b> Disponibilidad de materia prima.....	105
<b>Tabla 6.1.</b> Tiempo de habilitación.....	228
<b>Tabla 6.2.</b> Tiempo de trabajador o manipulación.....	229
<b>Tabla 6.3.</b> Tiempo de maquina.....	230
<b>Tabla 6.4.</b> Tiempo muerto.....	230
<b>Tabla 6.5.</b> Requerimientos de mano de obra.....	231
<b>Tabla 6.6.</b> Materiales existentes en el mercado local.....	232
<b>Tabla 6.7.</b> Compuestos y cantidades para la preparación del Gelco.....	248
<b>Tabla 6.8.</b> Compuestos y cantidades para la preparación de la resina.....	252
<b>Tabla 8.1.</b> Costo Total de Producción de una Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico.....	295
<b>Tabla 8.2.</b> Costos Directos del Material.....	296
<b>Tabla 8.3.</b> Costo de materiales Módulo Cilíndrico Parabólico.....	296
<b>Tabla 8.4.</b> Costo de materiales Elementos de los Absorbedores.....	297
<b>Tabla 8.5.</b> Costo de materiales Modulo de Calentamiento.....	297
<b>Tabla 8.6.</b> Costo de materiales Modulo de Soporte y Alimentación.....	299
<b>Tabla 8.7.</b> Costo de materiales Modulo de Soporte en el Extremo.....	300
<b>Tabla 8.8.</b> Costo de materiales Modulo de Soporte Intermedio.....	300
<b>Tabla 8.9.</b> Costo de materiales Sistema de Bombeo.....	300
<b>Tabla 8.10.</b> Costo de materiales Sistema de Tubería de Alimentación.....	301

<b>Tabla 8.11.</b> Costo de materiales Sistema de Tubería de Conexión al Modulo de Calentamiento.....	301
<b>Tabla 8.12.</b> Costo de materiales Tubería de Conexión a la Bomba.....	302
<b>Tabla 8.13.</b> Costo de materiales Tubería de Descarga.....	303
<b>Tabla 8.14.</b> Costo de Varios Materiales.....	303
<b>Tabla 8.15.</b> Costo Total Materiales.....	304
<b>Tabla 8.16.</b> Costo de Adquisición.....	304
<b>Tabla 8.17.</b> Costo de Transporte.....	305
<b>Tabla 8.18.</b> Costos Directos del Trabajo.....	305
<b>Tabla 8.19.</b> Servicios no profesionales.....	306
<b>Tabla 8.20.</b> Servicios profesionales.....	306
<b>Tabla 8.21.</b> Gastos generales.....	307
<b>Tabla 8.22.</b> Servicios básicos.....	307
<b>Tabla 8.23.</b> Imprevistos.....	307
<b>Tabla 8.24.</b> Impuestos.....	308
<b>Tabla 8.25.</b> Costo Total Operacional de una Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico.....	308
<b>Tabla 8.26.</b> Mano de obra de operación.....	309
<b>Tabla 8.27.</b> Mano de obra de operación.....	309
<b>Tabla 8.28.</b> Imprevistos de operacion.....	309
<b>Tabla 8.29.</b> Servicios básicos de operacion.....	310
<b>Tabla 8.30.</b> Ingresos.....	311
<b>Tabla 8.31.</b> Ingresos por alquiler de la maquina.....	311
<b>Tabla 8.32.</b> Ingresos por venta de prototipos.....	312
<b>Tabla 8.33.</b> Ingresos por seminarios y cursos.....	312
<b>Tabla 8.34.</b> Ingresos por asesorias de proyectos.....	313
<b>Tabla 8.35.</b> Costos por alquiler de la maquina.....	313
<b>Tabla 8.36.</b> Costos por venta de prototipos.....	313
<b>Tabla 8.37.</b> Costos por seminarios y cursos.....	314
<b>Tabla 8.38.</b> Costos por asesorias de proyectos.....	315
<b>Tabla 8.39.</b> Costos por ingresos.....	315
<b>Tabla 8.40.</b> Flujo de fondos.....	316
<b>Tabla 8.41.</b> Indicadores financieros.....	318
<b>Tabla 8.42.</b> Precio de un máquina similar existente importada.....	320

## FIGURAS

<b>Figura 2.1.</b> Superficies reflectantes ordenadas.....	8
<b>Figura 2.2.</b> Superficies reflectantes orientadas con un ángulo de incidencia $\gamma_i$ igual al ángulo de reflexión $\gamma_f$ .....	8
<b>Figura 2.3.</b> Parábola.....	9
<b>Figura 2.4.</b> Tipos de reflectores parabólicos más usados.....	10
<b>Figura 2.5.</b> Elementos de la parábola.....	11
<b>Figura 2.6.</b> Geometría de la parábola.....	12
<b>Figura 2.7.</b> B: Boca de la parábola, F: Distancia focal, c: Profundidad de la parábola en el centro.....	14
<b>Figura 2.8.</b> Ángulo sólido.....	15
<b>Figura 2.9.</b> Fuente primaria que ilumina reflectores con igual diámetro, pero con diferentes distancias focales.....	16
<b>Figura 2.10.</b> Eficiencia vs. Temperatura de un concentrador cilíndrico parabólico.....	17
<b>Figura 2.11.</b> Área de apertura del espejo y área del tubo del absorbedor.....	21
<b>Figura 2.12.</b> Relaciones entre razón de concentración y temperatura de operación del absorbedor.....	22
<b>Figura 2.13.</b> Reflector cilíndrico – parabólico.....	23
<b>Figura 3.1.</b> Colectores Solares Planos.....	27
<b>Figura 3.2.</b> Concentrador parabólico compuesto.....	29
<b>Figura 3.3.</b> Sistema de dos espejos planos en forma de V.....	29
<b>Figura 3.4.</b> Concentradores de seguimiento continuo.....	30
<b>Figura 3.5.</b> Paraboloide de revolución.....	32
<b>Figura 3.6.</b> Sistema SRTA con diferentes posiciones de la radiación solar incidente.....	33
<b>Figura 3.7.</b> Sistema de la Torre central.....	34
<b>Figura 3.8.</b> Histograma de los errores de pendiente y superficie de un espejo.....	36
<b>Figura 3.9.</b> Factor de forma en función de los errores de curvatura y superficie de un concentrador.....	37

<b>Figura 3.10.</b> Factores que intervienen en el balance de energía para un concentrador cilíndrico parabólico.....	38
<b>Figura 3.11.</b> Reflectancia espectral de PVC blanco, Chapadur prepintado blanco, Chapa galvanizada y acero inoxidable.....	41
<b>Figura 3.12.</b> Comparación de las reflectancias espectrales de chapa pintada de blanco nueva y otra con dos años de uso a la intemperie.....	42
<b>Figura 3.13.</b> Reflectancias espectrales de muestras de aluminio de alta reflectividad, papel de aluminio y mylar aluminizado.....	43
<b>Figura 3.14.</b> Reflectancias espectrales de espejos de vidrio de igual calidad y diferentes espesores.....	44
<b>Figura 3.15.</b> Espectro solar reflejado por chapas de distintos metales.....	45
<b>Figura 3.16.</b> Espectro de una lámpara halógena reflejado por chapas de distintos metales.....	46
<b>Figura 3.17.</b> Temperaturas de estancamiento en los captadores solares al vacío con concentradores.....	52
<b>Figura 3.18.</b> Colector solar con absorbente dotado de seguimiento, diseñado por Russell.....	52
<b>Figura 3.19.</b> Receptores.....	53
<b>Figura 4.1.</b> Variación de la Irradiación solar extraterrestre durante el año.....	46
<b>Figura 4.2.</b> Espectro WRC de la Irradiancia solar extraterrestre.....	62
<b>Figura 4.3.</b> Representación esquemática de los efectos de la atmósfera sobre la irradiación.....	63
<b>Figura 4.4.</b> Distribución espectral de la radiación solar.....	64
<b>Figura 4.5.</b> Relaciones entre los ángulos para determinar la dirección de la radiación solar directa sobre un dispositivo.....	65
<b>Figura 4.6.</b> Mapa del Ecuador de radiación máxima directa al mediodía anual.....	78
<b>Figura 4.7.</b> Mapa del Ecuador de radiación máxima global al medio día anual.....	79
<b>Figura 5.1.</b> Cocina solar que utiliza un espejo en forma de paraboloides de revolución.....	99
<b>Figura 5.2.</b> Cocina solar para usarse dentro de una habitación.....	100
<b>Figura 5.3.</b> Componentes del absorbedor.....	107
<b>Figura 5.4.</b> Partes de un concentrador cilíndrico parabólico.....	108

<b>Figura 5.5.</b> Sección esquemática del concentrador cilíndrico parabólico.....	108
<b>Figura 5.6.</b> Vista transversal del elemento absorbedor.....	110
<b>Figura 5.7.</b> Factores que intervienen en el balance de energía del concentrador cilíndrico parabólico.....	111
<b>Figura 5.8.</b> Temperaturas en el elemento absorbedor.....	112
<b>Figura 5.9.</b> Calores que intervienen en el balance de energía en el tubo del absorbedor.....	112
<b>Figura 5.10.</b> Calores que intervienen en el balance de energía en la cubierta del absorbedor.....	120
<b>Figura 5.11.</b> Vista transversal del concentrador.....	122
<b>Figura 5.12.</b> Red eléctrica equivalente de los calores, temperaturas y resistencias térmicas que intervienen en el análisis térmico del concentrador.....	126
<b>Figura 5.13.</b> Red eléctrica equivalente simplificada.....	127
<b>Figura 5.14.</b> Red eléctrica equivalente simplificada final.....	128
<b>Figura 5.15.</b> Elemento diferencial del fluido de trabajo en la zona de líquido.....	133
<b>Figura 5.16.</b> Factores que intervienen en la selección del diámetro de un absorbedor.....	140
<b>Figura 5.17.</b> Varios ángulos de borde para una apertura fija.....	140
<b>Figura 5.18.</b> Parábola con distancia focal F igual a la profundidad de la parábola c.....	141
<b>Figura 5.19.</b> Gráfico de la ecuación de la parábola.....	142
<b>Figura 5.20.</b> Distancia Tierra – Sol y ángulo de aceptación.....	142
<b>Figura 5.21.</b> Esquema de una imagen teórica formada por un concentrador.....	143
<b>Figura 5.22.</b> Parábola en coordenadas polares.....	144
<b>Figura 5.23.</b> Ángulo $\theta$ de la parábola descompuesto.....	145
<b>Figura 5.24.</b> Gráfico I vs. $\phi$ .....	146
<b>Figura 5.25.</b> Análisis del gráfico I vs. $\phi$ .....	147
<b>Figura 5.26.</b> Partes de la cocina.....	150
<b>Figura 5.27.</b> Vista transversal de la cocina.....	151
<b>Figura 5.28.</b> Factores que intervienen en el balance del sistema a ser analizado: arreglo de tubos de cobre, bandeja de cocción y fluido de trabajo.....	151



<b>Figura 5.29.</b> Calores de pérdida en la cocina.....	153
<b>Figura 5.30.</b> Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias térmicas de pérdida que intervienen en el análisis térmico de la cocina...	158
<b>Figura 5.31.</b> Red eléctrica térmica equivalente simplificada de la cocina.....	160
<b>Figura 5.32.</b> Red eléctrica térmica equivalente simplificada final en la cocina.....	161
<b>Figura 5.33.</b> Vista transversal de la bandeja de cocción y arreglo de tubos de cobre.....	162
<b>Figura 5.34.</b> Configuración de la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre.....	162
<b>Figura 5.35.</b> Región considerada como aleta en la bandeja de cocción.....	162
<b>Figura 5.36.</b> Balance de energía en un elemento diferencial de la aleta.....	163
<b>Figura 5.37.</b> Balance de energía en un elemento diferencial del fluido de trabajo.....	173
<b>Figura 5.38.</b> Dimensiones de la bandeja de cocción.....	178
<b>Figura 5.39.</b> Partes del tanque calentador.....	184
<b>Figura 5.40.</b> Balance de energía en el fluido a ser calentado.....	184
<b>Figura 5.41.</b> Vista superior del tanque calentador, y temperaturas en la pared cilíndrica compuesta.....	186
<b>Figura 5.42.</b> Analogía eléctrica de las resistencias térmicas de pérdida en el tanque calentador.....	187
<b>Figura 5.43.</b> Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias de pérdida en el tanque calentador.....	187
<b>Figura 5.44.</b> Serpentín.....	190
<b>Figura 5.45.</b> Distribución de temperaturas en la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el agua.....	191
<b>Figura 5.46.</b> Vista transversal del serpentín y distribución de temperaturas en el serpentín.....	192
<b>Figura 5.47.</b> Analogía eléctrica de las resistencias térmicas de transferencia de calor en el serpentín.....	193
<b>Figura 5.48.</b> Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias térmicas de transferencia de calor en el serpentín.....	193
<b>Figura 5.49.</b> Modelado en sólido de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.....	196

<b>Figura 5.50.</b> Fuerzas externas que inciden sobre los componentes mecánicos del sistema solar.....	197
<b>Figura 5.51.</b> Cuadro congelado del giro del módulo cilíndrico parabólico.....	200
<b>Figura 5.52.</b> Motor paso a paso.....	204
<b>Figura 5.53.</b> Representación de un motor paso a paso unipolar.....	205
<b>Figura 5.54.</b> Representación de un motor paso a paso.....	205
<b>Figura 5.55.</b> Perfil trapecoidal de movimiento.....	207
<b>Figura 5.56.</b> Diagrama de Cuerpo Libre de los tres módulos cilíndricos parabólicos en conjunto.....	210
<b>Figura 5.57.</b> Acción de la presión del viento en el módulo cilíndrico parabólico.....	211
<b>Figura 5.58.</b> Cargas y tipos de apoyos que actúan en la estructura soporte..	216
<b>Figura 5.59.</b> Cargas y tipos de apoyos que actúan en los ejes de la estructura soporte.....	216
<b>Figura 5.60.</b> Cargas y tipos de apoyo que actúan en la estructura base.....	220
<b>Figura 5.61.</b> Cargas y tipos de apoyo que actúan en la columna y membranas rigirizadoras.....	221
<b>Figura 5.62.</b> Concentrador cilíndrico parabólico.....	222
<b>Figura 6.1.</b> Parábola dibujada en tabla triplex.....	234
<b>Figura 6.2.</b> Ubicación de las plantillas macho como costillas del primer molde.....	235
<b>Figura 6.3.</b> Colocación del aglomerado encima de las costillas.....	236
<b>Figura 6.4.</b> Masilla de relleno y acabado.....	236
<b>Figura 6.5.</b> Arreglo de imperfecciones en la superficie del molde.....	237
<b>Figura 6.6.</b> Lijado del exceso de masilla en la superficie del molde.....	237
<b>Figura 6.7.</b> Proceso de fondeado de la superficie del molde.....	238
<b>Figura 6.8.</b> Terminación del proceso de fondeado de la superficie.....	238
<b>Figura 6.9.</b> Proceso de secado del fondo.....	238
<b>Figura 6.10.</b> Corrección de imperfecciones en la superficie.....	239
<b>Figura 6.11.</b> Fondeado de la superficie después de corregir imperfecciones.....	239
<b>Figura 6.12.</b> Superficie del molde dada la terminación de fondeado.....	240
<b>Figura 6.13.</b> Proceso de pintura de la superficie del molde.....	240
<b>Figura 6.14.</b> Proceso de secado de la pintura en la superficie del molde.....	241

<b>Figura 6.15.</b> Verificación del secado de la pintura.....	241
<b>Figura 6.16.</b> Colocación del pegamento sikaflex.....	242
<b>Figura 6.17.</b> Colocación de las láminas de aluminio.....	242
<b>Figura 6.18.</b> Secado del pegamento.....	243
<b>Figura 6.19.</b> Recorte de los excedentes de las láminas de aluminio.....	243
<b>Figura 6.20.</b> Pintado de la superficie luego de colocadas las laminas de aluminio.....	244
<b>Figura 6.21.</b> Cavidad que se presenta entre las láminas de las láminas de aluminio.....	244
<b>Figura 6.22.</b> Corrección de la cavidad.....	245
<b>Figura 6.23.</b> Terminación de la corrección de la cavidad.....	245
<b>Figura 6.24.</b> Primer molde terminado.....	246
<b>Figura 6.25.</b> Colocación de la cera cauba.....	246
<b>Figura 6.26.</b> Cera cauba.....	247
<b>Figura 6.27.</b> Colocación del desmoldante PVA.....	247
<b>Figura 6.28.</b> Desmoldante PVA.....	248
<b>Figura 6.29.</b> Resina Poliéster.....	249
<b>Figura 6.30.</b> Estireno Monómero.....	249
<b>Figura 6.31.</b> Aerosil.....	249
<b>Figura 6.32.</b> Cobalto 12%.....	250
<b>Figura 6.33.</b> Tinte Poliéster ( Color blanco ).....	250
<b>Figura 6.34.</b> Colocación del Gelco.....	250
<b>Figura 6.35.</b> Peroxido de Metil Etil Cetona.....	251
<b>Figura 6.36.</b> Proceso de secado del gelco.....	251
<b>Figura 6.37.</b> Pistola rociadora-mezcladora de fibra de vidrio.....	252
<b>Figura 6.38.</b> Colocación de la fibra de vidrio.....	253
<b>Figura 6.39.</b> Recortes de los bordes de la fibra de vidrio.....	253
<b>Figura 6.40.</b> Colocación de los refuerzos de aluminio.....	254
<b>Figura 6.41.</b> Fijación de los refuerzos de aluminio con fibra de vidrio.....	255
<b>Figura 6.42.</b> Primer concentrador desmoldado.....	255
<b>Figura 6.43.</b> Superficie interior del primer concentrador corregida con masilla automotriz para acabados.....	256
<b>Figura 6.44.</b> Superficie fondeada del primer concentrador.....	256

<b>Figura 6.45.</b> Rociado de fibra de vidrio en la superficie interior del concentrador.....	257
<b>Figura 6.46.</b> Asentamiento de la fibra de vidrio con rodillo.....	258
<b>Figura 6.47.</b> Costillas en forma de parábola extraídas del primer molde.....	259
<b>Figura 6.48.</b> Concentradores Cilíndricos Parabólicos.....	261
<b>Figura 6.49.</b> Tubo de cobre.....	262
<b>Figura 6.50.</b> Proceso de pintura del tubo de cobre.....	263
<b>Figura 6.51.</b> Proceso de corte del tubo de vidrio.....	263
<b>Figura 6.52.</b> Proceso de lijado del tubo de vidrio.....	264
<b>Figura 6.53.</b> Colocación del tubo de cobre dentro del tubo de vidrio.....	264
<b>Figura 6.54.</b> Construcción de la estructura soporte.....	265
<b>Figura 6.55.</b> Proceso de pintura de la estructura soporte.....	266
<b>Figura 6.56.</b> Película reflectante colocada sobre la superficie interior del concentrador.....	267
<b>Figura 7.1.</b> Ubicación del norte con una brújula.....	269
<b>Figura 7.2.</b> Marca en el piso de la ubicación de las bases.....	270
<b>Figura 7.3.</b> Colocación de los pernos de anclaje.....	270
<b>Figura 7.4.</b> Fijación de las bases.....	271
<b>Figura 7.5.</b> Ubicación de las columnas.....	271
<b>Figura 7.6.</b> Fijación de las columnas.....	272
<b>Figura 7.7.</b> Colocación de las chumaceras y acoples flexibles.....	273
<b>Figura 7.8.</b> Ensamblaje de los absorbedores.....	273
<b>Figura 7.9.</b> Ensamblaje de los contrapesos y soportes para contrapesos.....	274
<b>Figura 7.10.</b> Ubicación y ajustaje de los contrapesos.....	274
<b>Figura 7.11.</b> Ubicación y ensamblaje de la caseta de protección, cocina y tanque calentador.....	276
<b>Figura 7.12.</b> Ensamblaje de la escalerilla.....	276
<b>Figura 7.13.</b> Ubicación del tanque alimentador.....	277
<b>Figura 7.14.</b> Acoplamiento de los ejes y acoples.....	278
<b>Figura 7.15.</b> Pernos de nivelación.....	278
<b>Figura 7.16.</b> Prisioneros de los matrimonios.....	279
<b>Figura 7.17.</b> Desplazamiento hacia atrás del contrapeso.....	279
<b>Figura 7.18.</b> Desplazamiento del soporte para contrapeso.....	280
<b>Figura 7.19.</b> Desplazamiento del soporte para contrapeso.....	280

<b>Figura 7.20.</b> Universales de los absorbedores.....	281
<b>Figura 7.21.</b> Acople móvil.....	281
<b>Figura 7.22.</b> Colocación de las abrazaderas.....	282
<b>Figura 7.23.</b> Válvula de compuerta.....	285
<b>Figura 7.24.</b> Válvula de globo de la tubería de conexión a la bomba.....	285
<b>Figura 7.25.</b> Tanque de calentamiento lleno de agua.....	286
<b>Figura 7.26.</b> Radiación Directa vs. Eficiencia de los CCP.....	292

## NOMENCLATURA

$A_a$	Área de apertura del concentrador ( $m^2$ ).....	20
$A_t$	Área del tubo absorbedor ( $m^2$ ).....	20
$G_b$	Radiación solar directa incidente sobre el concentrador ( $W/m^2$ ).....	20
$T_{amb}$	Temperatura del medio ambiente ( K ).....	20
$T_t$	Temperatura del tubo absorbedor ( K ).....	20
$R_{TP}$	Resistencia térmica total de pérdidas ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	20
$\eta_o$	Eficiencia óptica.....	20
$\eta_c$	Rendimiento del concentrador.....	38
$Q_{ut}$	Calor útil que absorbe el fluido de trabajo ( W ).....	39
$G_{sc}$	Constante solar.....	59
WRR	World Radiometric Reference.....	60
WRC	World Radiation Center.....	60
$\Phi$	Latitud del lugar.....	65
$\delta$	Declinación.....	65
$\beta$	Inclinación de la superficie.....	65
$\Gamma$	Ángulo acimutal.....	66
$\Gamma_s$	Ángulo acimutal del Sol.....	66
$W$	Ángulo horario.....	66
$\Theta$	Ángulo de incidencia.....	66
$\Theta_z$	Ángulo de cenit.....	66
$a$	Altitud del Sol.....	66
$G_o$	Radiación solar extraterrestre.....	69
$G_d$	Radiación solar difusa.....	69
$n$	Número de día del año $1 < n < 365$ .....	67
$G_{on}$	Irradiancia extraterrestre sobre un plano normal a la radiación ( $W/m^2$ ).....	70
$\tau_b$	Transmitancia atmosférica para radiación directa.....	72
$A$	Altura sobre el nivel del mar de la localidad ( km ).....	73
$\tau_d$	Transmitancia atmosférica para radiación difusa.....	74
$(H)_j$	Promedio mensual durante el mes j de la irradiación solar diaria global sobre una superficie horizontal ( $J/m^2 \cdot día$ ).....	76

$(H_o)_j$	Promedio mensual durante el mes j de la irradiación solar extraterrestre diaria ( $J/m^2\text{-día}$ ) .....	76
$(n)_j$	Promedio mensual durante el mes j del brillo solar diario (h/mes ).....	76
$(N)_j$	Promedio mensual durante el mes j de la duración astronómica del día.	76
$E_{ent}$	Energía que entra al absorbedor ( $W/m$ ).....	112
$E_{sal}$	Energía que sale del absorbedor ( $W/m$ ).....	112
$\Delta E_{alm}$	Variación de la energía en el absorbedor ( $W/m$ ).....	112
$q_{ut}$	Calor útil que absorbe el fluido de trabajo ( $W/m$ ).....	112
$q_e$	Calor radiante efectivo que llega al tubo absorbedor ( $W/m$ ).....	112
$q_r$	Calor perdido por radiación del absorbedor al medio ambiente ( $W/m$ ).....	112
$q_c$	Calor perdido por convección del absorbedor al medio ambiente ( $W/m$ ) .....	112
$q_p$	Calor total de pérdidas ( $W/m$ ).....	112
$T$	Temperatura del fluido de trabajo ( $K$ ).....	113
$T_t$	Temperatura del tubo del absorbedor ( $K$ ).....	113
$T_{c1}$	Temperatura de la cubierta en la parte no aislada ( $K$ ).....	113
$T_{c2}$	Temperatura de la cubierta en la parte aislada ( $K$ ).....	113
$q_{pr}$	Calor perdido por radiación entre el tubo del absorbedor y la cubierta ( $W/m$ ).....	114
$q_{pc}$	Calor perdido por convección entre el tubo del absorbedor y el aire atrapado entre el tubo y la cubierta ( $W/m$ ).....	114
$q_{pd}$	Calor perdido por conducción en la parte aislada entre el tubo, el aislante y la cubierta ( $W/m$ ).....	114
$A_t$	Área por metro lineal del tubo del absorbedor ( $m^2$ ).....	114
$D_t$	Diámetro exterior del tubo del absorbedor ( $m$ ).....	115
$L$	Longitud del concentrador ( $m$ ).....	115
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzman ( $W/m^2\cdot K$ ).....	115
$F_{12}$	Factor de orientación para dos cilindros concéntricos.....	115
$\varepsilon_t$	Emisividad del tubo del absorbedor.....	116
$\varepsilon_c$	Emisividad de la cubierta.....	116
$D_{ci}$	Diámetro interno de la cubierta ( $m$ ).....	116

$R_1$	Resistencia térmica por radiación entre el absorbedor y la cubierta ( m·K/W ).....	117
$R_2$	Resistencia térmica por convección libre entre el tubo del absorbedor la cubierta y el aire atrapado ( m·K/W).....	118
$k_3$	Conductividad térmica de la cubierta ( W/m·K ).....	118
$k_{ef}$	Conductividad térmica efectiva del aire ( W/m·K ).....	118
$k_a$	Conductividad térmica del aire en el absorbedor ( W/m·K ).....	118
$Pr_a$	Número de Prandtl para el aire en el absorbedor.....	118
$Rac_a$	Número de Rayleigh modificado para el aire	118
$Ral_a$	Número de Rayleigh para el aire en el absorbedor.....	118
$e_s$	Espesor del aire atrapado entre la cubierta y el tubo absorbedor ( m ).....	118
$\beta_a$	Coefficiente volumétrico de expansión térmica del aire en el absorbedor ( $K^{-1}$ ).....	118
$\nu_a$	Viscosidad cinemática del aire en el absorbedor ( $m^2/s$ ).....	119
$\alpha_a$	Difusividad térmica del aire en el absorbedor ( $m^2/s$ ).....	119
$R_3$	Resistencia térmica por conducción en la parte aislada entre el tubo absorbedor, el aislante y la cubierta ( m·K/W ).....	119
$k_2$	Conductividad térmica del aislante ( W/m·K ) .....	119
$h$	Coefficiente de transferencia de calor por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo ( $W/m^2\cdot K$ ).....	120
$A_a$	Área de apertura del concentrador ( $m^2$ ).....	120
$B$	Apertura de boca de la parábola ( m ).....	120
$D_c$	Diámetro exterior de la cubierta ( m ).....	120
$G_b$	Radiación solar directa incidente sobre el concentrador ( $W/m^2$ ).....	121
$\zeta$	Reflejancia de la superficie del concentrador.....	121
$\gamma$	Factor de forma de la superficie del concentrador.....	121
$\alpha_{ab}$	Absortancia del tubo del absorbedor.....	121
$\tau_{cu}$	Transmitancia de la cubierta.....	121
$q_{prna}$	Calor perdido por radiación entre la cubierta y la superficie reflectante, en la parte no aislada ( W/m ) .....	122



$q_{pra}$	Calor perdido por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, en la parte aislada ( W/m ).....	122
$q_{pca}$	Calor perdido por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte aislada ( W/m ).....	122
$q_{pcna}$	Calor perdido por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte no aislada ( W/m ).....	122
$A_c$	Área por metro lineal de la cubierta ( $m^2$ ).....	123
$A_s$	Área de la superficie interna tipo espejo del concentrador ( $m^2$ ).....	123
$S$	Longitud de la curvatura parabólica ( m ).....	123
$R_4$	Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y la superficie reflectante del concentrador ( $m\cdot K/W$ ).....	124
$\epsilon_s$	Emisividad de la superficie reflectante.....	124
$T_s$	Temperatura de la superficie reflectante del concentrador ( K ).....	124
$T_{amb}$	Temperatura ambiente local ( K ).....	124
$h_v$	Coefficiente de transferencia de calor por viento ( $W/m^2\cdot K$ ).....	124
$V_v$	Velocidad del viento local ( m/s ).....	124
$R_5$	Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y el medio ambiente ( $m\cdot K/W$ ).....	125
$T_{c1}$	Temperatura de la cubierta en la parte no aislada ( K ).....	125
$T_{sky}$	Temperatura de cielo ( K ).....	125
$R_6$	Resistencia térmica por convección entre la cubierta y el medio ambiente ( $m\cdot K/W$ ).....	126
$T_{c2}$	Temperatura de la cubierta en la parte aislada ( K ).....	126
$q_{pna}$	Calor perdido en la parte no aislada ( W/m ).....	127
$q_{pa}$	Calor perdido en la parte aislada ( W/m ).....	127
$R_A$	Resistencia térmica simplificada en la región aislada ( $m\cdot K/W$ ).....	128
$R_{NA}$	Resistencia térmica simplificada en la región no aislada ( $m\cdot K/W$ ).....	128
$U_{TP}$	Coefficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el absorbedor ( $W/m^2\cdot K$ ).....	130
$KI$	Factor de eficiencia en la zona de líquido.....	132

$h_l$	Coefficiente de transferencia de calor por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo en la zona de liquido ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	132
$R_l$	Resistencia térmica por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo en la zona de liquido ( $m \cdot K/W$ )...	132
$R_{condt}$	Resistencia térmica de conducción entre las paredes del tubo del absorbedor ( $m \cdot K/W$ ).....	132
$R_{conv}$	Resistencia térmica de convección forzada entre el fluido de trabajo y el interior del tubo del absorbedor ( $m \cdot K/W$ ).....	132
$k_4$	Conductividad térmica del tubo del absorbedor ( $W/m \cdot K$ ).....	133
$h_{conv}$	Coefficiente de calor por convección forzada ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	133
$k_w$	Conductividad térmica del fluido de trabajo ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	133
$Re$	Número de Reynolds.....	133
$\dot{m}$	Caudal másico del fluido de trabajo ( $kg/s$ ).....	133
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido de trabajo ( $N \cdot s/m^2$ ).....	133
$\Delta x$	Longitud del elemento diferencial del fluido de trabajo ( $m$ ).....	135
$\dot{m}_e$	Caudal másico del fluido de trabajo a la entrada ( $kg/s$ ).....	135
$\dot{m}_s$	Caudal másico del fluido de trabajo a la salida ( $kg/s$ ).....	135
$h_e$	Entalpía del fluido de trabajo a la entrada ( $J/kg$ ).....	135
$h_s$	Entalpía del fluido de trabajo a la salida ( $J/kg$ ).....	135
$C_p$	Calor específico a presión constante del fluido de trabajo ( $J/kg \cdot K$ ).....	135
$T _x$	Temperatura del fluido de trabajo en el punto $x$ ( $K$ ).....	135
$T _{x+\Delta x}$	Temperatura del fluido de trabajo en el punto $x+\Delta x$ ( $K$ ).....	135
$T_i$	Temperatura inicial del fluido de trabajo. ( $K$ ).....	138
$H$	Ángulo de aceptación $32'$ o $0.00931$ rad.....	144
$l$	Imagen teórica normal al eje de simetría ( $m$ ).....	144
$i$	Imagen teórica normal al rayo del Sol ( $m$ ).....	144
$\phi$	Ángulo formado entre el eje de la parábola hasta el rayo del Sol ( $rad$ ).....	144
$r$	Distancia de un punto desde el concentrador al foco ( $m$ ).....	144
$e$	Excentricidad.....	145
$p$	Parámetro ( $m$ ).....	145

$\theta$	Ángulo polar ( rad ).....	145
$A_{nco}$	Ancho interior de la cocina ( m ).....	151
$L_{ac}$	Largo interior de la cocina ( m ).....	151
$E_{ent}$	Energía que entra al sistema ( W ).....	153
$E_{sal}$	Energía que sale del sistema ( W ).....	153
$\Delta E_{alm}$	Variación de la energía interna del sistema ( W ).....	153
$Q_{pi}$	Calor total de pérdidas ( W ).....	153
$Q_{FT}$	Variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre, incluido el fluido de trabajo ( W ).....	153
$Q_u$	Calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina ( W ).....	153
$U_p$	Coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en la cocina ( W/m <sup>2</sup> ·K ).....	153
$A_{coc}$	Área de cocción ( m <sup>2</sup> ).....	153
$T_p$	Temperatura de la bandeja de cocción ( K ).....	153
$T_{amb}$	Temperatura del medio ambiente ( K ).....	153
$T_p$	Temperatura de la bandeja de cocción ( K ).....	154
$T_{ta1}$	Temperatura de la pared interior de la tapa ( K ).....	154
$T_{ta2}$	Temperatura de la pared exterior de la tapa ( K ).....	154
$Q_r$	Calor perdido por radiación entre la bandeja de cocción y la tapa ( W ). .....	154
$Q_c$	Calor perdido por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa ( W ).....	154
$Q_{r1}$	Calor perdido por radiación entre la tapa y el medio ambiente ( W )..	154
$Q_{c1}$	Calor perdido por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente ( W ).....	154
$Q_d$	Calor perdido por conducción entre las paredes inferior y superior de la tapa ( W ).....	154
$Q_{d1}$	Calor perdido por conducción por el perímetro de la cocina ( W ).....	154
$Q_{d2}$	Calor perdido por conducción por la parte inferior de la cocina ( W )..	154
$H_{ca}$	Altura de la cavidad rectangular de la cocina ( m ).....	154
$\varepsilon_p$	Emisividad de la bandeja de cocción.....	155
$\varepsilon_{ta}$	Emisividad de la tapa.....	155

R <sub>7</sub>	Resistencia térmica por radiación entre la bandeja de cocción y la tapa ( m <sup>2</sup> ·K/W ).....	156
R <sub>8</sub>	Resistencia térmica por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa ( m <sup>2</sup> ·K/W ).....	156
h <sub>c</sub>	Coeficiente de transferencia de calor por convección libre ( W/m <sup>2</sup> ·K )..	156
Nu	Número de Nusselt.....	156
k <sub>a2</sub>	Conductividad térmica del aire en la cocina ( W/m·K ).....	156
H <sub>ca</sub>	Altura de la cavidad rectangular de la cocina ( m ).....	156
Ra <sub>l2</sub>	Número de Rayleigh para el aire en la cocina.....	157
Pr <sub>a2</sub>	Número de Prandtl para el aire en la cocina.....	157
g	Aceleración gravitacional ( m <sup>2</sup> /s ).....	157
β <sub>a2</sub>	Coeficiente volumétrico de expansión térmica en la cocina ( K <sup>-1</sup> ).....	157
ν <sub>a2</sub>	Viscosidad cinemática del aire en la cocina ( m <sup>2</sup> /s ).....	157
α <sub>a2</sub>	Difusividad térmica del aire en la cocina ( m <sup>2</sup> /s ).....	157
R <sub>9</sub>	Resistencia térmica por radiación entre la tapa y el medio ambiente ( m <sup>2</sup> ·K/W ) .....	158
R <sub>10</sub>	Resistencia térmica por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente ( m <sup>2</sup> ·K/W ).....	158
R <sub>11</sub>	Resistencia térmica de conducción entre las paredes de la tapa ( m <sup>2</sup> ·K/W ) .....	159
e <sub>ac</sub>	Espesor de la pared de la tapa ( m ).....	159
k <sub>ac</sub>	Conductividad térmica del material de la tapa ( W/m·K ).....	159
e <sub>ai</sub>	Espesor del aislante al interior de la tapa ( m ).....	159
k <sub>ai</sub>	Conductividad térmica del aislante ( W/m·K ).....	159
q' <sub>u</sub>	Calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina ( W/m <sup>2</sup> ).....	160
q' <sub>piS</sub>	Calor de pérdidas superiores ( W/m <sup>2</sup> ).....	160
q' <sub>pil</sub>	Calor de pérdidas inferiores ( W/m <sup>2</sup> ).....	160
R <sub>12</sub>	Resistencia térmica de conducción por el perímetro de la cocina ( m <sup>2</sup> ·K/W ).....	160
P <sub>coc</sub>	Perímetro interior de la cocina ( m ).....	160
H <sub>coc</sub>	Altura de la cocina ( m ).....	160
e <sub>la</sub>	Espesor del aislante lateral de la cocina ( m ).....	160

$R_{13}$	Resistencia térmica de conducción por la parte inferior de la cocina ( $m^2 \cdot K/W$ ).....	160
$e_{po}$	Espesor del aislante inferior de la cocina ( m ).....	160
$R_{ps}$	Resistencia térmica de pérdidas superiores ( $m^2 \cdot K/W$ ).....	161
$R_{pi}$	Resistencia térmica de pérdidas inferiores ( $m^2 \cdot K/W$ ).....	161
$W$	Distancia entre tubos de cobre ( m ).....	163
$D_e$	Diámetro exterior del tubo de cobre de la cocina ( m ).....	163
$D_i$	Diámetro interior del tubo de cobre de la cocina ( m ).....	163
$\delta$	Espesor de la bandeja de cocción ( m ).....	163
$T_b$	Temperatura de la bandeja de cocción en la base del tubo ( K ).....	163
$T_f$	Temperatura del fluido de trabajo en la cocina ( K ).....	163
$k_{ba}$	Conductividad térmica de la bandeja de cocción ( $W/m \cdot K$ ).....	165
$R_{14}$	Resistencia térmica por convección forzada y conducción desde el fluido de trabajo hasta la pared exterior del tubo ( $m^2 \cdot K/W$ ).....	172
$h_f$	Coefficiente de transferencia de calor por convección forzada en un tubo del arreglo de tubos de cobre ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	172
$k_s$	Conductividad térmica del material del arreglo de tubos de cobre ( $W/m \cdot K$ ). .....	172
$\dot{m}_1$	Caudal másico del fluido de trabajo que fluye por un solo tubo ( kg/s ).....	174
$A_{ba}$	Ancho útil de la bandeja de cocción ( m ).....	179
$L_{ba}$	Longitud útil de la bandeja de cocción ( m ).....	179
$T_{mf}$	Temperatura media del fluido de trabajo ( K ).....	181
$T_{mp}$	Temperatura media de la bandeja de cocción ( K ).....	181
$R_{fp}$	Resistencia térmica desde el fluido de trabajo hasta la bandeja de coccion ( $K/W$ ).....	181
$\Delta E_{int}$	Variación de la energía interna del aire y los alimentos al interior de la cocina ( J ).....	183
$t_{coc}$	Tiempo requerido para la cocción ( s ).....	183
$\Delta E_{al}$	Variación de la energía interna de los alimentos ( J ).....	183
$\Delta E_{aire}$	Variación de la energía interna del aire al interior de la cocina ( J )....	183
$m_{al}$	Masa de los alimentos ( kg ).....	183
$m_{aire}$	Masa del aire al interior de la cocina ( kg ).....	183

$C_{p_{al}}$	Calor específico de los alimentos ( J/kg.K ).....	183
$C_{p_{aire}}$	Calor específico del aire ( J/kg.K ).....	183
$T_{coc}$	Temperatura de cocción ( K ).....	183
$\rho_a$	Densidad del aire ( kg/m <sup>3</sup> ).....	183
$Q_{al}$	Calor transferido a los alimentos ( W ).....	184
$\bar{T}_{mal}$	Temperatura media en el interior de los alimentos ( W ).....	184
$h_{coc}$	Coeficiente de transferencia de calor desde la bandeja de cocción hacia los alimentos ( m <sup>2</sup> ·K/W ).....	184
$k_{al}$	Conductividad térmica de los alimentos ( W/m.K ).....	184
$e_{al}$	Espesor de los alimentos ( m ).....	184
$Q_{FA}$	Calor transferido desde el fluido de trabajo hasta el agua ( W ).....	186
$Q_{Ph}$	Calor total de pérdidas desde el agua ( W ).....	186
$Q_h$	Variación del calor del agua ( W ).....	186
$\Delta E_{ih}$	Variación de la energía interna del agua ( J ).....	186
$t_{cal}$	Tiempo requerido para el calentamiento ( J ).....	186
$m_h$	Masa del agua ( kg ).....	186
$C_{ph}$	Calor específico del agua ( kg ).....	186
$T_{fh}$	Temperatura a la que se calienta el agua ( K ).....	186
$T_{ih}$	Temperatura inicial del agua ( K ).....	186
$V_h$	Volumen del agua ( m <sup>3</sup> ).....	186
$\rho_h$	Densidad del agua ( kg/m <sup>3</sup> ).....	186
$U_{Ph}$	Coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el tanque calentador ( W/m <sup>2</sup> ·K ).....	186
$A_{iT}$	Área interna del recipiente de calentamiento ( m <sup>2</sup> ).....	186
$T_h$	Temperatura media del agua ( K ).....	187
$R_{Ph}$	Resistencia térmica total de pérdidas en el tanque calentador ( K/W ).....	187
$D_{iT}$	Diámetro interno del recipiente de calentamiento ( m ).....	187
$H_T$	Altura del recipiente de calentamiento ( m ).....	187
$R_{15}$	Resistencia térmica por convección libre desde el agua hasta la pared del recipiente de calentamiento ( K/W ).....	188
$\bar{h}_T$	Coeficiente de transferencia de calor por convección libre entre el agua y la pared del recipiente de calentamiento ( W/m <sup>2</sup> ·K ).....	188

$N_{ULT}$	Número de Nusselt para el agua.....	189
$k_h$	Conductividad térmica del agua ( W/m·K ).....	189
$G_{rLh}$	Número de Grashof para el agua.....	189
$g( P_{rh} )$	Número de Prandtl modificado.....	189
$\beta_h$	Coficiente volumétrico de expansión térmica del agua ( $K^{-1}$ ).....	189
$T_1$	Temperatura de la pared interna del recipiente de calentamiento ( K ).	.....189
$\nu_h$	Viscosidad cinemática del agua ( $m^2/s$ ).....	189
$\rho_h$	Densidad del agua ( $kg/m^3$ ).....	189
$\mu_h$	Viscosidad dinamica del agua ( $N\cdot s/m^2$ ).....	189
$P_{rh}$	Número de Prandtl para el agua.....	189
$R_{16}$	Resistencia térmica de conducción por la pared del recipiente de calentamiento ( $K/W$ ).....	190
$D_{eT}$	Diámetro exterior del recipiente de calentamiento ( m ).....	190
$k_T$	Conductividad térmica del material del recipiente de calentamiento ( $W/m\cdot K$ ).....	190
$R_{17}$	Resistencia térmica de conducción por el aislante del tanque calentador ( $K/W$ ).....	190
$D_{iF}$	Diámetro interior del forro ( m ).....	190
$R_{18}$	Resistencia térmica de conducción por la pared del forro ( $K/W$ ).....	190
$D_{eF}$	Diámetro exterior del forro ( m ).....	190
$k_F$	Conductividad térmica del material del forro ( $W/m\cdot K$ ).....	190
$R_{19}$	Resistencia térmica de convección forzada entre la pared externa del forro y el medio ambiente ( $K/W$ ).....	190
$A_{eF}$	Área exterior del forro ( $m^2$ ).....	190
$H_F$	Altura del forro ( m ).....	191
$Q_A$	Variación de la energía en el fluido de trabajo ( W ).....	191
$T_{eS}$	Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del serpentín ( K ).....	191
$T_{sS}$	Temperatura del fluido de trabajo a la salida del serpentín ( K ).....	191
$A_{iST}$	Área interna por metro lineal del serpentín ( $m^2$ ).....	192
$D_{iS}$	Diámetro interno del serpentín ( m ).....	192
$L_S$	Longitud del serpentín ( m ).....	192
$\Delta T_{mL}$	Diferencia de temperaturas media logarítmica ( K ).....	192

$U_T$	Coeficiente global de transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el agua ( $W/m^2 \cdot K$ ).....	193
$R_T$	Resistencia total de transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el agua ( $m \cdot K/W$ ).....	193
$\bar{T}_S$	Temperatura media del fluido de trabajo que circula por el serpentín ( K ). .....	194
$T_{S1}$	Temperatura de la pared interna del serpentín ( K ).....	194
$T_{S2}$	Temperatura de la pared externa del serpentín ( K ).....	194
$R_{20}$	Resistencia térmica por convección forzada entre el fluido de trabajo y la pared interna del serpentín ( $m \cdot K/W$ ).....	195
$h_{fs}$	Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada ( $W/m^2 \cdot K$ ). .....	195
$R_{21}$	Resistencia térmica por conducción en la pared del serpentín ( $m \cdot K/W$ ). .....	195
$k_S$	Conductividad térmica del serpentín ( $W/m \cdot K$ ).....	195
$D_{eS}$	Diámetro exterior del serpentín ( m ).....	195
$R_{22}$	Resistencia térmica por convección libre entre la pared externa del serpentín y el agua ( $m \cdot K/W$ ).....	195
$\bar{h}_3$	Coeficiente de transferencia de calor por convección libre ( $W/m^2 \cdot K$ )...	195
$\alpha_h$	Difusividad térmica del agua ( $m^2/s$ ).....	196
$R_b$	Radio al que esta ubicado el centro de gravedad del contrapeso para balancear el sistema ( m ).....	201
$R_{1cb}$	Radio al que esta ubicado el centro de gravedad de los componentes a ser balanceados en conjunto ( m ).....	201
$m_b$	Masa del contrapeso ( kg ).....	202
$m_1$	Masa total de los componentes a ser balanceados en conjunto ( kg ).	202
$I_{GG}$	Momento de inercia del contrapeso con respecto al centro de masa ( $kg \cdot m^2$ ).....	203
$m_b$	Masa del contrapeso ( kg ).....	203
$R_{CT}$	Radio exterior del contrapeso ( m ).....	203
$r_{CT}$	Radio interior del contrapeso ( m ).....	203
$H_{CT}$	Altura del contrapeso ( m ).....	203



$I_{XX}$	Momento de inercia del contrapeso con respecto al eje de giro ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ).	203
$P_{\text{total}}$	Pulsos totales ( pulsos )	207
$i_r$	Relación de reducción ( rev. motor/rev. mec. de trans. )	207
$n_m$	Número de revoluciones del motor ( r.p.m. )	207
$n_{mt}$	Número de revoluciones del mecanismo de transmisión ( r.p.m. )	207
$d_{\text{carga}}$	Distancia que se mueve la carga por rotación del eje del mecanismo de transmisión ( dist. carga en mm ó $^\circ$ / rev. mec. de trans. )	207
$\theta_{\text{paso}}$	Resolución del paso del accionamiento ( pasos/rev. motor )	207
$D_{\text{total}}$	Distancia total del movimiento ( mm ó $^\circ$ )	207
$L_\theta$	Resolución de posición de la carga ( mm ó $^\circ$ /paso )	207
$P_{\text{acel}}$	Cantidad de pulsos durante la aceleración ( pulsos )	208
$f_{T\text{pulsos}}$	Velocidad del tren de pulsos ( pulsos/s ) ( Hz )	208
$f_o$	Velocidad inicial de pulsos ( pulsos/s ) ( Hz )	208
$t_{\text{acel}}$	Tiempo de aceleración ( s )	208
$P_{\text{cte}}$	Cantidad de pulsos durante el movimiento constante ( pulsos )	209
$t_{\text{total}}$	Tiempo total que toma el movimiento ( s )	209
$t_{\text{des}}$	Tiempo de desaceleración ( s )	209
$P_{\text{des}}$	Cantidad de pulsos durante la desaceleración ( pulsos )	209
$f_f$	Velocidad final de pulsos ( pulsos/s )	209
$t_{\text{des}}$	Tiempo de desaceleración ( s )	209
$\Sigma\tau$	Sumatoria de pares de torsión con respecto al centro de masa ( $\text{N}\cdot\text{m}$ ).	210
$I_T$	Momento de inercia de masa de los componentes que se están acelerando con respecto al eje de giro ( $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ )	210
$\alpha_\angle$	Aceleración angular ( $\text{rad}/\text{s}^2$ )	210
$P_v$	Presión ejercida por el viento ( $\text{KN}/\text{m}^2$ )	211
$V_{v2}$	Velocidad del viento máxima que se presenta en una localidad ( $\text{km}/\text{h}$ ).	211
$F_v$	Fuerza ejercida por la presión del viento ( $\text{N}$ )	213
$A_A$	Área de acción de la presión del viento en el sistema cilíndrico parabolico ( $\text{m}^2$ )	213
$\tau_e$	Torque mínimo aplicado al eje para girar los componentes ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	213

$\Delta n$	Variación de la velocidad angular de los componentes que giran ( rad/s ).	214
$t_{\text{acel}}$	Tiempo de aceleración ( s ).	214
$d_p$	Distancia perpendicular a la línea de acción de la fuerza ejercida por la presión del viento desde el eje de giro ( m ).	214
$M_y$	Momento estático de una curva en el eje y ( $m^2$ ).	214
$M_z$	Momento estático de una curva en el eje z ( $m^2$ ).	214
$S$	Longitud de arco de la curva ( m ).	214
$\tau$	Torque aplicado al eje para girar los componentes ( N·m ).	215
F.S.	Factor de seguridad (%).	215
$\tau_m$	Torque que debe generar el motor ( N·m ).	215
$F_{V2}$	Fuerza ejercida por la presión del viento en el área interna de un concentrador ( N ).	216
$A_{ic}$	Área interna de un concentrador cilíndrico parabólico ( $m^2$ ).	216
$L_1$	Longitud de un concentrador cilíndrico parabólico ( m ).	216
$R_x$	Reacción en el eje x.	218
$R_y$	Reacción en el eje y.	218
$R_z$	Reacción en el eje z.	218
$P_{F2}$	Peso del concentrador sobre longitud de apoyo ( N/m ).	218
$m_{\text{con}}$	Masa de la concha cilíndrica parabólica ( kg ).	218
$m_{\text{RA}}$	Masa de los refuerzos de aluminio ( kg ).	218
$L_{\text{AP}}$	Longitud de apoyo de los perfiles de la estructura soporte ( m ).	218
$S_{\text{ES}}$	Longitud de la parábola de la estructura soporte ( m ).	218
$L_{\text{ES}}$	Longitud de la estructura soporte ( m ).	218
$P_{V2}$	Fuerza ejercida por la presión del viento sobre longitud de apoyo ( N/m ).	218
$P_{\text{abs}}$	Peso del absorbedor ( N ).	218
$m_{\text{tabs}}$	Masa del tubo del absorbedor ( kg ).	218
$m_{\text{cu}}$	Masa de la cubierta ( kg ).	218
$m_{\text{ta}}$	Masa de la tapa ( kg ).	218
$P_{\text{CT}}$	Peso del contrapeso ( N ).	219
$m_b$	Masa del contrapeso ( kg ).	219
$P_{\text{tanque}}$	Peso del tanque alimentador ( N ).	219

$h_{ta}$	Altura del tanque ( m ).....	219
$D_{ta}$	Diámetro exterior del tanque de alimentación ( m ).....	219
$d_{ta}$	Diámetro interior del tanque de alimentación ( m ).....	219
$\rho_m$	Densidad del material del tanque de alimentación ( $kg/m^3$ ).....	219
$e_{tac}$	Espesor del material del tanque calentador ( m ).....	219
$P_w$	Peso del fluido de trabajo contenido en el tanque ( N ).....	220
$\rho_w$	Densidad del fluido de trabajo ( $kg/m^3$ ).....	220
$P_T$	Peso del tanque alimentador cargado con fluido de trabajo ( N ).....	220
$P_{per}$	Peso de una persona promedio ( N ).....	220
$m_{per}$	Masa de una persona promedio ( kg ).....	220
$P_{V3}$	Fuerza ejercida en la base por la presión del viento ( N/m ).....	220
$A_{pba}$	Ancho del perfil con el que se construye la base ( m ).....	220
$\bar{T}_{c1}$	Temperatura media de la cubierta en la parte no aislada.....	288
$\bar{T}_{c2}$	Temperatura media de la cubierta en la parte aislada.....	288
$t_{ade}$	Tiempo transcurrido hasta la temperatura final de los alimentos ( s )..	291
$t_{hde}$	Tiempo transcurrido hasta la temperatura final del agua ( s ).....	291
CCP	Concentrador Cilíndrico Parabólico.....	292
C.I.F.:	Costo seguros y fletes. Puerto de destino convenido.....	320
F.O.B.:	Franco a Bordo. Puerto de carga convenido.....	320

## ANEXOS

- ANEXO 1** Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en la cocina “ $U_p$ ”
- ANEXO 2** Cálculo de la temperatura inicial del fluido de trabajo a la entrada de la cocina “ $T_{ini}$ ” y de la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la cocina “ $T_{fs}$ ”
- ANEXO 3** Cálculo de la geometría del concentrador cilíndrico parabólico
- ANEXO 4** Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el absorbedor “ $U_{tp}$ ”
- ANEXO 5** Cálculo de la longitud y rendimiento térmico del concentrador cilíndrico parabólico
- ANEXO 6** Cálculo de la longitud del serpentín
- ANEXO 7** Tablas del cálculo de la radiación en Sangolquí
- ANEXO 8** Dimensiones y propiedades de la tubería de cobre
- ANEXO 9** Tablas de las propiedades termofísicas del agua
- ANEXO 10** Tablas de las propiedades termofísicas del aire
- ANEXO 11** Tablas y cálculos de las propiedades termofísicas del aceite térmico REGAL R&O 46
- ANEXO 12** Tablas de las propiedades termofísicas del cobre, acero, acero inoxidable 304, tol galvanizado, lana de vidrio, vidrio y película reflectante
- ANEXO 13** Propiedades físicas de los componentes del módulo cilíndrico parabólico obtenidas con el programa SOLID WORKS
- ANEXO 14** Cálculo del balance del módulo cilíndrico parabólico
- ANEXO 15** Propiedades físicas del soporte para contrapeso obtenidas con el programa SOLID WORKS
- ANEXO 16** Cálculo del torque aplicado al eje para girar los componentes
- ANEXO 17** Selección del reductor de velocidad y el motor paso a paso para el sistema de seguimiento

<b>ANEXO 18</b>	Análisis estructural de la Estructura Soporte
<b>ANEXO 19</b>	Resultados obtenidos en SAP2000 del análisis estructural de la estructura soporte
<b>ANEXO 20</b>	Resultados obtenidos en COSMOSDesignStar del análisis estructural de los Ejes de la Estructura Soporte
<b>ANEXO 21</b>	Análisis estructural de la Base
<b>ANEXO 22</b>	Resultados obtenidos en SAP2000 del análisis estructural de la base
<b>ANEXO 23</b>	Análisis estructural de la Columna y Membranas rigirizadoras
<b>ANEXO 24</b>	Resultados obtenidos en COSMOSDesignSTAR del análisis estructural de la Columna y Membranas rigirizadoras
<b>ANEXO 25</b>	Corrida del programa “COCINA”
<b>ANEXO 26</b>	Codificación del programa “COCINA”
<b>ANEXO 27</b>	Corrida del programa “CONCENTRADOR”
<b>ANEXO 28</b>	Codificación del programa “CONCENTRADOR”
<b>ANEXO 29</b>	Tablas de unidades, símbolos y constantes
<b>ANEXO 30</b>	Tablas y datos del INAMHI
<b>ANEXO 31</b>	Manual del operador “Guía de Operación”
<b>ANEXO 32</b>	Manual del operador “Guía de Mantenimiento”
<b>ANEXO 33</b>	Catálogo de perfiles comerciales
<b>ANEXO 34</b>	Catálogo de la bomba Beckett CB201UL
<b>ANEXO 35</b>	Catálogo de la máquina para fibra de vidrio
<b>ANEXO 36</b>	Catálogo de los reductores de velocidad “STM”
<b>ANEXO 37</b>	Catálogo de motores paso a paso “SURESTEP”
<b>ANEXO 38</b>	Fotos de la Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico

<b>ANEXO 39</b>	Corrida del programa “CDTC”
<b>ANEXO 40</b>	Codificación del programa “CDTC”
<b>ANEXO 41</b>	Hojas de toma de datos y cálculos para las pruebas térmicas de la Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico
<b>ANEXO 42</b>	Datos y resultados de las pruebas térmicas de la Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico
<b>ANEXO 43</b>	Carta de Satisfacción
<b>ANEXO 44</b>	Hoja de proceso
<b>ANEXO 45</b>	Organigramas de proceso
<b>ANEXO 46</b>	Planos de conjunto
<b>ANEXO 47</b>	Planos de despiece
<b>ANEXO 48</b>	Planos de construcción

## INTRODUCCIÓN

Los recursos energéticos que posean las naciones es uno de los factores más importantes para el adelanto tecnológico de estas, y el avance en la tecnología determina la utilización de estos recursos.

El hombre utiliza los recursos energéticos para satisfacer algunas de sus necesidades básicas en forma de calor y trabajo.

El calor es necesario para incontables aplicaciones, como la climatización del espacio, cocción de alimentos, transformación y producción de componentes químicos. El uso doméstico del calor, con el dominio del fuego en las épocas prehistóricas y la invención de las máquinas térmicas a partir del siglo XVII, constituyen algunos de los logros tecnológicos más grandes en la historia de la humanidad.

Dos necesidades básicas de cualquier grupo humano del nivel social, económico o tecnológico que se quiera, son el calor y trabajo, que para obtenerlos el hombre a utilizado gran variedad de recursos energéticos.

La humanidad se fue haciendo asombrosamente dependiente de los combustibles fósiles con el surgimiento de los motores de combustión interna.

Los combustibles fósiles son esencialmente el petróleo y sus derivados como: gasolinas, diesel, jet fuel, el gas natural y el carbón mineral. Al principio de la explotación de estos recursos, se consideraban ilimitados y su impacto ambiental era despreciable pero sólo queda petróleo disponible para su explotación económica durante la primera mitad del siglo XXI.

Además el consumo masivo de hidrocarburos está produciendo ya alteraciones de la atmósfera en el ámbito mundial. Los niveles de bióxido de carbono que se detectan actualmente son significativamente mayores que los que existían en

1950. Esto produce el conocido efecto invernadero, que está produciendo ya un incremento en las temperaturas promedio mundiales.

Por razones económicas y ecológicas es imperioso el desarrollo de nuevas alternativas energéticas, que sean menos violentas contra el ambiente. El actual esquema de consumo energético, tanto en Ecuador como en el ámbito global, simplemente no es sustentable, es decir, no puede mantenerse indefinidamente sin amenazar su propia existencia

Existen numerosas alternativas energéticas. Algunas de ellas no han sido desarrolladas por limitaciones técnicas y económicas, otras se ha utilizado sólo parcialmente.

Este proyecto utiliza una de las alternativas energéticas más abundantes como es la energía solar proveniente del Sol.



## RESUMEN

El aprovechamiento de la energía solar requiere de nuevas tecnologías y de equipos de comprobación y homologación para el desarrollo de nuevos sistemas solares con el objetivo de mejorar la eficiencia y aprovechar al máximo la energía del Sol, ya sea para la cocción de alimentos, secado de productos agrícolas y hasta la generación termoeléctrica, ya que los combustibles fósiles como el petróleo y el gas natural quedan disponibles para su explotación económica durante los próximos 50 años, por esta razón el Centro de Investigación Científica y Tecnológica del Ejército, CICTE, vio la imperiosa necesidad de desarrollar un sistema de experimentación solar térmica como la Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico con Aplicación al Sector Rural Marginal

La Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico, es un prototipo experimental de generación térmica que aprovecha la energía solar en la cual se puede realizar ensayos de materiales reflectantes y fluidos de trabajo para en un futuro cercano desarrollar sistemas térmicos solares que tengan utilidad en el sector rural como en el sector productivo.

La cocina solar consta de tres dispositivos de calentamiento que son: los concentradores cilíndricos parabólicos, la cocina donde se ubican los alimentos y un tanque calentador de agua, estos dispositivos se encuentran ubicados en serie en el orden en el que se nombran.

El fluido de trabajo utilizado es aceite térmico, ya que este fluido tiene un alto punto de ebullición y así se evita que se produzca vapor y el posterior tratamiento de este vapor, además este aceite no es tóxico y presenta un calor específico de  $2746.2 \text{ J/kg.K}$  que es más bajo que el del agua, por lo que para el calentamiento y transferencia de calor a este fluido se necesita menos energía para lograr temperaturas más altas.

Los concentradores cilíndricos parabólicos son la parte fundamental de la cocina solar, estos utilizan la geometría de la parábola para poder reflejar los rayos solares que llegan a estos y concentrarlos en el foco, el fluido de trabajo absorbe el calor que se genera por la concentración de rayos solares y se traslada hacia la cocina cediendo parte del calor a los alimentos que se encuentran dentro de esta, luego avanza hacia el tanque calentador que contiene agua, cediendo otra parte de calor al agua y calentado esta hasta la temperatura de 35 °C.

Para esto, primero se realizó la obtención del modelo matemático que rige el funcionamiento térmico de los concentradores solares de tipo cilíndrico parabólico obteniendo las fórmulas para calcular la eficiencia térmica, el calor útil, y la fórmula de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud del absorbedor, esta última muy importante para el diseño de los concentradores, logrado esto se procedió a la selección óptima de la geometría del absorbedor y sobre todo al diámetro del tubo del absorbedor, ya que de esto depende la eficiencia de los concentradores.

Con las fórmulas desarrolladas se procedió a realizar el diseño cumpliendo con los requerimientos del proyecto que es de obtener una temperatura de 100 °C al interior de la cocina y de 35 °C en el agua del tanque calentador.

Los concentradores solares se fabricaron de fibra de vidrio con refuerzos de tubos de aluminio poniendo especial énfasis en la construcción del molde de los concentradores. Los absorbedores constan de tubos de cobre introducidos en tubos de vidrio con aislante en la parte que en la que no llegan los rayos del Sol para evitar pérdidas.

La cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico se encuentra ubicada en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica para realizar pruebas de generación térmica y experimentación, para todos quienes requieren conocer y obtener información del funcionamiento de sistemas solares de tipo cilíndrico parabólico como: estudiantes, docentes de ingeniería y todos aquellos que quieran desarrollar esta tecnología.

Las pruebas de generación térmica realizadas ayudaron para comprobar la validez de la utilización de las fórmulas desarrolladas del modelo matemático que se utilizaron para diseñar los concentradores.

La eficiencia térmica real de los concentradores es de 25%, muy parecida a la obtenida con las fórmulas de cálculo.



# CAPÍTULO 1

## DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

### 1.1 ANTECEDENTES.

El aumento del daño ambiental y los costos que esto conlleva traerá nuevos referentes sobre la rentabilidad real de los proyectos de implantación de las fuentes de energía renovables.

Actualmente se entrevé una perspectiva de expansión en el uso de las fuentes renovables de energía, debido a su desarrollo tecnológico y el deterioro ambiental producto de la utilización de los combustibles fósiles.

La industria solar junto con la de computadoras y telecomunicaciones, serán las cabecillas de prosperidad industrial en el siglo XXI

El Ecuador tiene una situación de privilegio porque recibe una cantidad considerable de radiación solar territorial de aproximadamente<sup>1</sup> 3500 W·h/m<sup>2</sup>·día, esto constituye no solo una alternativa de solución al problema energético nacional, sino también puede contribuir a resolver otros problemas no menos graves como son: el quebranto ambiental, el desempleo y la fuga de divisas

Para aprovecharla adecuadamente en el progreso del país y en el mejoramiento de la vida de sus habitantes, existe la apremiante necesidad de multiplicar los esfuerzos y recursos dedicados a su investigación y desarrollo tecnológico, a fin de poder satisfacer las necesidades energéticas de las comunidades urbanas y rurales.

---

<sup>1</sup> Dato proporcionado por el INAMHI.

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.**

Se esta tomando conciencia sobre la importancia de la variable ecológica, y del alto costo por el deterioro ambiental y económico que se derivan por la utilización de los combustibles fósiles, tomando en cuenta su aplicación a escala global, especialmente en los países desarrollados.

Por otra parte, haciendo referencia al Ecuador, existen poblaciones del sector rural marginal que no tienen acceso a la más mínima infraestructura energética.

Las dificultades respecto al suministro de la energía se deben a varias razones entre las cuales podemos indicar las siguientes: escasos recursos económicos, falta de vías de acceso tanto terrestres como fluviales, lejanía de los centros de consumo, localización geográfica, condiciones ambientales. Por estas razones, el Centro de Investigación Científica y Tecnológica del Ejército, se encuentra orientando sus potenciales conocimientos y experiencias hacia el aprovechamiento de las energías renovables como es el caso de la solar de media y alta temperatura, donde se puedan concebir y fabricar sistemas sencillos y de bajo costo para entregar productos térmicos y servicios que beneficien a las comunidades marginales de manera directa.

Dentro de la estrategia de desarrollos tecnológicos se encuentra el proyecto de fabricación de la cocina solar con aplicación al sector rural marginal, al nivel de prototipo experimental, a partir del cual se puedan estudiar las diversas variables termofísicas, los materiales, y los modelos de conversión energética destinados a que en un futuro cercano se puedan homologar nuevas instalaciones versátiles y de alto rendimiento térmico.

## **1.3 JUSTIFICACIÓN.**

Desarrollar el "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL" ayuda a difundir nuestras propias tecnologías y así reducir la dependencia tecnológica de los países desarrollados.

Este proyecto se justifica debido a que desde hace varios años hasta la actualidad, el Centro de Investigación Científica y Tecnológica del Ejército, ha visto la necesidad de diseñar y construir un sistema solar térmico experimental al nivel de prototipo, que sirva para realizar pruebas de materiales reflectantes, fluidos de trabajo y de generación térmica, para homologar el diseño de sistemas térmicos que utilicen energía solar, que sean fáciles de construir con materiales económicos y durables para cumplir con las exigencias del Ecuador.

Es de suma importancia que se ejecuten proyectos para mejorar la calidad de vida de todos, como es cuidando nuestro medio ambiente, preservando nuestros recursos naturales y ahorrando energía para mejorar la economía de las familias ecuatorianas.

El aprovechamiento de la radiación solar requiere del desarrollo de nuevas tecnologías, debido a que su implementación sin lugar a dudas se desarrollara muy rápidamente en el futuro, todos los países y sus industrias que en estas se involucren, rápidamente alcanzarán beneficios económicos y avances tecnológicos que proporcionarán el liderazgo en los mercados.

Lo anterior es perfectamente válido para nuestro país, de no lanzarnos a desarrollar nuestras propias tecnologías para aprovechar nuestras abundantes fuentes renovables de energía, pagaremos el alto costo de comprar tecnologías extranjeras, diseñadas con propósitos puramente mercantilistas en otras latitudes, y nos hundiremos aún más en el atraso y la dependencia tecnológica, que deriva en otras formas de dependencia.

Por consiguiente este proyecto va dirigido a mostrar las grandes posibilidades de mejora social y ambiental que las tecnologías eficientes, y la cocina solar pueden ofrecer para dar un mayor impulso al desarrollo del Ecuador con los conocimientos adquiridos a lo largo de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

## **1.4 OBJETIVOS.**

### **1.4.1 GENERAL.**

Diseñar y Construir una Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico con Aplicación al Sector Rural Marginal.

### **1.4.2 ESPECÍFICOS.**

- Realizar pruebas de generación térmica.
- Analizar las posibilidades de desarrollo de esta tecnología.
- Crear bases de datos experimentales para modelos de aplicación.

## **1.5 ALCANCE.**

La "COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL", será un dispositivo de generación térmica que aproveche la energía solar, y que pueda servir de base para la homologación y el desarrollo de modelos similares que tengan utilidad ya sea en el ámbito rural como en el sector productivo.

Un proyecto experimental como la cocina solar, es un prototipo que tiene un costo elevado ya que es un modelo físico de ensayo para diferentes materiales reflectantes y fluidos de trabajo.



## CAPÍTULO 2

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 2.1 CONCENTRADORES SOLARES

##### 2.1.1 DEFINICIONES.

Los concentradores solares son dispositivos con los cuales se logra gran cantidad de radiación concentrada sobre un absorbedor, suficiente para lograr temperaturas arriba de los 200 °C hasta los 3800 °C. Para lograr altas concentraciones mayores de 200 °C, se requieren de mecanismos para seguir el movimiento virtual del Sol que sean muy precisos.

Los concentradores estacionarios tienen concentraciones mayores que 1 y menores que 10, no requieren seguimiento del Sol muy preciso, basta con un ajuste ocasional a lo largo del año. En cambio, los concentradores con razón de concentración dentro del intervalo de 10 hasta 3000 necesitan que su geometría y el mecanismo de seguimiento sean muy precisos.

Algunas definiciones necesarias para entender los concentradores solares son<sup>2</sup>:

**Radiación solar:** Energía radiante recibida del Sol en su forma directa y difusa. La componente directa es la que se recibe directamente del Sol sin haber sufrido ninguna desviación en su trayectoria; la difusa se debe a su dispersión al atravesar la atmósfera y reflexión sobre la Tierra.

**Colector solar:** Dispositivo que absorbe la radiación solar y transfiere su energía a un fluido.

---

<sup>2</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.p. 78 – 79.

**Concentrador:** Dispositivo que concentra la componente directa de la radiación solar sobre un absorbedor.

**Absorbedor:** Componente de un dispositivo solar que tiene como función captar y retener la mayor cantidad de radiación solar.

**Área del absorbedor:** Área que recibe la radiación concentrada.

**Área de apertura:** Área del captador que intercepta la radiación solar.

**Razón de concentración:** Se define como el cociente entre el área de apertura colectora y el área del absorbedor.

**Ángulo de aceptación:** Amplitud de la zona angular dentro de la cual la radiación es captada por el absorbedor de un concentrador. Por ejemplo, el valor mínimo de aceptación es del orden de  $\frac{1}{2}^\circ$  y se debe al tamaño finito del Sol, mientras que un colector plano tiene un ángulo de aceptación de  $180^\circ$ .

**Eje de concentrador:** Línea que pasa por el foco y su vértice.

**Ángulo de borde:** Ángulo formado por el eje de un concentrador (tipo parabólico) y la línea imaginaria que va desde su borde al punto focal.

**Absortancia:** Razón de la radiación solar absorbida a la radiación incidente.

**Emitancia:** Razón de radiación emitida por la superficie de un cuerpo a la radiación emitida por un radiador perfecto a la misma temperatura.

**Eficiencia óptica de un colector:** Razón de la energía captada por el colector solar a la energía solar incidente sobre el colector.

**Helióstato:** Dispositivo que sirve para reflejar la componente directa de la radiación solar sobre un blanco fijo.

**Reflejancia:** Razón de radiación reflejada de un material a la radiación incidente sobre el mismo.

**Reflejancia especular:** Esta consiste cuando una fracción de la energía entrante incide sobre un espejo con un ángulo de incidencia particular, entonces ésta es reflejada dentro de un cierto ángulo sólido que estará centrado alrededor de un rayo saliente con un ángulo igual al de incidencia respecto de la normal.

**Factor de forma:** Razón de la energía (radiación) incidente sobre el absorbedor a la radiación directa incidente sobre el área de apertura del concentrador.

**Transmitancia:** Razón de la energía radiante transmitida por un material dado a la energía solar incidente.

**Eficiencia óptica de un colector:** Razón de radiación que recibe la apertura de un colector ideal en dirección al Sol a la que es eventualmente absorbida por el absorbedor de un colector real que puede no estar dirigido directamente hacia el Sol. Esta eficiencia depende de la reflejancia del espejo, transmitancia de la envolvente que pueda existir sobre el absorbedor, absorptividad del absorbedor, factor de forma del sistema concentrador y del ángulo de incidencia de los rayos concentrados hacia el absorbedor.

### 2.1.2 REFLECTORES.

Los reflectores consisten en unas superficies reflectantes ordenadas de tal forma, que una onda plana al incidir en ellas, se refleja pasando por un punto<sup>3</sup>  $f$ . Véase figura 2.1.

---

<sup>3</sup> [www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF](http://www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF). Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

Las superficies de los reflectores pueden ser lisas o mates y pueden tener diferentes clases de reflectancia: alto brillo, brillante y mate satinado.

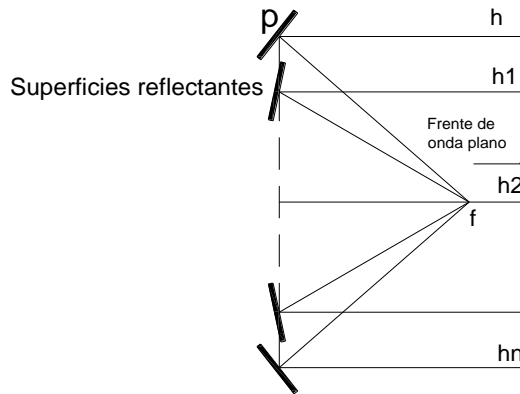


Figura 2.1 Superficies reflectantes ordenadas<sup>4</sup>.

Si en el punto  $f$  se coloca una fuente receptora, es de esperar que se recibe en ella toda la energía del frente de onda. Además, deben ser orientadas de manera tal, que cada una de las superficies, presente un ángulo de incidencia  $\gamma_i$ , igual al ángulo de reflexión  $\gamma_f$ . Véase figura 2.2

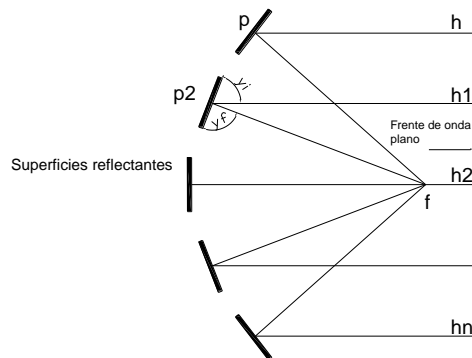


Figura 2.2 Superficies reflectantes orientadas con un ángulo de incidencia  $\gamma_i$  igual al ángulo<sup>4</sup> de reflexión  $\gamma_f$ .

Comentario [JB1]:

<sup>4</sup> www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF. Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

Existen reflectores de diferentes formas: paraboloides, hiperboloides, esferoides, elipsoides o una forma general. Casi todos los contornos pueden relacionarse con la parábola, la esfera o la elipse. Los reflectores parabólicos son los más utilizados.

### 2.1.2.1 Reflectores parabólicos.

Los reflectores parabólicos representan la forma de reflector más utilizada. Ofrecen la posibilidad de dirigir las ondas de modo más variado ya sea por radiación concentrada, horizontal o asimétrica y posibilitan también una determinada limitación de deslumbramiento. Si el contorno del reflector se construye por el propio eje mediante rotación de una parábola o un segmento parabólico resulta un reflector con distribución de onda de radiación controlada. Las superficies reflectantes permiten transportar por reflexión, la energía del frente de onda al punto  $f$ . Punto en donde se sumarían las ondas con igual fase.

La parábola como figura geométrica en un plano o el paraboloide como figura espacial “tienen naturalmente” las propiedades enunciadas para las  $n$  superficies reflectantes. Una propiedad del paraboloide es que: los caminos que parten del foco  $f$  y se reflejan en el paraboloide, llegan a una superficie  $S$  con recorridos de igual longitud<sup>5</sup>. Véase figura. 2.3.

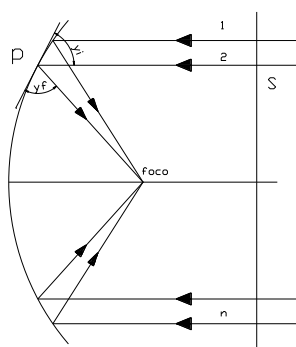


Figura 2.3 Parábola.

<sup>5</sup> [www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF](http://www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF). Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

Por lo dicho, una onda reflejada según el camino 1, tarda el mismo tiempo o lo hace con igual fase, que las ondas que recorren los caminos 2...n.

Otra propiedad de la parábola es que la tangente en un punto P (figura 2.3) tiene una orientación tal, que el ángulo de incidencia  $\gamma_i$ , es igual al ángulo de reflexión  $\gamma_f$ . Las propiedades enunciadas son útiles para el diseño y construcción de reflectores parabólicos.

Existen muchos tipos de reflectores parabólicos. Los más usados son: cilíndricos parabólicos, paraboloides de revolución truncados y paraboloides de revolución. Véase figura 2.4.

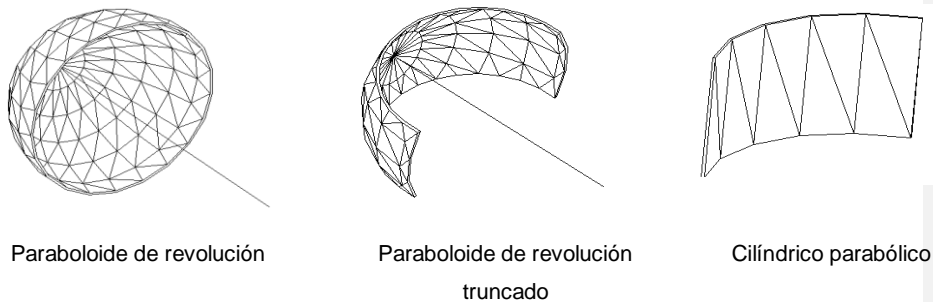


Figura 2.4 Tipos de reflectores parabólicos más utilizados<sup>6</sup>.

### 2.1.2.2 Análisis geométrico.

Dados en un plano una recta y un punto exterior, se llama parábola al lugar geométrico de los puntos del plano que equidistan de la recta y del punto.

El punto recibe el nombre de foco de la parábola y se le llamará F. La recta recibe el nombre de directriz.

<sup>6</sup> [www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF](http://www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF). Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

Se llama eje de simetría de la parábola a la recta perpendicular a la directriz que pasa por el foco. Se denomina vértice de la parábola al punto donde la curva corta al eje; dicho punto se encuentra a igual distancia de la directriz y del foco, se designará al vértice con V.

Según la definición para cualquier punto M de la parábola se tiene:

$$\overline{FM} = \overline{MQ} \quad (2.1)$$

En particular, para el vértice V resulta:

$$\overline{AV} = \overline{VF} \quad (2.2)$$

Es decir, V es el punto medio del segmento  $\overline{AF}$ .

El segmento  $\overline{FM}$  que une un punto de la parábola con el foco de la parábola se denomina radio correspondiente a dicho punto. Véase figura 2.5

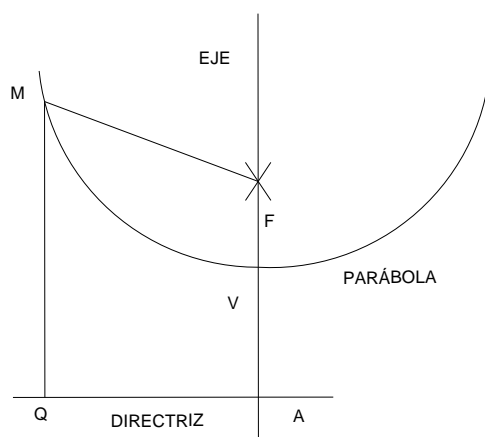


Figura 2.5 Elementos de la parábola<sup>7</sup>

<sup>7</sup> Barbieri, A., Sodré, U. La Función Cuadrática (parábola). Primera ed. Brasil. Encino Fundamental.: Projet Matweb. s.f. pp 25 – 30.

## Ecuación de la parábola

Para llegar a la ecuación, se anexa a la figura 2.5 el sistema de ejes coordenados.

Conviene tomar como eje "z" el eje de la parábola, y como eje "y" la perpendicular a aquél trazada por el vértice de la curva es decir que  $V = O$ , es el origen de coordenadas. Véase figura 2.6.

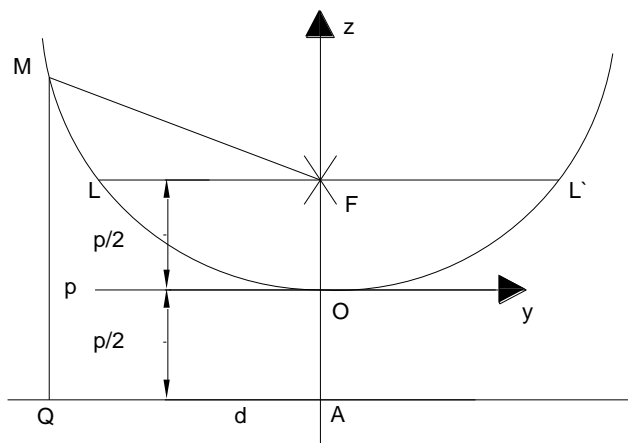


Figura 2.6 Geometría de la parábola<sup>8</sup>.

Sea  $d$  la directriz,  $F$  el foco,  $M \equiv (y, z)$  un punto arbitrario sobre la parábola y  $\overline{QM}$  la perpendicular a la directriz que contiene al punto  $M$ , que es paralela a  $\overline{FA}$ .

$\overline{OA} = \overline{OF} = \frac{p}{2}$ ; siendo  $\frac{p}{2}$  la semidistancia de  $\overline{FA}$ . Las coordenadas de los puntos  $F$  y  $A$  son entonces  $(0, \frac{p}{2})$  para  $F$ ; y  $(0, -\frac{p}{2})$  para  $A$  respectivamente.

Tomando el punto genérico  $M \equiv (y, z)$  y recordando que:  $\overline{FM} = \overline{MQ}$

<sup>8</sup> Barbieri, A., Sodré, U. La Funci  Cuadrática (parábola). Primera ed. Brasil. Ensino Fundamental:. Projet Matweb. s.f. pp 25 – 30.



La distancia entre los puntos F y M es:

$$\sqrt{y^2 + \left(z - \frac{p}{2}\right)^2} \quad (2.3)$$

$$\overline{MQ} = z + \frac{p}{2} \quad (2.4)$$

Igualando, se tiene:

$$\sqrt{y^2 + \left(z - \frac{p}{2}\right)^2} = z + \frac{p}{2} \quad (2.5)$$

Elevando al cuadrado ambos miembros:

$$y^2 + \left(z - \frac{p}{2}\right)^2 = \left(z + \frac{p}{2}\right)^2$$

$$y^2 + z^2 - pz + \frac{p^2}{4} = z^2 + pz + \frac{p^2}{4}$$

$$y^2 = 2pz \quad (2.6)$$

La ecuación 2.6 es la ecuación de la parábola referida a su eje de simetría como eje z y a la tangente en el vértice como eje de las abscisas.

2p : es el doble de la distancia entre la directriz y el foco, y se llama parámetro.

También:  $p = 2F$  (2.7)

Entonces:

$$y^2 = 4Fz \quad (2.8)$$

Dada una parábola de boca B y distancia focal F véase figura 2.7. Se tiene las siguientes ecuaciones<sup>9</sup>:

$$y^2 = 4Fz \quad (2.9)$$

$$y^2 = \frac{F}{B}4Bz$$

Como:

$$z = \frac{y^2}{4F} \quad \text{En la boca de la parábola es:} \quad y = \frac{B}{2}$$

$$\therefore c = \frac{B^2}{16F} \quad \text{o, también} \quad c = \frac{B}{16\left(\frac{F}{B}\right)} \quad (2.10)$$

En donde:

B = Boca de la parábola

F = Distancia focal

c = Profundidad de la parábola en el centro

Véase figura 2.7

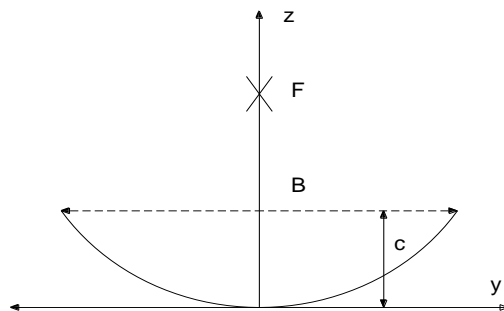


Figura 2.7 B: Boca de la parábola, F: Distancia focal, c: Profundidad de la parábola en el centro.

<sup>9</sup> www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF. Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

Debe advertirse que en las ecuaciones (2.9) y (2.10), se han acomodado los términos para agrupar una relación de foco a boca (F/B). Se verá mas adelante la importancia de esta relación para el diseño de un reflector parabólico.

### 2.1.2.3 Relación foco – boca ( F/B )<sup>10</sup>.

Uniendo la boca del paraboloide con el foco, se forma un ángulo sólido  $\xi$ . Este ángulo depende de la distancia focal F para una boca B constante  $\xi$  es mayor, en la medida que F se aproxime al vértice del paraboloide, y menor, si F se aleja. Véase figura 2.8.

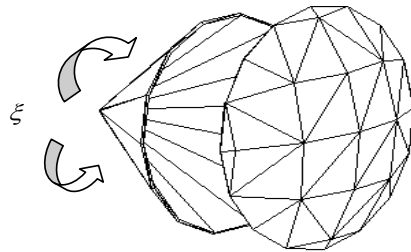


Figura 2.8 Ángulo sólido.

En la figura 2.9a se muestra una fuente primaria que ilumina reflectores con igual boca, pero, con diferentes distancias focales.

Para iluminar adecuadamente el reflector, la fuente primaria debe tener un diagrama de radiación con un ángulo sólido similar a  $\xi$ .

Si la fuente primaria tuviera un diagrama de radiación menor o mayor que  $\xi$ , el reflector quedaría iluminado parcialmente como se muestra en la figura 2.9b

<sup>10</sup> [www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF](http://www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF). Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

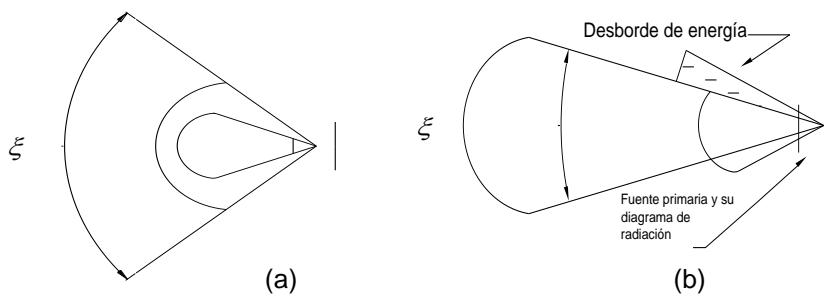


Figura 2.9 Fuente primaria que ilumina reflectores con igual diámetro, pero, con diferentes distancias focales.

Como es de apreciar, el diseño de una fuente primaria y su diagrama de radiación, debe coincidir con la relación foco a boca (F/B) del paraboloides, esto, a fin de obtener una adecuada ganancia y buen rendimiento del sistema.

### 2.1.3 EFICIENCIA Y DIRECTIVIDAD.

La eficiencia de un concentrador solar se define como la relación entre la energía absorbida por el fluido portador del calor y la energía incidente que es la densidad de energía solar sobre su superficie<sup>11</sup>.

$$\eta_c = \frac{\text{Energía útil que absorbe el fluido de trabajo}}{\text{Energía captada}} = \frac{Q_{ut}}{G_b \cdot A_a} \quad (2.11)$$

Donde:

$Q_{ut}$  Calor útil que absorbe el fluido de trabajo ( W ).

$G_b$  Radiación solar directa incidente sobre el concentrador ( W/m<sup>2</sup> ).

$A_a$  Área de apertura del concentrador ( m<sup>2</sup> ).

<sup>11</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.278.

A continuación se muestran un gráfico típico de eficiencia<sup>12</sup>

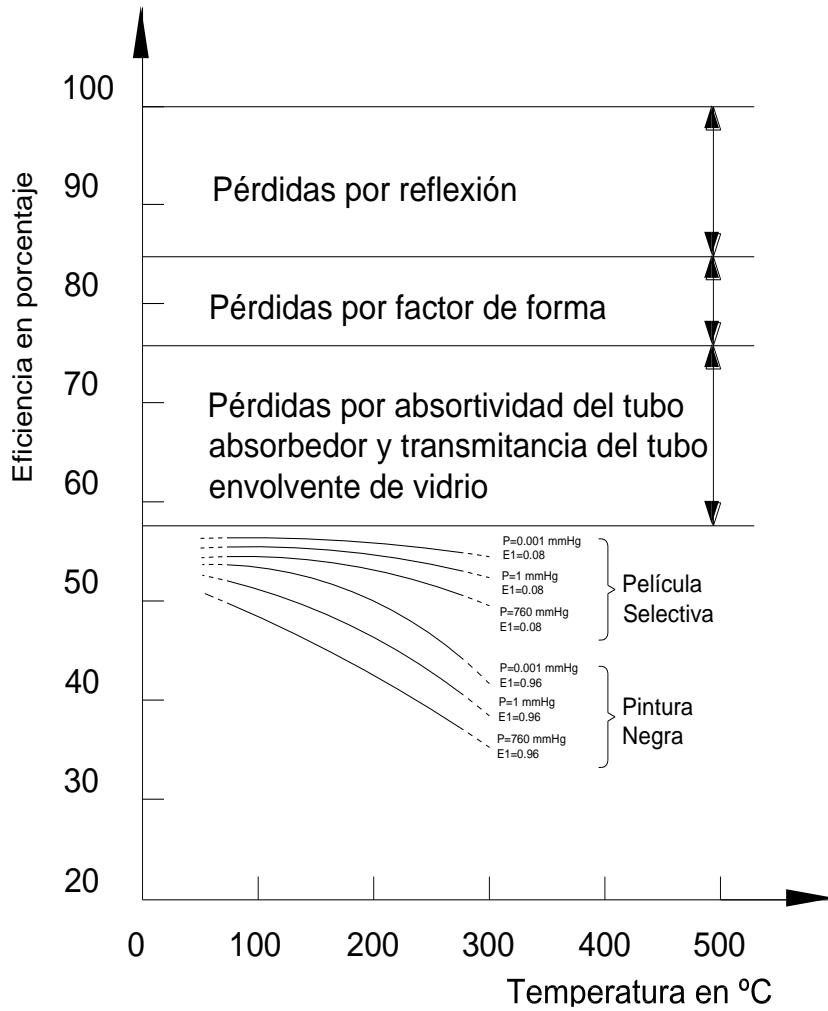


Figura 2.10 Eficiencia vs. Temperatura de un concentrador cilíndrico parabólico.

<sup>12</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 89.

La directividad de un reflector se define como la relación entre la densidad de potencia radiada en una dirección a una distancia dada, y la densidad de potencia que radiara a esa misma distancia un reflector isótropo que radiara la misma potencia que el reflector. Entonces se llama directividad al grado de concentración de un campo irradiado en una dirección determinada.

La característica de directividad muestra la dependencia de la intensidad del campo de radiación respecto de la dirección, con la condición que este campo sea medido siempre a igual distancia del reflector.

El diagrama de radiación del concentrador da una representación de la directividad de la misma.

#### **2.1.4 CONSIDERACIONES PRÁCTICAS.**

En los concentradores la cantidad de energía colectada sobre la superficie de absorción por unidad de área se aumenta, con lo cual se pueden alcanzar altas temperaturas aprovechables en algún ciclo termodinámico o en dispositivos termoiónicos, termoeléctricos, magnetohidrodinámicos u otros<sup>13</sup>.

Reduciendo las pérdidas de calor al utilizar un absorbedor de menor área no solo se mejoran las eficiencias térmicas sino que también se reducen efectos transitorios, ya que la masa térmica es mucho más pequeña que en colectores planos.

Los costos se reducen pues se reemplaza un absorbedor costoso por un área reflectora o refractora menos costosa.

---

<sup>13</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.p. 79 – 80.

Trabajan solo con la componente directa de la radiación solar; el criterio de selección de estos sistemas debe incluir características geográficas, quedando restringida su utilización a lugares de alta insolación.

La calidad óptica de la superficie reflectora requiere mantenimiento y protección intensiva contra su exposición a la intemperie.

Se ha mencionado que la temperatura máxima que se puede lograr con los colectores planos es del orden de 100 °C; La eficiencia de Carnot de una máquina térmica que opere entre esta temperatura y la del ambiente, se limita a 20% aproximadamente, por lo que utilizarlos en un sistema termodinámico que incluya una máquina tal no resulta atractivo. En cambio, al trabajar a temperaturas del orden de 300 °C, mismas que pueden lograrse con captadores de enfoque, la eficiencia de Carnot se incrementa al doble.

Una aplicación importante de concentradores en países desarrollados o en vías de desarrollo sería en los procesos industriales; por ejemplo, se conoce que las necesidades de calentamiento en dichos procesos, operando a temperaturas menores de 100 °C, es solo de 5%, correspondiendo el restante a mayores temperaturas, por lo que un impacto significativo del empleo de la energía solar en este sector sería con captadores de enfoque<sup>14</sup>.

Con un balance de energía se puede ver como, a una temperatura dada, los concentradores son inherentemente más eficientes que los colectores planos. El calor útil entregado al fluido de trabajo está dado por la energía recibida por el absorbedor, menos las pérdidas de calor al medio ambiente, es decir<sup>15</sup>:

$$Q_{ut} = Q_e - Q_p = Q_e - \left[ \frac{(T_t - T_{amb}) \cdot A_t}{R_{TP}} \right] \quad (2.12)$$

Donde la energía recibida por el absorbedor ( $Q_e$ ) está dada por<sup>16</sup>:

<sup>14</sup> KREITH, F., DAVENPOT, R. y FEUSTEL, J., Status Review and Prospects for Solar Industrial Process Heat ( SIPH ).

<sup>15</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 80.

$$Q_e = \eta_o \cdot A_a \cdot G_b \quad (2.13)$$

siendo:

$A_a$  Área de apertura del concentrador (  $m^2$  ).

$A_t$  Área del tubo absorbedor (  $m^2$  ).

$G_b$  Radiación solar directa incidente sobre el concentrador (  $W/m^2$  ).

$T_{amb}$  Temperatura del medio ambiente ( K ).

$T_t$  Temperatura del tubo absorbedor ( K ).

$R_{TP}$  Resistencia térmica total de perdidas (  $W/m^2 \cdot K$  )

$\eta_o$  Eficiencia óptica

Si la eficiencia instantánea del colector es<sup>16</sup>

$$\eta_c = \frac{Q_{ut}}{G_b \cdot A_a} \quad (2.14)$$

entonces:

$$\eta_c = \eta_o - \frac{(T_t - T_{amb})}{R_{TP} \cdot G_b} \cdot \frac{1}{C_o} \quad (2.15)$$

donde la razón de concentración  $C_o$  está definida como:

$$C_o = \frac{A_a}{A_t} \quad (2.16)$$

Debido a que las pérdidas de un colector plano en el que  $A_a / A_t = 1$  crecen al aumentar la temperatura, la ganancia de energía a altas temperaturas es baja. En cambio, en concentradores al aumentar la razón de concentración,  $A_a / A_t$ , manteniendo  $A_a$  constante (véase figura 2.11), las pérdidas térmicas se reducen, permitiendo alcanzar altas temperaturas. Sin embargo, las pérdidas

<sup>16</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.p. 80 – 81.



por reflexión, factor de forma y la no-concentración de radiación difusa en los concentradores, reducen la energía absorbida comparada con la que capta un colector plano<sup>17</sup>

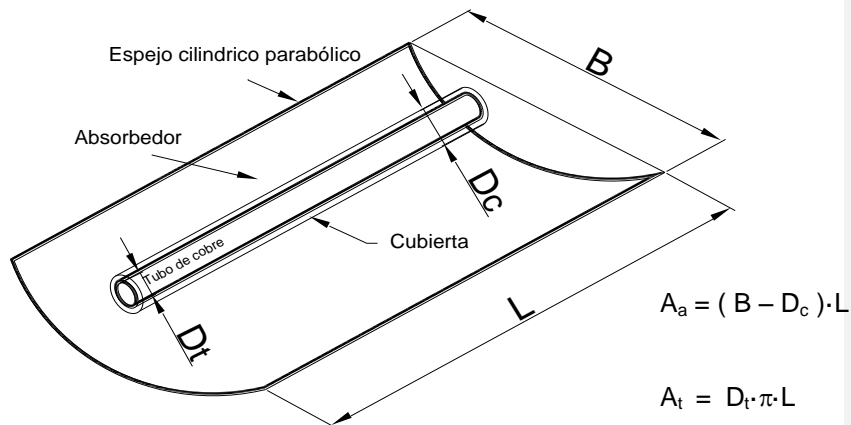


Figura 2.11 Área de apertura del espejo y área del tubo del absorbedor.

Para colectores planos  $C_o = 1$  y para concentradores  $C_o > 1$ . De la ecuación 2.7 es evidente que entre mayor sea  $C_o$ , más grande será la eficiencia; este tipo de análisis es muy simple, ya que no refleja la reducción en la eficiencia óptica que ocurre debido al uso de espejos o lentes imperfectos.

Además, para altas temperaturas es más complicado obtener  $U$  que es el coeficiente global de transferencia de calor, debido a que las pérdidas por radiación son muy importantes y proporcionales a la temperatura elevada a la cuarta potencia.

Cuanto más alta es la temperatura a la cual la energía va a ser entregada en un concentrador, mayor deberá ser la razón de concentración; para lograr esto, la geometría del concentrador necesita ser la más precisa posible, así como del

<sup>17</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy Thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p.p. 200 - 212.

sistema que permite seguir al Sol; en la figura 2.12 se muestran los valores de razón de concentración y tipos de concentradores con los que se puede entregar energía a diferentes temperaturas sobre un absorbedor.

En la<sup>18</sup> figura 2.12 la curva limite inferior representa razones de concentración a las cuales las pérdidas térmicas son iguales a la energía generada. La región sombreada corresponde a eficiencias de colección de 40% a 60% y representa el intervalo usual de buena operación. La escala de densidad de flujo muestra la densidad de flujo promedio de radiación reflejada en el área focal.

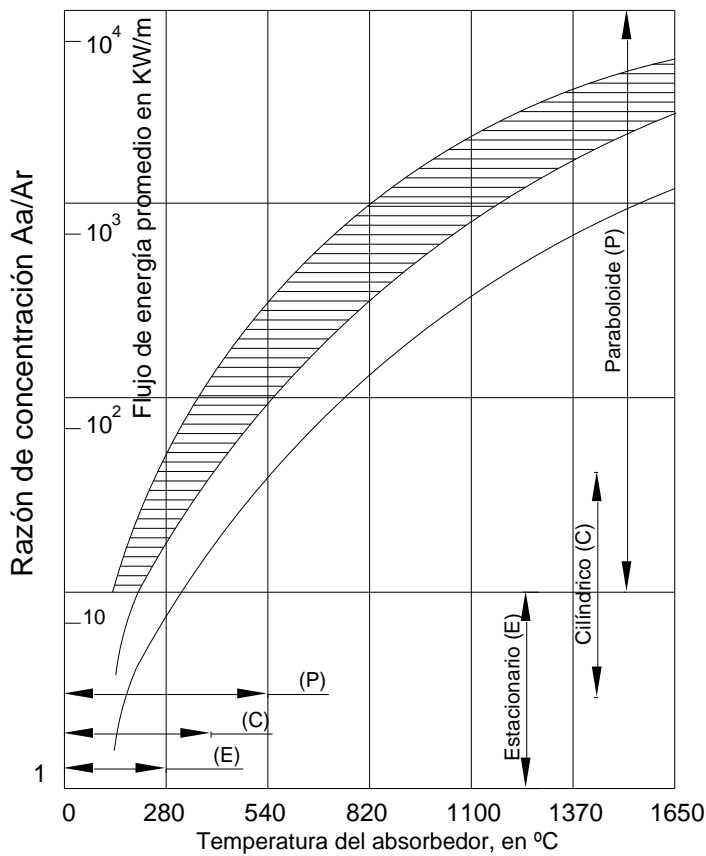


Figura 2.12 Relaciones entre razón de concentración y temperatura de operación del absorbedor.

<sup>18</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 82

### 2.1.5 REFLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO.

La misión del reflector cilíndrico parabólico es reflejar y concentrar sobre el tubo absorbente la radiación solar directa que incide sobre su superficie. Se trata en definitiva de un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano de apertura. Véase figura 2.13.

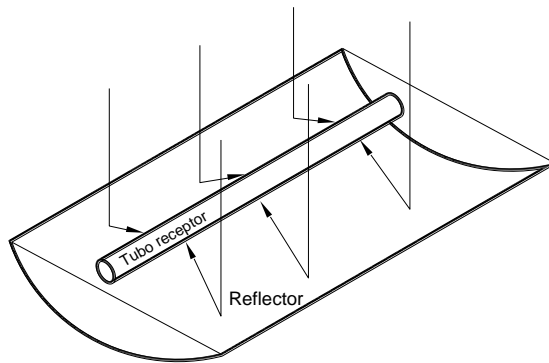


Figura 2.13 Reflector cilíndrico - parabólico

La superficie especular se consigue a partir de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. En la actualidad se utilizan diferentes medios soportes para la película reflectante<sup>19</sup>:

#### a ) Chapa metálica.

Se suelen usar chapas de aluminio pulido de alta reflectividad especular (en torno al 80%) en las que el material soporte actúa a la vez de elemento reflexivo. La principal ventaja de esta opción es su bajo costo, pero su durabilidad es baja, ya que la superficie del aluminio se deteriora con cierta rapidez, disminuyendo la reflectividad, cuando está expuesto a la intemperie,

<sup>19</sup><http://www.esi.us.es/php/infgen/aulav/sistercon.pdf>, Sistemas termosolares de concentración, Español, 19 - 05 - 2004.

por lo que los reflectores de chapa de aluminio no suelen usarse para aplicaciones industriales de larga duración.

#### **b ) Vidrio<sup>20</sup>.**

Cuando el medio soporte es vidrio de bajo contenido en hierro, sobre su cara posterior se deposita una fina película de plata protegida mediante una película de cobre y otra de pintura epoxi. El resultado final es un espejo similar al que se usa en cualquier cuarto de baño.

Dependiendo del espesor del vidrio sobre el que se deposita la película reflexiva de plata, se tienen dos tipos diferentes de espejos: de vidrio grueso (espesor = 3mm) y de vidrio delgado (espesor = 1,5 mm).

En el caso de vidrios gruesos el vidrio se curva en caliente antes de depositar la película de plata, para que adopte la forma parabólica que debe tener, de modo que los espejos pueden ir directamente colocados sobre la estructura metálica del colector.

Cuando el espesor del vidrio es pequeño (< 1,5mm) el espejo tiene la suficiente flexibilidad como para curvarse en frío y pueden pegarse directamente sobre una chapa metálica que es la que asegura la adecuada curvatura del concentrador. Es decir, la forma cilíndrica parabólica la aporta una chapa metálica gruesa, sobre la que se pegan los espejos de pequeño espesor.

#### **c ) Plástico<sup>20</sup>**

En este caso el reflector consiste en una lámina de material plástico sobre la que se deposita una película de plata o aluminio, de modo que al final lo que se tiene es una fina lámina de plástico reflectante que puede pegarse sobre cualquier sustrato. Como en el caso de los espejos de vidrio delgados, la

---

<sup>20</sup> <http://www.esi.us.es/php/ingen/aulav/sistercon.pdf>, Sistemas termosolares de concentración, Español, 19 - 05 - 2004.

forma parabólica tiene que ser aportada por un soporte más resistente, sobre el que se pegará la lámina reflectante.

La firma 3M tiene diferentes productos de este tipo. El principal problema de estas láminas reflectantes es su baja durabilidad en la intemperie, ya que resultan dañados por las partículas que, al ser transportadas por el aire, arañan y erosionan su superficie, lo que a su vez resulta en una pérdida de specularidad. Otro problema que se ha detectado con este tipo de superficies reflexivas es que presentan un grado de ensuciamiento mayor que los espejos de vidrio. Se piensa que es debido a que se cargan electrostáticamente por la acción del viento y se deposita sobre ellas una mayor cantidad de polvo atraído por esta carga electrostática.

#### **2.1.6 COMPARACIONES<sup>21</sup>.**

**Receptor plano y concentrador-reflector plano.-** Tiene un bajo índice de concentración, inferior a 4; se aprovecha en el receptor parte de la componente solar difusa incidente sobre el colector.

**Receptor cilíndrico y concentrador-reflector cónico.-** Se mejoran las características de concentración del caso anterior.

**Receptor cilíndrico y concentrador-reflector esférico.-** Se mejoran las características de concentración de los casos anteriores.

**Concentrador-reflector tipo paraboloides de revolución.-** Permite obtener relaciones de concentración muy elevadas, lo que a su vez implica elevadas temperaturas; una modificación del mismo introduce un segundo reflector que permite llevar al foco a otra posición más conveniente.

**Colector con concentrador-reflector cilíndrico parabólico y receptor tubular.-** Es el modelo más usado y en el que el tubo receptor se encuentra a

---

<sup>21</sup> <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/Solar4.pdf>, Concentradores solares de media temperatura, Español. 14 – 11 – 2003.

lo largo de todas las posiciones focales. La temperatura alcanzada en el mismo puede llegar a ser del orden de los 300 °C, suficiente para muchas aplicaciones.

**Concentrador de reflexión Fresnel y concentrador refractor Fresnel.-** En el reflector Fresnel, las superficies pueden ser planas o curvas, estando diseñada cada una para reflejar individualmente la radiación sobre el receptor; su gran ventaja radica en su facilidad de construcción, siendo muy interesante su utilización en colectores solares de gran potencia y alta temperatura.

## CAPÍTULO 3

## TECNOLOGÍA DE LOS CONCENTRADORES SOLARES

### 3.1 TIPOS DE CONCENTRADORES.

#### 3.1.1 CONCENTRADORES ESTACIONARIOS.

Los concentradores menos complejos son los que no requieren seguimiento continuo del Sol; éstos tienen un ángulo de aceptación muy grande, concentración baja y diseño con base en alguna curvatura sencilla; su orientación debe ser en dirección Este - Oeste a fin de obtener mejor aprovechamiento de los ángulos de aceptación grandes; las concentraciones pueden llegar hasta 10 con un tiempo de captación del orden de 7h , con ajuste una vez al día. Los concentradores más simples se muestran en la figura 3.1a y en la figura 3.1b, la primera corresponde a un colector plano inclinado un ángulo  $\beta$  que recibe la radiación solar proveniente del Sol y la reflejada por un espejo horizontal; la segunda presenta a un colector con espejos inclinados que reflejan la radiación sobre el colector.

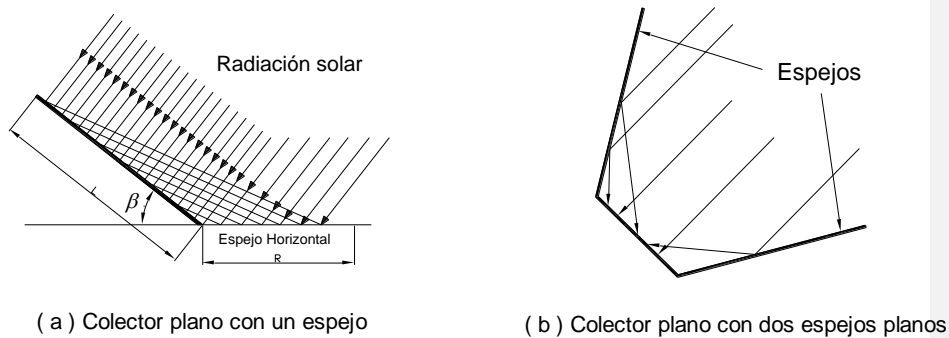


Figura 3.1 Colectores Solares Planos<sup>22</sup>

Los concentradores estacionarios de mayor concentración son los llamados parabólicos compuestos (CPC), desarrollados por Welford y Winston ( 1978 ) y

<sup>22</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 83

Rabl (1976) véase figura 3.2. Están formados por dos segmentos parabólicos simétricamente colocados alrededor de un eje; el foco de cada parábola se localiza en el extremo de la superficie absorbedora coincidente con la parábola opuesta. El ángulo de cada eje de la parábola proporciona el ángulo de aceptación del concentrador.

Algunos valores representativos de los concentradores CPC son:

**Tabla 3.1** Valores para CPC.

<b>Razón de concentración</b>	<b>Ángulo aceptación ( <math>\theta_{max}</math> )</b>	<b>Número de reflexiones en el espejo</b>
10	5.7	1.25
5	11.5	0.99
1.4	36	0.25

Fuente: Almanza

El número de reflexiones promedio de la radiación, entre la apertura y el receptor, es un parámetro importante de estos concentradores. La atenuación o pérdida de radiación en términos de reflejancia se define como:

$$\text{Pérdidas de reflejancia}^{23} = 1 - \zeta_m^n$$

donde

$\zeta_m$  = reflejancia especular del espejo, y

$n$  = número de reflexiones

<sup>23</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 83



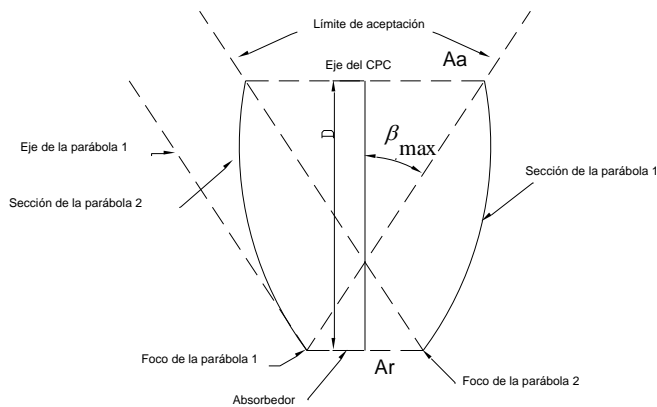


Figura 3.2 Concentrador parabólico compuesto<sup>24</sup>

Otro tipo sencillo de concentradores se puede construir con dos espejos en forma de V figura 3.3. Con este sistema es factible obtener concentraciones hasta<sup>25</sup> de 3.

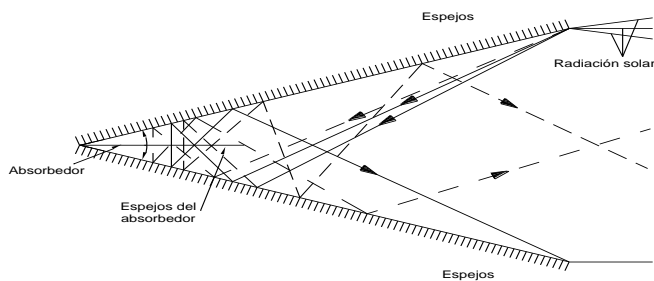


Figura 3.3 Sistema de dos espejos planos en forma de V

### 3.1.2 CONCENTRADORES CON SEGUIMIENTO CONTINUO.

<sup>24</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 84

<sup>25</sup> MEINEL, A.B. Y MEINEL, M.P., Applied Solar Energy. An Introduccion., E.U.A., Addison – Wesley Publishing Co.,1976.

Cuando se necesitan concentraciones mayores de 10 por periodos diarios de 6 h o más a lo largo de todo el año, se requieren sistemas con seguimiento del Sol. Existen dos tipos diferentes de concentradores al respecto: los de curvatura simple o concentradores cilíndricos, ya sean con curvatura circular o parabólica, y los de curvatura compuesta, o tipo platillo como los paraboloides de revolución y los casquetes semiesféricos. Los concentradores de curvatura simple necesitan mecanismo seguidor con un grado de libertad (foco lineal), y los de curvatura compuesta dos grados de libertad mecánica (foco puntual) figura 3.4.

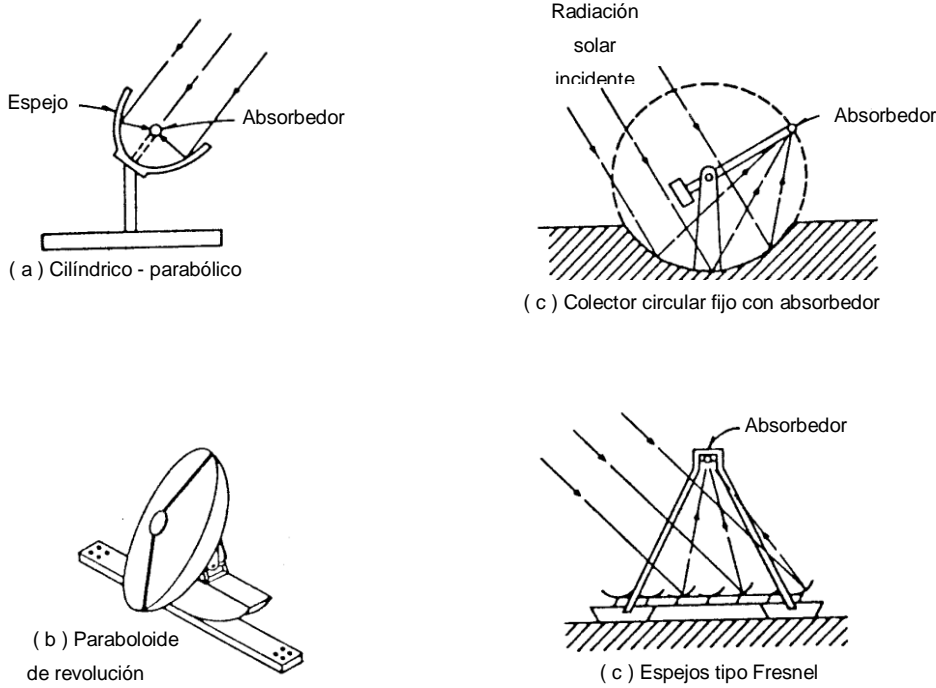
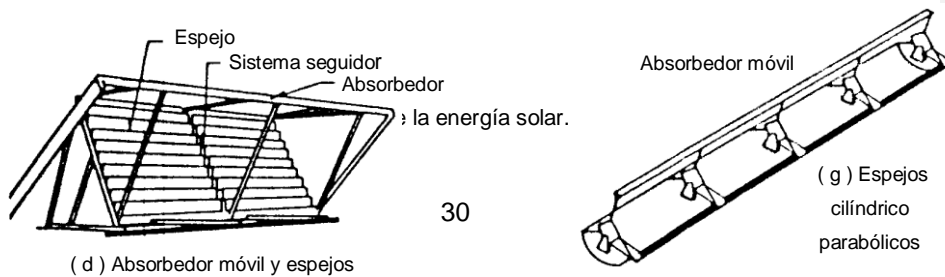


Figura 3.4 Concentradores de seguimiento continuo.<sup>26</sup>



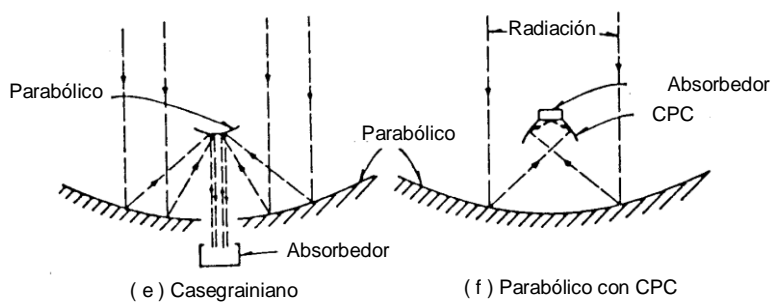


Figura 3.4 Continuación.<sup>27</sup>

En estos sistemas, el seguimiento del Sol se hace generalmente a través de sensores fotosensitivos que envían una señal de naturaleza eléctrica a un sistema electrónico y un servomecanismo.

### 3.1.3 CONCENTRADORES CON CURVA COMPUESTA.

Para concentraciones arriba de 50 es necesario utilizar sistemas de curvatura compuesta, como son los reflectores paraboloides de revolución o los casquetes semiesféricos. Idealmente, estos sistemas funcionan durante todo el día con una incidencia de la radiación normal a su apertura con excepción del sistema conocido como reflector esférico estacionario con absorbedor móvil (SRTA).

<sup>27</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 87.

### a ) Paraboloides de revolución.

Los espejos parabólicos son los únicos que mantienen una distancia focal constante desde el vértice del propio espejo.

El paraboloide de revolución es una superficie producida al girar una parábola alrededor de su eje óptico.

En este tipo de concentradores se pueden alcanzar concentraciones de 500 a 3600. Debido al tamaño finito del Sol y a imperfecciones en la construcción de espejos, el foco en sistemas de este tipo no es puntual. Las temperaturas que se han logrado alcanzar en estos sistemas van desde los 500 °C hasta los 2000 °C.

El funcionamiento de un paraboloide de alta concentración es mucho más sensible a las propiedades ópticas del sistema que a las pérdidas térmicas. Véase figura 3.5.

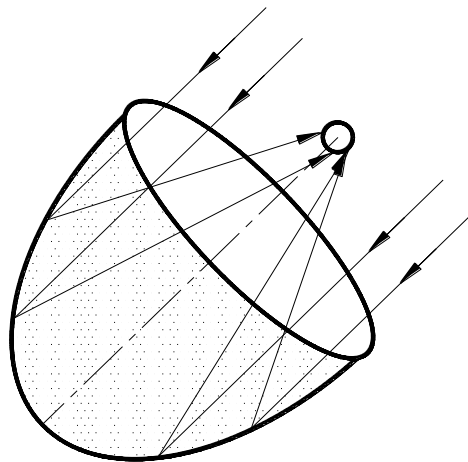


Figura 3.5 Paraboloide de revolución<sup>28</sup>

### b ) Sistema SRTA.

<sup>28</sup> <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/Solar4.pdf>, Concentradores solares de media temperatura, Español. 14 – 11 – 2003.

En la figura 3.6 se muestra cómo con un espejo a base de un casquete semiesférico se efectuaría el enfoque sobre un absorbedor lineal de tamaño apreciable, colocado paralelo a la radiación solar incidente.

Dado que el espejo es estacionario en este tipo de concentradores, se pueden construir con relativa facilidad unidades grandes. Además, se reducen grandemente las pérdidas que ocurren al transportar la energía térmica, y los costos de instalación y bombeo del fluido de trabajo.

Una de las desventajas de este sistema es la llamada pérdidas por el coseno del ángulo de incidencia de la, radiación solar. Ya que la apertura de este concentrador no sigue al Sol, la componente directa de la radiación solar es proporcional al coseno del ángulo entre los rayos solares y la normal al plano de apertura, o sea al ángulo de incidencia, el cual depende de la latitud del lugar y de la orientación del espejo, y varía con la hora del día y la época del año. Dado que las pérdidas del absorbedor por convección y radiación son constantes para una temperatura dada, la eficiencia de este sistema depende del ángulo de incidencia, por lo que resultan adecuados en regiones de baja latitud.

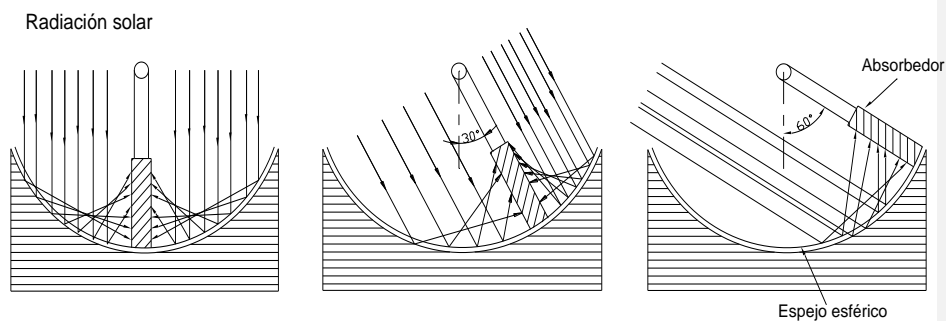


Figura 3.6 Sistema SRTA con diferentes posiciones de la radiación solar incidente<sup>29</sup>

### c ) Sistema de torre central.

<sup>29</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 93.

Se desarrolla actualmente para generar altas potencias, del orden de MW figura 3.7. Consiste en un conjunto de helióstatos que reflejan la radiación solar directa hacia una torre central, con un absorbedor colocado en la parte alta de la torre.

En dichos sistemas se logran razones de concentración máximas de 3000 y temperaturas en el intervalo entre 500 °C y 2000 °C. El arreglo del sistema de torre central evita instalar gran cantidad de tuberías para cubrir grandes distancias de transporte del fluido de trabajo, reduciendo así las pérdidas de calor. El mayor costo de este tipo de instalaciones se debe a la gran cantidad de helióstatos que siguen al Sol y a que el absorbedor debe ser capaz de recibir de 1 a 2 MW/m<sup>2</sup> de flujo de energía solar y transferir el calor con un mínimo de pérdidas.

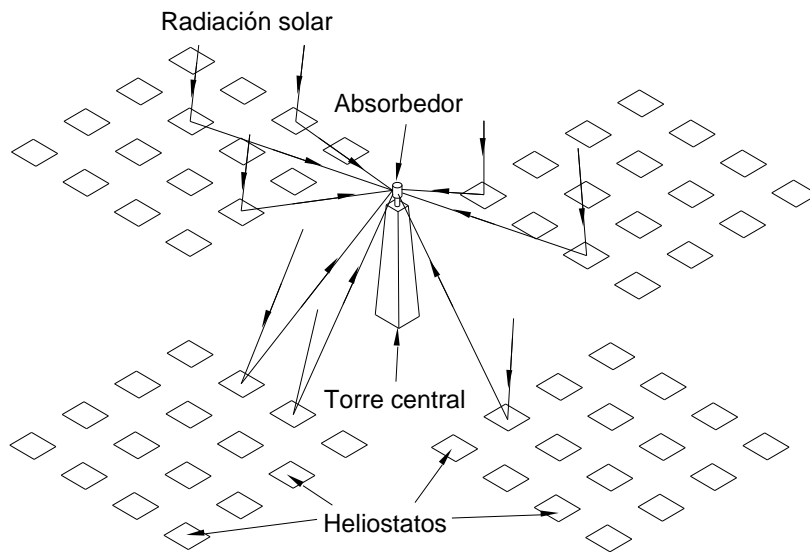


Figura 3.7 Sistema de la torre central<sup>30</sup>

### 3.2 DISPOSITIVOS DE COMPROBACIÓN.

<sup>30</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 94.

Al construir un concentrador se pueden cometer errores que hagan que no toda la radiación incida sobre el absorbedor; la pérdida de enfoque se puede deber a errores en la pendiente de la geometría construida o a errores intrínsecos de los espejos, que pueden dispersar angularmente el haz incidente.

Para analizar de manera rápida y precisa un espejo cilíndrico parabólico, se efectúa con un rayo láser un barrido a lo largo tanto de su apertura como de su longitud, colocando en el foco teórico de la parábola un detector sensible a la posición, sobre el que inciden los diferentes rayos láser reflejados por el concentrador. El registro de los datos puede hacerse mediante un sistema de adquisición de datos que los almacene en una cinta magnética y procesarlos posteriormente en una computadora.

Este tipo de análisis es muy completo, ya que permite conocer las regiones críticas de un concentrador que son las regiones donde la distribución de errores de curvatura no es aleatoria, a fin de modificar los criterios de construcción de los concentradores.

El factor de forma, para un diámetro dado del absorbedor, depende principalmente de la irregularidad de la superficie reflectora, error de curvatura del espejo y error del mecanismo de seguimiento.

Mediante el detector de posición se puede conocer la irregularidad global del espejo (errores de curvatura y superficie), la que se caracteriza por la forma de la curva de distribución de los errores del espejo, que suponiendo se trata de una distribución normal puede caracterizarse por la desviación estándar  $\sigma_s$ , la cual usualmente se denomina calidad de espejo.

Un histograma formado por los errores angulares tanto de curvatura como de superficie se muestra en la figura 3.8. Dicho histograma comprende un intervalo de  $-16.5$  a  $16.5$  mrad ( $-0.95$  a  $0.95$ ), y se ha dividido en once subintervalos de 3 mrad cada uno.

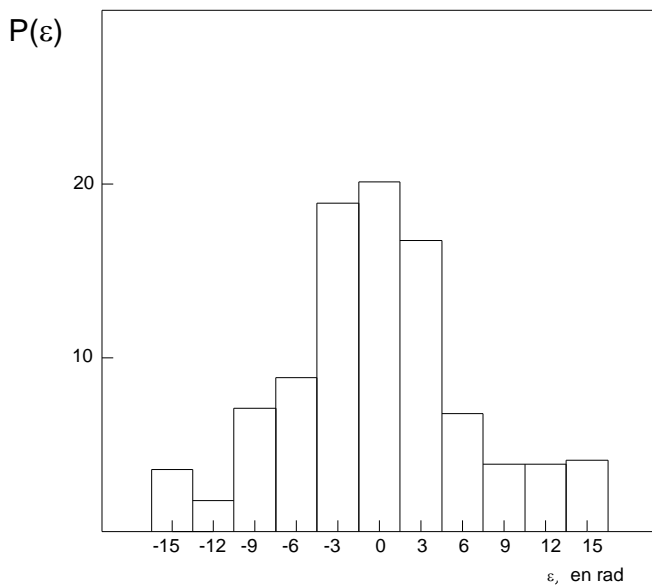


Figura 3.8 Histograma de los errores de pendiente y superficie de un espejo<sup>31</sup>

Para conocer el factor de forma de un concentrador (Bienert, 1973), se calcula la fracción de energía que incide en el receptor para cada intervalo del histograma formado por los errores angulares del espejo (figura 3.8). A cada intervalo o barra se asocia una probabilidad  $P(\epsilon)$  de ocurrencia, y se multiplica por la fracción de energía con que contribuye el intervalo, haciéndose lo mismo para los intervalos restantes; los productos se suman, con lo que se obtiene el total de energía que llega al absorbedor; dividiendo esta cantidad por la energía total que llega al plano de captación se obtiene el factor de forma. En la figura 3.9 se muestra el factor de forma en función del error del espejo para distintas razones de concentración.

Este tipo de análisis permite conocer qué espejo es factible de utilizar o desechar. Un espejo con un factor de forma 0.90 puede considerarse bueno, en cambio uno con un factor 0.60 no es aceptable pues se perdería bastante radiación.

<sup>31</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 101.



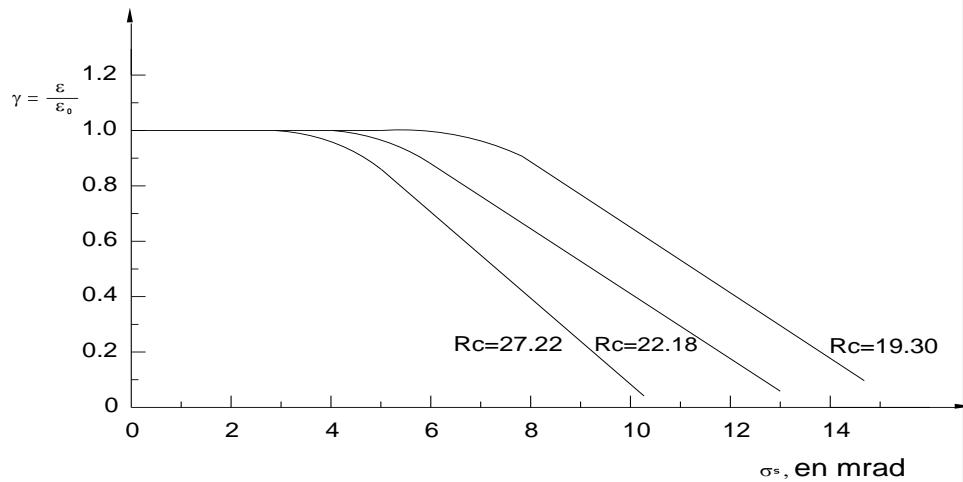


Figura 3.9 Factor de forma en función de los errores de curvatura y superficie de un concentrador. La razón de concentración varía manteniendo constante el área de captación<sup>32</sup>

### 3.3 RENDIMIENTO DE CONCENTRADORES.

El rendimiento de los concentradores depende de una amplia gama de factores, no pudiéndose utilizar ningún método general que permita el cálculo de cualquiera de ellos en forma generalizada, por lo que hay que resolver cada problema como un caso particular.

Para la evaluación cuantitativa del concentrador cilíndrico parabólico, se puede considerar el modelo simplificado de la figura 3.10.

<sup>32</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 103.

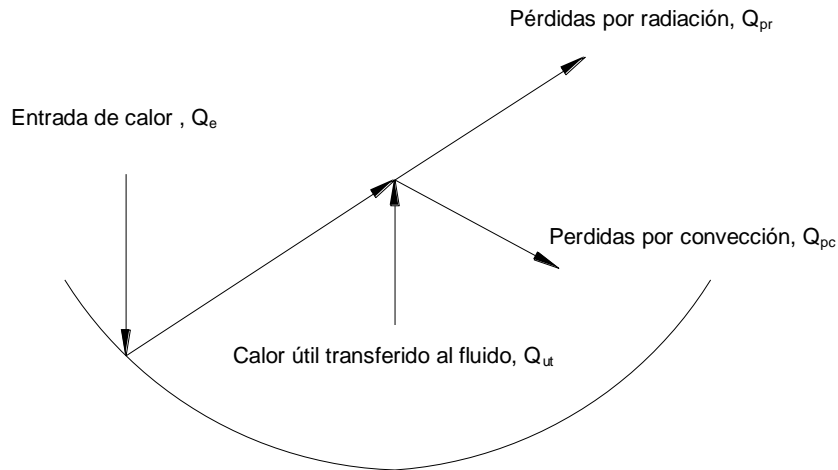


Figura 3.10 Factores que intervienen en el balance de energía para un concentrador cilíndrico parabólico<sup>33</sup>.

Para analizar el rendimiento se supone que la temperatura del absorbedor es uniforme y que la energía útil se extrae mediante un fluido que circula dentro del tubo. Para un concentrador cilíndrico parabólico con absorbedor cilíndrico el balance de energía está dado por:

$$Q_{ut} = Q_e - Q_{pc} - Q_{pr} \quad (3.1)$$

El rendimiento está definido por<sup>34</sup>:

$$\eta_c = \frac{Q_{ut}}{G_b \cdot A_a} \quad (3.2)$$

donde:

$\eta_c$  Rendimiento del concentrador.

<sup>33</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 23.

<sup>34</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 80.

- $Q_{ut}$  Calor útil que absorbe el fluido de trabajo ( W ).
- $G_b$  Radiación solar directa incidente sobre el concentrador (  $W/m^2$  ).
- $A_a$  Área de apertura del concentrador (  $m^2$  ).

### 3.4 MATERIALES.

Para aplicar la conversión térmica de la energía solar a la cocción de alimentos y a otras aplicaciones, debe considerarse en el diseño de los equipos, el uso de concentradores de radiación, ya que sin éstos difícilmente pueden alcanzarse las temperaturas requeridas. Hasta los modelos más sencillos de cocinas solares como los de tipo caja, tienen una tapa con la cara interna reflejante. Como materiales reflectivos en los concentradores solares, suelen emplearse chapa de aluminio, de acero inoxidable, espejos de vidrio, plásticos.

**Reflectividad**<sup>35</sup>. La reflectividad es una propiedad que determina la fracción de la radiación incidente reflejada por una superficie. En la tabla 3.2 puede observarse que los aluminios especiales son los materiales más apropiados para usar en las aplicaciones que requieran un buen índice de reflexión.

**Tabla 3.2** Reflectividades globales de algunos materiales.

PVC blanco	0,871
------------	-------

<sup>35</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.665.

Aluminio de alta reflectividad (verde)	0,839
Aluminio de alta reflectividad (rosado)	0,853
Aluminio de alta reflectividad (celeste)	0,820
Chapadur prepintado blanco	0,741
Chapa galvanizada	0,588
Chapa pintada de blanco nueva	0,582
Chapa pintada de blanco envejecida	0,656
Fibra de vidrio pintada de blanco	0,709
Espejo de vidrio de 2 mm	0,795
Espejo de vidrio de 3 mm	0,754
Espejo de vidrio de 4 mm	0,712
Acero inoxidable	0,572
Mylar ( Cuba )	0,833
Papel de aluminio ( Cuba )	0,799

Fuente: INENCO

En la figura 3.11 se comparan los valores obtenidos para cuatro muestras de materiales nuevos, con un muy buen acabado desde el punto de vista de su reflectancia. Inclusive los valores son mayores en apariencia a las chapas brillantes. En la misma figura se observa para la chapa galvanizada y el acero inoxidable, que en la zona de los colores rojizos y en el infrarrojo cercano, las reflectancias son similares, aunque existe un “valle” para la galvanizada.

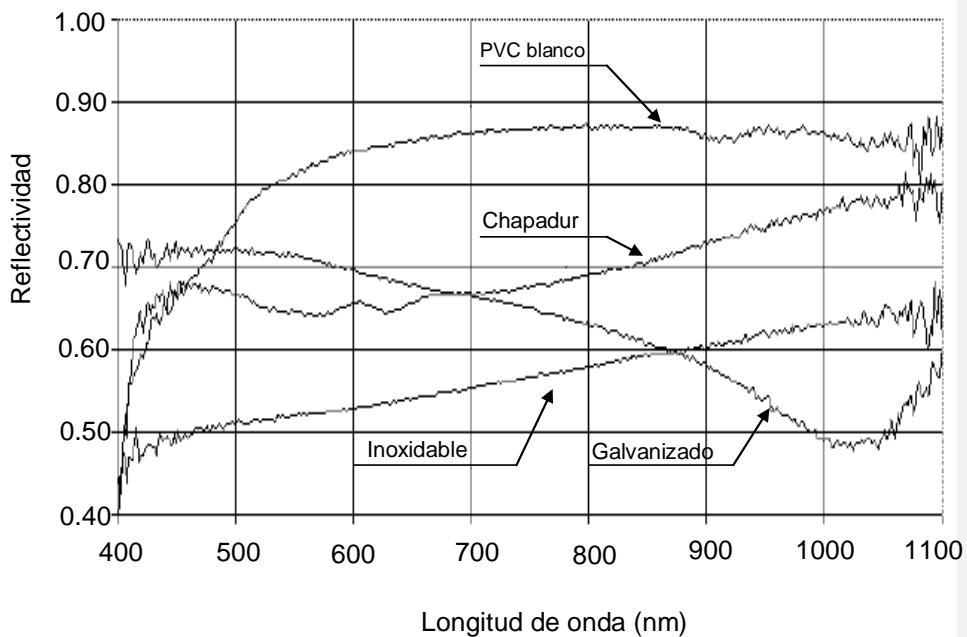


Figura 3.11 Reflectancia espectral de PVC blanco, Chapadur prepintado blanco, Chapa galvanizada y acero inoxidable.<sup>36</sup>

Conviene remarcar el hecho que el inoxidable aumenta su reflectividad con el aumento de la longitud de onda, a la inversa de la chapa galvanizada. Es conocido que por acción de la intemperie, el galvanizado disminuye su reflectividad con el paso del tiempo, a diferencia del acero inoxidable que la

<sup>36</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/averma/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

mantiene. Como ambos materiales son empleados en concentradores, se incluyeron estas medidas.

En la figura 3.12 se observa el efecto de degradación de la pintura blanca sobre una chapa. El cambio de la reflectancia es notorio en las longitudes de onda bajas del espectro visible que a simple vista se nota como un envejecimiento.

También en el infrarrojo cercano aunque con un efecto inverso se nota el cambio de la reflectancia.

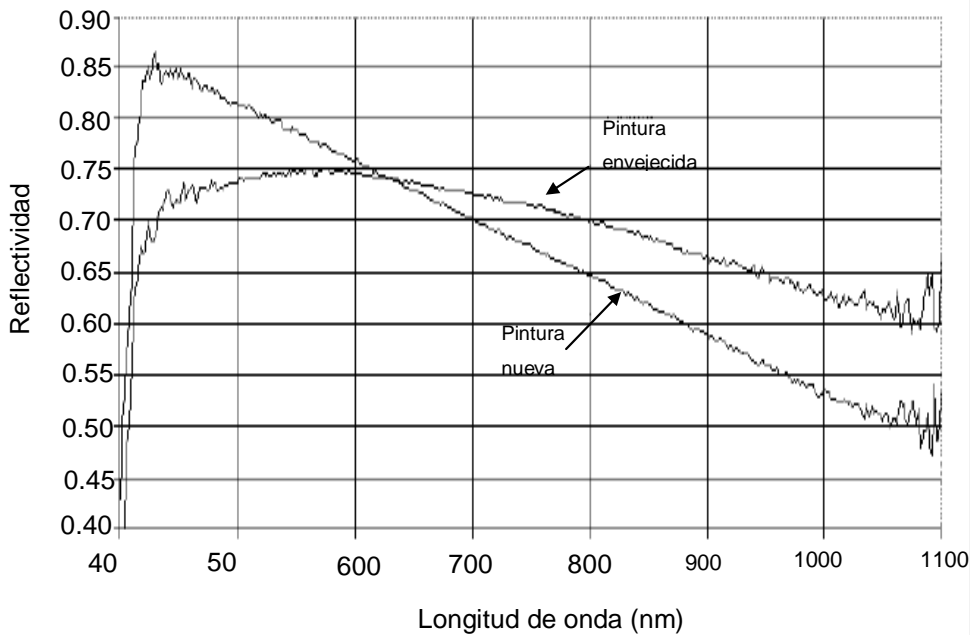


Figura 3.12 Comparación de las reflectancias espectrales de chapa pintada de blanco nueva y otra con dos años de uso a la intemperie.<sup>37</sup>

En la figura 3.13 se observa, con respecto a las muestras de aluminio 1 y 2, que tienen un comportamiento similar debido a fenómenos de interferencia

<sup>37</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/averma4/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

entre el material y la red de difracción holográfica. Este hecho no se da en la muestra de aluminio 3, que tiene un comportamiento similar al papel de aluminio y al Mylar de procedencia cubana. Conviene insistir en el hecho que todas las muestras tienen altos valores de reflectancia.

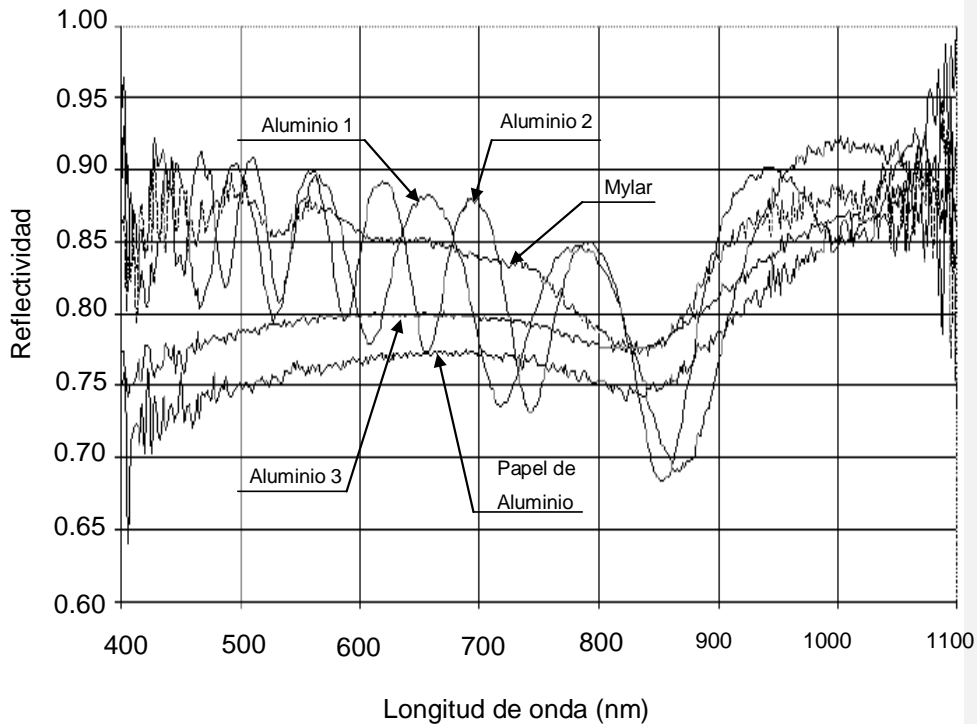


Figura 3.13 Reflectancias espectrales de muestras de aluminio de alta reflectividad, papel de aluminio y mylar aluminizado.<sup>38</sup>

En la figura 3.14 se observan las características de respuesta espectral espejos de vidrio de calidad similar y de diferentes espesores. Es notorio observar dos aspectos de interés: Por un lado una disminución de la reflectancia con el aumento del espesor del espejo, provocada por la mayor atenuación del vidrio, que debe ser atravesado dos veces.

<sup>38</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/avermas/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

Por otra parte, y también provocado por el hecho que el vidrio debe ser atravesado dos veces, y es conocido su efecto de “corte”, una notoria disminución de la reflectancia con el aumento de la longitud de onda

Las figuras 3.15 y 3.16 permiten apreciar en un mismo gráfico las variaciones espectrales de las fuentes, combinadas con las reflectancias de los distintos materiales

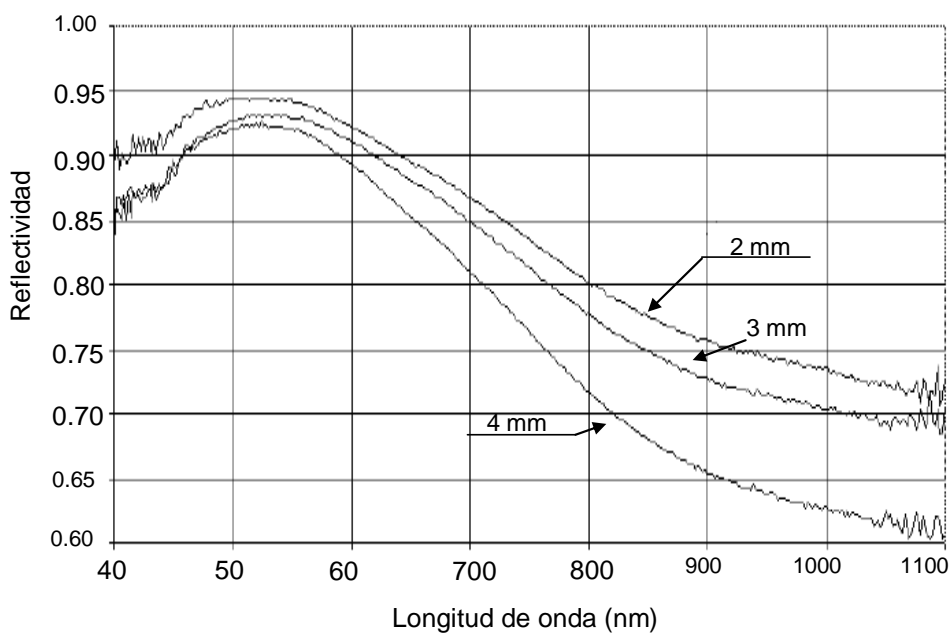


Figura 3.14 Reflectancias espectrales de espejos de vidrio de igual calidad y diferentes espesores.<sup>39</sup>

La figura 3.15 representa el producto de la reflectancia espectral de los tres materiales por el espectro solar en el plano del concentrador, medido con el espectroradiómetro LICOR en su modo de operación “cosine receptor”. Como

<sup>39</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/averma/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.



era de esperar este producto es máximo para el aluminio. Para el caso de las tres muestras, los valores son máximos en la zona del visible.

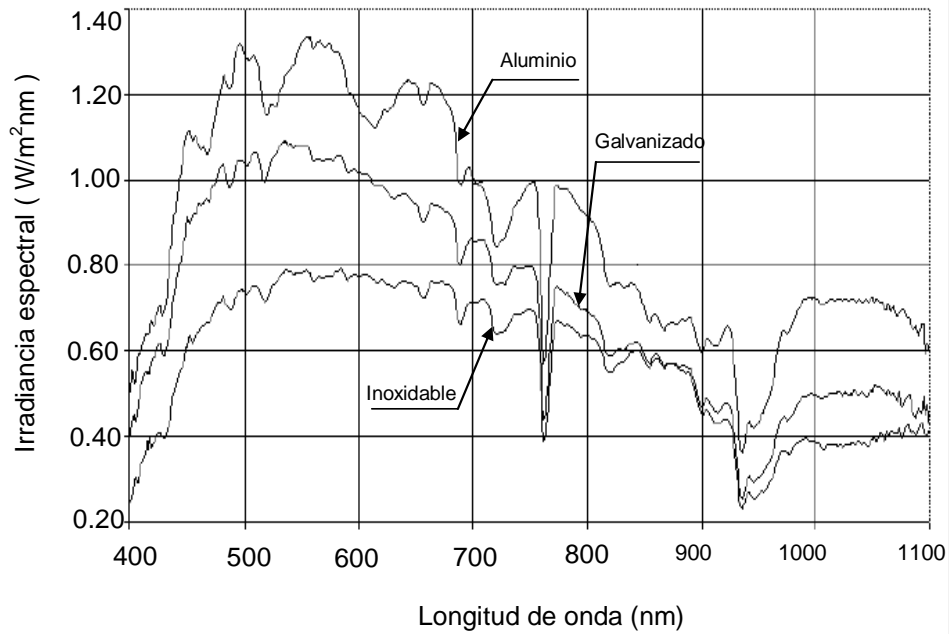


Figura 3.15 Espectro solar reflejado por chapas de distintos metales.<sup>40</sup>

La figura 3.16 muestra un gráfico equivalente, pero en este caso la fuente luminosa es una lámpara halógena de alta potencia. Al igual que en el caso anterior, este producto es máximo para el aluminio, aunque es creciente con el aumento de la longitud de onda, hasta un valor máximo ubicado en el infrarrojo cercano. La “temperatura de color” de la fuente es la responsable de este hecho, aunque el cruce de las curvas del aluminio con el inoxidable es debido a la disminución de la reflectancia del galvanizado en esa zona.

<sup>40</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/avermas/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

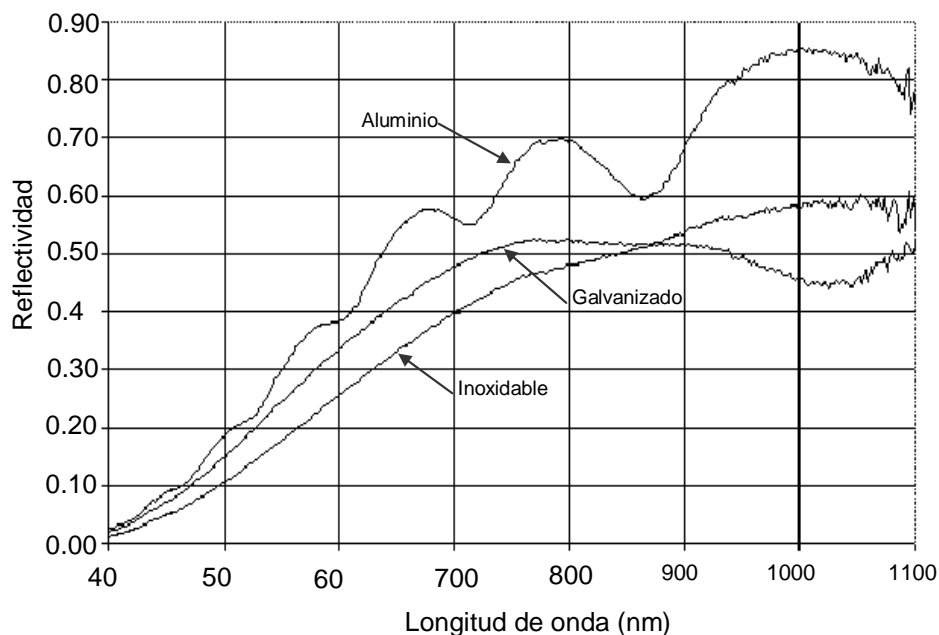


Figura 3.16 Espectro de una lámpara halógena reflejado por chapas de distintos metales.<sup>41</sup>

**Vidrio.** El vidrio, se ha utilizado extensamente para las tapas de los colectores planos, y para los espejos de los colectores focales. Es permanente y no se deteriora por los elementos atmosféricos, pero es pesado y frágil y necesita grandes estructuras para sustentarse. El vidrio es transparente a la luz solar excepto a la ultravioleta, pero es opaco a la infrarroja de gran longitud de onda, actuando de esta manera como una trampa de calor eficaz cuando se emplea como tapa.

La luz perdida puede ser de un 10% o superior cada vez que ésta atraviesa una hoja de vidrio. La transmisión del vidrio depende mucho de su composición química. La presencia de hierro en el vidrio produce absorción en la cercanía de los 10.000 $\oplus$ . El vidrio con alto contenido de hierro tiene un color verdoso cuando se mira por el borde. El vidrio incoloro es mejor para la recogida de

<sup>41</sup> <http://mail.inenco.net/~asadedit/averma4/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

energía solar. El cristal fino de 1 a 2 mm de espesor se puede conseguir en tamaños pequeños, tiene una absorción menor porque es más delgado, y es más ligero que el vidrio de acristalar, pero no es más barato.

**Plásticos.** La posibilidad de conseguir láminas delgadas y fuertes de plástico con propiedades especiales es importante para el progreso del uso de la energía solar. El plástico es transparente y se puede conseguir en espesores de 0.006 mm a 0.24 mm y también en otros distintos. Es fuerte y tenaz, se transporta fácilmente y es barato. El coste de fabricación de instrumentos solares se reduce mucho utilizando plásticos. El deterioro debido a la luz solar y a la exposición a los factores climáticos ha sido un inconveniente grande, pero los fabricantes han desarrollado plásticos nuevos con propiedades excelentes. Particular interés tiene el Mylar W, poliéster resistente a los meteoros, fabricado por Dupont, y el Tedlar que es un fluoruro de polivinilo, que empieza a producirse en la actualidad. Mientras que el Mylar se hubiese deteriorado en un año de exposición a la intemperie el Mylar W, con un revestimiento absorbente de los rayos ultravioleta, tiene una vida media de 3 años o superior en el clima cálido y el Tedlar de 5 años o más. El Teflón, de fluorocarbono, tiene una vida media de 20 años. El Aclar (Allied Chemical Co.) es otro fluoruro de polivinilo con buena resistencia al Sol a los elementos.

Algunos de los plásticos mas corrientes como el polietileno, los celulósicos, acetatos, el cloruro de polivinilo y el poliestireno, tienen una vida muy corta a la intemperie. Hay muchos factores que influyen en ella, incluyendo la acción fotoquímica de la luz ultravioleta, humedad, temperatura, sacudidas y vibraciones continuas, y tensiones debidas a vientos fuertes. Algunas muestras que se habían conservado bien durante un año de exposición al sol y a la intemperie, se deterioraron rápidamente al contacto con la humedad<sup>42</sup>. Cuando las películas plásticas se pegaron firmemente con adhesivo a un soporte plano aguantaron mucho mejor la intemperie.

---

<sup>42</sup> BJORKSTEN, J., y LAPPALA, R. P., Photodegradation of plastic films, Primera ed. Plastics Technology. 1957. p.p. 125.

Otras propiedades importantes de los plásticos en aplicaciones para energía solar son: facilidad de formación de una película acuosa, facilidad de limpieza de polvo, influencia de la temperatura en su envejecimiento y pérdida de transparencia causada por la luz solar. Algunas películas de plástico se pueden sellar al calor y otras no. Algunas películas están tratadas especialmente para poder ser pegadas con adhesivo.

Algunas propiedades físicas de tres películas plásticas se describen en la tabla 3.3. Otras propiedades importantes son la baja permeabilidad a los gases, alta estabilidad química e influencia del aire caliente y vapor de agua.

**Tabla 3.3.** Propiedades físicas de las películas plásticas.

<b>Propiedades</b>	<b>Mylar W</b>	<b>Tedlar 40</b>	<b>Polietileno</b>
Espesor, milímetros	0.125	0.010	0.020
Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	1.39	1.38	0.91
Índice de refracción	1.64	1.45	1.5
Resistencia a la tracción a 25°C (kg/cm <sup>2</sup> )	1680	560	140
% de elongación a 25°C	100	250	500
Tensión de rotura a 25°C ( g/mil)	33	180	300
Coefficiente de dilatación lineal	25 x 10 <sup>-6</sup>	24 x 10 <sup>-6</sup>	300 x 10 <sup>-6</sup>

Fuente: Meinel & Meinel

La transmisión de la luz a través del plástico depende del índice de refracción del material. La absorción dentro del material es menor que en el vidrio porque las películas de plástico son mucho más delgadas que las laminas de vidrio. La luz solar consta tanto de radiación directa como difusa y la transmisión puede depender en parte de la relación entre las dos. Si la luz se enfoca, solo se debe medir la radiación directa, porque la radiación difusa no alcanzaría el objetivo. Por tanto, cuando la radiación solar se refleja en un instrumento solar focalizante desde una superficie plástica aluminizada, únicamente la reflexión directa especular es significativa.

Se pueden medir fácilmente estas cantidades con un pirheliómetro Eppley colocado al final de un tubo largo y ennegrecido apuntado hacia el sol. Se obtiene el porcentaje de transmisión para un haz de radiación focal dividiendo la lectura del aparato con la película de plástico interpuesto por la lectura sin ella. Las reflectividades se obtienen de manera similar, colocando la superficie reflectora pegada firmemente sobre una superficie absolutamente plana formando un ángulo de  $45^\circ$  con el tubo. Se sustituye el pirheliómetro Eppley por una célula fotovoltaica de silicio que se calibra con él. El tubo ennegrecido se apunta hacia el sol y se mueve hasta que se obtiene una lectura máxima en la célula de silicio. Después se coloca la superficie plana inclinada al final del tubo, se coloca la superficie reflectante sobre ella y el reflector se dirige hacia el sol y se mueve ligeramente hasta que se obtiene una lectura máxima. Esta lectura dividida por la máxima lectura sin el reflector nos da el porcentaje de reflexión. La lectura nos da solo la radiación directa porque la difusa no entra en el tubo o es absorbida por las paredes ennegrecidas.

Un completo estudio ha demostrado que existe una gran variación en distintas muestras de plástico aluminizado, dependiendo del espesor del depósito aluminico y de la textura de la superficie. Mirados al microscopio, los distintos plásticos muestran grandes diferencias en la rugosidad del depósito metálico, dependiendo de la naturaleza de la superficie existente debajo.

Las mejores muestras de Mylar aluminizado dan una reflectividad del 70%, y de Mylar W del 65%. Cuando se coloca la cara aluminizada enfrente la reflectividad sube al 80%, pero la capa aluminica se deteriora rápidamente al ser expuesta a la intemperie o a un entorno húmedo.

Se realizaron pruebas aceleradas equivalentes a un año de luz solar y humedad sobre muestras con el lado aluminizado pegado firmemente a una lamina de cristal con resina epoxy. El Mylar aluminizado mostró una pérdida de reflectividad desde 70% a 60%, pero el Mylar W no mostró pérdidas apreciables.

En condiciones parecidas, la reflectividad del Aclar fue del 80%, y disminuyó muy poco después de las pruebas de intemperie. Las pérdidas de reflectividad del Scotchcal después de las pruebas fueron despreciables.

Los colectores con tapas de Styrocel son mejores que los que utilizan vidrio o Tedlar solo. El Styrocel aguantó temperaturas de 105 °C pero se reblandeció a los 140 °C.

**Metales.** Existen varios metales que pulidos perfectamente proporcionan una buena reflectividad solar. La plata es uno de ellos, pero se empaña tan rápidamente con el sulfuro de hidrógeno atmosférico que se utiliza casi únicamente en el espejado de cristales. El cobre y otros metales son buenos reflectores, pero se oxidan rápidamente y su superficie se oscurece. Para los grandes reflectores militares se han utilizado metales recubiertos de rodio. El acero inoxidable, el níquel y el cromo son permanentes y aparentemente brillantes, pero su reflectividad a la luz solar es baja.

El aluminio es quizás el mejor metal y más barato para la reflexión directa de la luz solar. Cuando se pule perfectamente proporciona una reflectividad muy alta porque la capa de óxido de  $Al_2O_3$  que se forma instantáneamente no es muy profunda y la reflexión no se reduce mucho porque es suficientemente transparente. La reflectividad depende mucho de la pureza del aluminio y de su pulido. Pruebas realizadas con distintos tipos de aluminio han dado como resultado reflectividades del 60% al 70%. El papel de envolver de aluminio tiene una reflectividad del 65% a la luz solar.

Se puede mejorar mucho la permanencia y reflectividad del aluminio anodizándolo electroquímicamente. En un baño de fosfato u otro electrolito, se coloca el aluminio en el ánodo y se hace pasar una corriente eléctrica de alto amperaje. Se necesitan condiciones muy particulares para obtener una reflectividad óptima.

Existen barnices para preservar el aspecto brillante del aluminio. Un barniz comercial utilizado redujo la reflectividad de un 80% a un 60%, pero impidió el

deterioro de la superficie, y después de una prueba realizada con luz ultravioleta y agua equivalente a un año de exposición a la luz solar y la intemperie, la reflectividad permaneció constante.

### **3.5 CAPTADORES DE CONCENTRACIÓN.**

Para obtener un rendimiento global más elevado que en los simples concentradores, es necesaria una temperatura más alta en el fluido de trabajo. Es obvio que los concentradores sólo se utilizarán con relaciones de concentración suficientemente altas como para compensar el coste adicional y la complejidad.

Con una relación de concentración de  $10^3$  que es quizás el máximo que puede esperarse en las superficies reales se pueden tener temperaturas de equilibrio de 2302 K y 3987 K.

Estos valores se alcanzan mediante los hornos solares. Una vez establecido el orden de temperaturas a alcanzar mediante una óptica de alta concentración sobre la luz solar directa véase figura 3.17, podemos examinar algunas estructuras.

Uno de los problemas es que cualquier cubierta de ventana alcanzaría por si misma una temperatura elevada y necesitaría ser enfriada por medio de un líquido. Esto proporciona una fuente secundaria de calor útil en si misma o como precalentamiento del fluido principal.

Un captador de concentración ingenioso con seguimiento en el absorbedor utiliza un espejo cilíndrico formado por largas tiras delgadas reflectoras dispuestas todas ellas sobre la circunferencia de un círculo de tal modo que se forma sobre ella una imagen solar. El absorbedor gira sobre un eje alrededor del centro del círculo y traza la circunferencia como si siguiera el movimiento del Sol. Para evitar reajustes estacionales es necesario evitar que las tiras adyacentes den sombra; el ángulo de aceptación es pequeño.

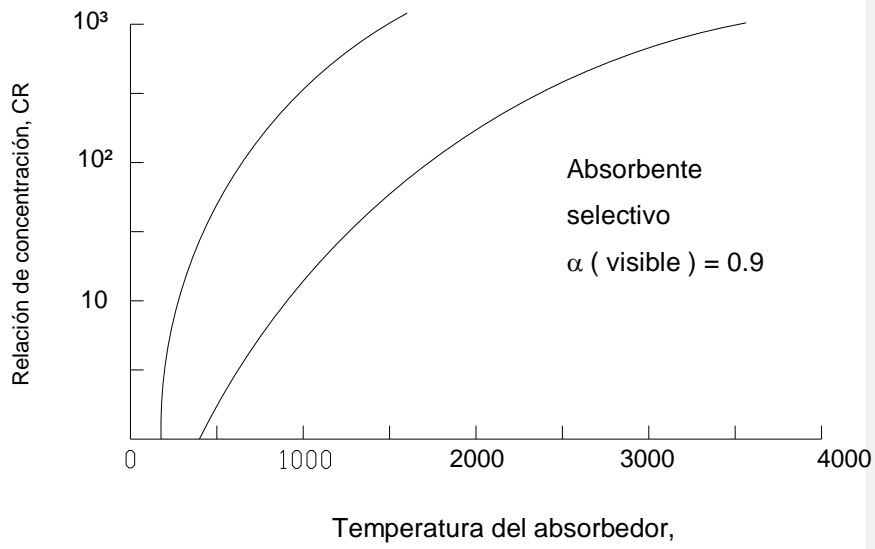


Figura 3.17 Temperaturas de estancamiento en los captadores solares al vacío con concentradores.

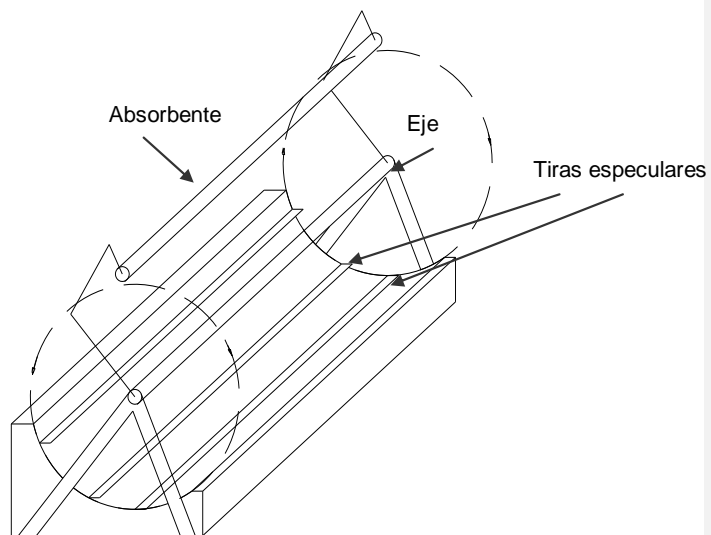


Figura 3.18 Colector solar con absorbente dotado de seguimiento, diseñado por Russell.



Los proyectos de torre de potencia en construcción sintetizan un espejo cóncavo de gran abertura a partir de un número de pequeños espejos dispuestos en una red bidimensional. La radiación solar total en el receptor es unas diez veces mayor que el flujo térmico en las calderas convencionales de vapor y por ello se ha propuesto un receptor de cavidad con tuberías internas de fluidos para reducir las pérdidas radiactivas. El receptor absorberá un 70 % de la energía solar total incidente sobre los espejos produciendo vapor de agua a alta presión a más de 5000 °C. Véase figura 3.19.

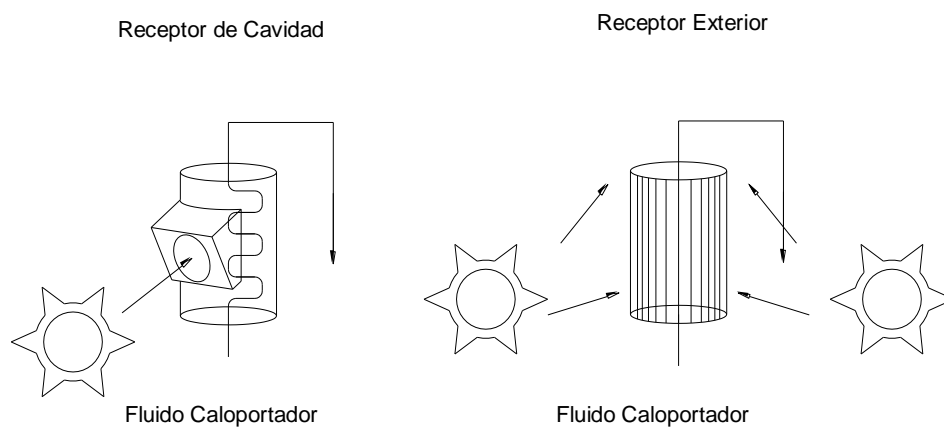


Figura 3.19 Receptores<sup>43</sup>

<sup>43</sup> <http://www.esi.us.es/php/infgen/aulav/sistercon.pdf>, Sistemas termosolares de concentración, Español, 19 - 05 - 2004.

## **CAPÍTULO 4**

54

## DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR

### 4.1 NECESIDADES DE LA ENERGÍA.

Con preocupación se está observando y debemos aceptar que las fuentes tradicionales de energía de que dispone la tierra no son inagotables. Efectivamente los combustibles como el petróleo, el gas y el carbón, de los que, hasta el momento, dependemos en gran escala, se están consumiendo en ritmo muy acelerado y en un tiempo, bastante cercano, se agotarán por completo.

La energía solar es un recurso con el cual podemos disponer para una infinidad de necesidades.

La energía solar, como recurso energético terrestre, está constituida simplemente por la porción de la luz que emite el Sol y que es interceptada por la Tierra. Ecuador es un país con alta incidencia de energía solar en la gran mayoría de su territorio.

**Directa.** Una de las aplicaciones de la energía solar es directamente como luz solar, por ejemplo, para la iluminación de recintos. En este sentido, cualquier ventana es un colector solar. Otra aplicación directa, muy común, es el secado de ropa y algunos productos en procesos de producción con tecnología simple.

**Térmica.** Se denomina "térmica" la energía solar cuyo aprovechamiento se logra por medio del calentamiento de algún medio. La climatización de viviendas, calefacción, refrigeración, secado, etc., son aplicaciones térmicas.

**Fotovoltaica.** Se llama "fotovoltaica" la energía solar aprovechada por medio de celdas fotoeléctricas, capaces de convertir la luz en un potencial eléctrico, sin pasar por un efecto térmico.

Como necesidades reales y potenciales de la energía solar son:

**Calefacción de agua doméstica.** La mayoría de las aplicaciones de la energía solar, particularmente las que proporcionan un servicio que se requiere en forma continua, es decir, no sólo cuando hay insolación, requieren al menos dos elementos: un colector, en donde se transforme la luz solar en el efecto deseado, y un almacén, en donde se pueda tener una reserva del efecto deseado, para cuando no hay insolación. Los calentadores solares, entonces, requieren por lo general de estos dos elementos,

**Potabilización del agua.** Otra de las aplicaciones prácticas de la energía solar es la potabilización de agua. Mediante las diversas variantes de esta técnica es posible producir agua potable a partir de agua contaminada. Como esto puede lograrse mediante tecnología relativamente simple, esta aplicación resulta especialmente útil para regiones alejadas de las comodidades de la civilización, como islas y regiones costeras poco comunicadas. Pero también pueden encontrarse aplicaciones técnica y económicamente factibles en otros lugares.

**Secado solar.** Muchos productos agrícolas requieren un secado post-cosecha para su adecuada conservación hasta que llegan a los centros de consumo. Aún en el caso de los productos que se comercializan en forma fresca, el secado ofrece una alternativa al agricultor cuando existen problemas de transporte o se producen bajas de precio por sobreproducción. El secado al aire libre, donde los productos se exponen directamente al sol colocándolos sobre el suelo, es uno de los usos más antiguos de la energía solar y es aún uno de los procesos agrícolas más utilizado en nuestro país y en muchos países del mundo. Este procedimiento es de muy bajo costo pero puede producir fuertes mermas ocasionadas por las lluvias durante el proceso de secado y el ataque de insectos y animales. Por otro lado, la calidad del producto se ve afectada por la contaminación de polvos e insectos. En las regiones industrializadas el bajo costo del combustible permitió hace varias décadas el desarrollo de procesos de secado artificial en gran escala basados en el uso de combustibles. En los últimos años, la escasez y mayores precios de los combustibles ha despertado un nuevo interés en el secado basado en el

uso de la energía solar, tratando de desarrollar diversas técnicas que permiten solucionar los problemas mencionados en relación con el secado al aire libre.

**Refrigeración solar.** Uno de los métodos más antiguos de refrigeración y que en algunos lugares aún se sigue utilizando, es el que se basa en la fusión de hielo o nieve, que a la presión de 1 atm, tiene lugar a una temperatura de 0 °C. El hielo o nieve se colocan en el espacio o sobre los objetos que se quieren refrigerar o enfriar y que tienen una temperatura superior a los 0 °C. Según la segunda ley de la termodinámica, el calor fluirá espontáneamente de la región de mayor temperatura o sea el espacio u objetos a refrigerar hacia la región de menor temperatura que es el hielo o nieve, de manera que el espacio u objetos son enfriados. Esto ocurre también debido a que el hielo o nieve en esas condiciones de temperatura y presión ambiente, debe pasar al estado líquido y para hacer ese cambio de fase se requiere de una determinada cantidad de calor que es suministrada por los alrededores.

Otras prácticas muy comunes para obtener refrigeración eran también mediante el uso del bióxido de carbono que es el hielo seco o agua fría, operando bajo principios semejantes a los mencionados para el hielo o nieve. Los sistemas de refrigeración que actualmente más se utilizan son el sistema de refrigeración por compresión y el sistema de refrigeración por absorción. Estos sistemas se basan en la evaporación o gasificación de un líquido a baja presión. Al igual que un sólido absorbe calor para pasar al estado líquido, un líquido también debe de absorber calor para vaporizarse o pasar al estado gaseoso. En los últimos años se ha venido trabajando en sistemas de refrigeración que utilizan la radiación solar para producir el efecto de enfriamiento. Dentro de las aplicaciones de la energía solar, esta es una de las más importantes e interesantes debido por un lado, al reto tecnológico que implica desarrollar sistemas de este tipo, y por el otro, al hecho de que en esta aplicación coincide la disponibilidad con la necesidad, esto es: entre más flujo de energía radiante llega a un determinado lugar, más altas son las temperaturas ambientales y por lo tanto más se requiere de la refrigeración o enfriamiento. Por ejemplo, se tiene conocimiento de que en las zonas tropicales, casi no se consume carne y leche entre otros, porque se

descomponen muy fácilmente y la mayoría de la gente de escasos recursos económicos no cuenta con sistemas de refrigeración para su conservación.

## **4.2 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA PARA LA APLICACIÓN.**

Gran parte de la superficie del país se caracteriza por tener muchos días soleados al año, con una radiación solar incidente importante.

En general, la temperatura que se logra con la radiación solar no es lo suficientemente grande como para aprovecharla de manera práctica al cocinar alimentos. Esto se debe a que la cantidad de energía solar que llega a un área dada alcanza sólo un valor máximo posible en condiciones normales, que depende de diversos factores: época del año, hora del día, situación geográfica, nubosidad y otros parámetros meteorológicos.

Una cocina solar es un dispositivo que capta la energía solar y la entrega de tal manera que es fácil aprovecharla en forma de calor. Por tanto, la función de la cocina solar debe ser captar suficiente energía a fin de obtener una temperatura alta que pueda utilizarse para cocinar; esto se puede realizar concentrando el componente directo de la radiación solar por medio de dispositivos ópticos concentradores.

Si bien este dispositivo cumple con su objetivo, tiene algunas limitaciones. En virtud de que concentra únicamente la radiación directa, sólo funciona cuando hay Sol brillante y cielo despejado. Por otro lado, solamente concentra la radiación que incide en forma paralela al eje del espejo, lo que hace necesario enfocar periódicamente la posición del espejo al avanzar el Sol en su diario recorrido.

La localización geográfica para la aplicación de este proyecto es en la provincia de Pichincha, cantón Rumiñahui, parroquia San Pedro, en la Av. El Progreso, ESPE.

### 4.3 IRRADIANCIA E IRRADIACIÓN LOCAL.

La radiación solar sufre ciertas transformaciones al incidir sobre la atmósfera, de modo que es necesario manejar algunos conceptos específicos para los diversos tipos de radiación. Las siguientes definiciones ayudan a aclarar estos conceptos.

#### **Radiación solar extraterrestre<sup>44</sup>.**

**Constante solar.** La constante solar  $G_{sc}$  está definida como la cantidad de energía solar que por unidad de tiempo incide perpendicularmente sobre una superficie de área unitaria colocada fuera de la atmósfera terrestre a una distancia del Sol igual a la distancia promedio Sol -Tierra.

El valor de la constante solar ha sido objeto de muchísimas investigaciones a partir de mediciones realizadas a gran altitud NASA adoptó lo que llamo Standard de Diseño NASA, NASA Design Standard, el cuál es el valor promedio de numerosas mediciones. El valor de la constante solar era:

$$\begin{aligned} G_{sc} &= 1353 \text{ W/m}^2 \\ &= 1.94 \text{ cal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{min}) \\ &= 1.940 \text{ Langley}/\text{min} \\ &= 428 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{pie}^2) \\ &= 4871 \text{ KJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^2) \end{aligned}$$

El valor de la constante solar se consideraba correcto en  $\pm 25 \text{ W/m}^2$  o sea en  $\pm 1.5 \%$ .<sup>45</sup>

Este valor ha sido adoptado como constante solar por la mayoría de libros de ingeniería solar. Sin embargo, una reciente revisión de mediciones de la

<sup>44</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español, 14 - 06 - 2004.

<sup>45</sup> THEKAEKARA, M.P. Data Incident Solar Energy. Institute for Environmental. Suppl. Proc. 20<sup>th</sup> Ann Meeting Inst. for Enviromental Sci. 1974. p. 21.

constante solar realizada por Froehlich y Brusa ha resultado en la referencia radiométrica mundial WRR, World Radiometric Reference, del WRC, World Radiation Center, cuyo valor es:

$$\begin{aligned} G_{sc} &= 1367 \text{ W/m}^2 \\ &= 1.96 \text{ cal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{min}) \\ &= 1.960 \text{ Langley/min} \\ &= 433.3 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{pie}^2) \\ &= 4921 \text{ KJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^2) \end{aligned}$$

con una desviación estándar de  $1.6 \text{ W/m}^2$  y una desviación máxima de  $\pm 7 \text{ W/m}^2$ . La diferencia entre este valor y el Standard NASA es de 1%. Esta constante es supremamente importante porque es la densidad de potencia sobre el tope de la atmósfera y con ella se calcula otras magnitudes importantes en energía solar. Debido a que la intensidad de la energía solar varía inversamente proporcional al cuadrado de la distancia, la variación de la distancia tierra sol da lugar a una variación de la irradiancia solar extraterrestre. Véase figura 4.1

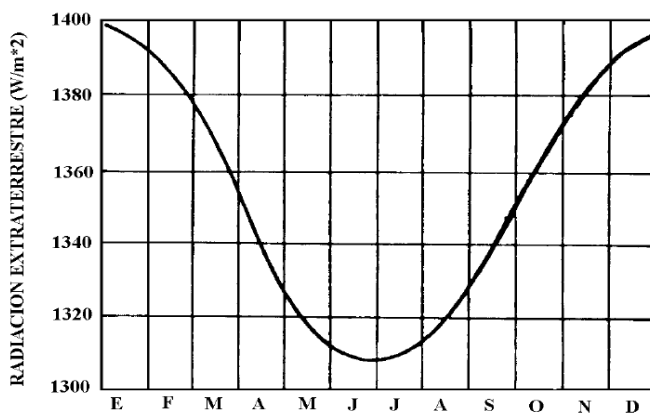


Figura 4.1 Variación de la Irradiación solar extraterrestre durante el año<sup>46</sup>

<sup>46</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español. 14 - 06 - 2004.



La energía solar consiste de ondas electromagnéticas de diferentes longitudes de onda. La constante solar es la energía total por unidad de área y de tiempo sin tener en cuenta la frecuencia de la radiación solar. Sin embargo para muchos propósitos es conveniente saber como esta distribuida esa energía de acuerdo a su longitud de onda y frecuencia, es decir su distribución espectral. La figura 4.2 muestra la distribución espectral del espectro WRC de la radiación extraterrestre, esto es en el tope de atmósfera comparada con un cuerpo negro a 5777 K

Se suelen considerar las siguientes regiones:

- La región llamada visible ( $0.38 < \lambda / \text{mm} < 0.78$ ) porque es el rango que puede detectar el ojo humano y dentro del cual están los colores violeta (0.42 mm), azul (0.48 mm), verde (0.52 mm), amarillo (0.57 mm), anaranjado (0.60 mm), y rojo (0.70 mm).
- La región invisible mas allá del rojo ( $\lambda > 0.78$  mm), conocida como infrarrojo lejano o región de las ondas de calor.
- La región invisible antes del violeta ( $\lambda < 0.38$  mm), denominada ultravioleta.

De acuerdo a lo anterior, a cada región corresponde una fracción de la constante solar, distribuida así 7 % al ultravioleta ( $97.4 \text{ W/m}^2$ ), 47.3 % al visible ( $646.6 \text{ W/m}^2$ ) y 45.7 % al infrarrojo ( $624.7 \text{ W/m}^2$ ).

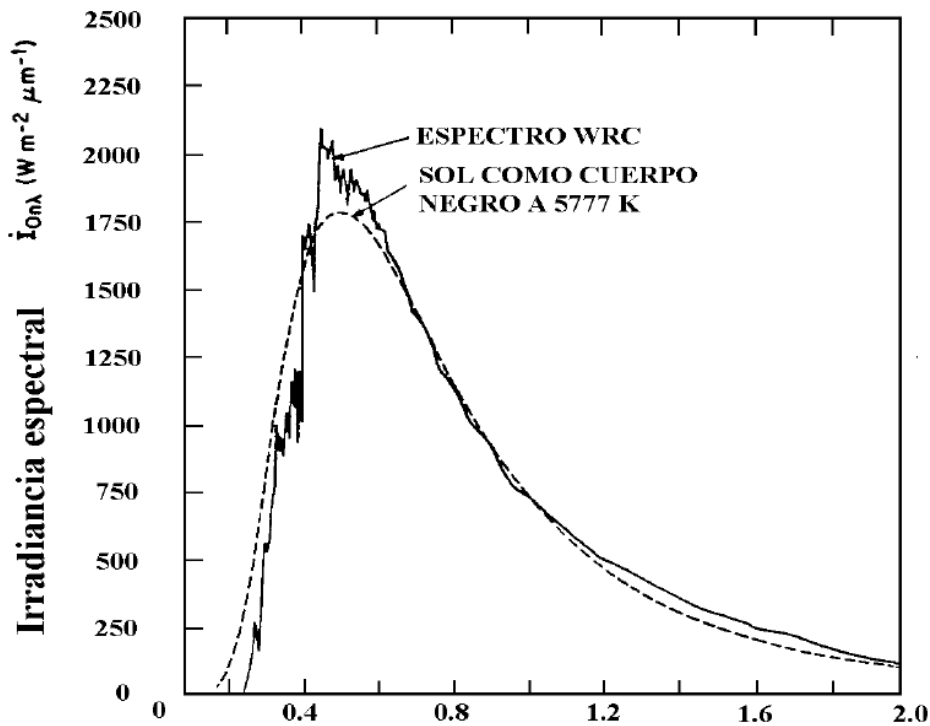


Figura 4.2 Espectro WRC de la Irradiancia solar extraterrestre<sup>47</sup>.

La energía solar antes de llegar a la superficie terrestre tiene que atravesar la atmósfera, en donde se ve afectada tanto en su dirección como en su densidad debido a la interacción de la radiación con la materia. Además, la dirección con la cual incide la radiación solar directa no sola depende de la localización geográfica y de la orientación del dispositivo solar, sino también de la época del año.

La atmósfera terrestre es la capa gaseosa de la tierra que se mantiene alrededor de ella por la acción de la fuerza gravitacional la figura 4.3 muestra esquemáticamente los diferentes procesos que ocurren.

<sup>47</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español, 14 - 06 - 2004.

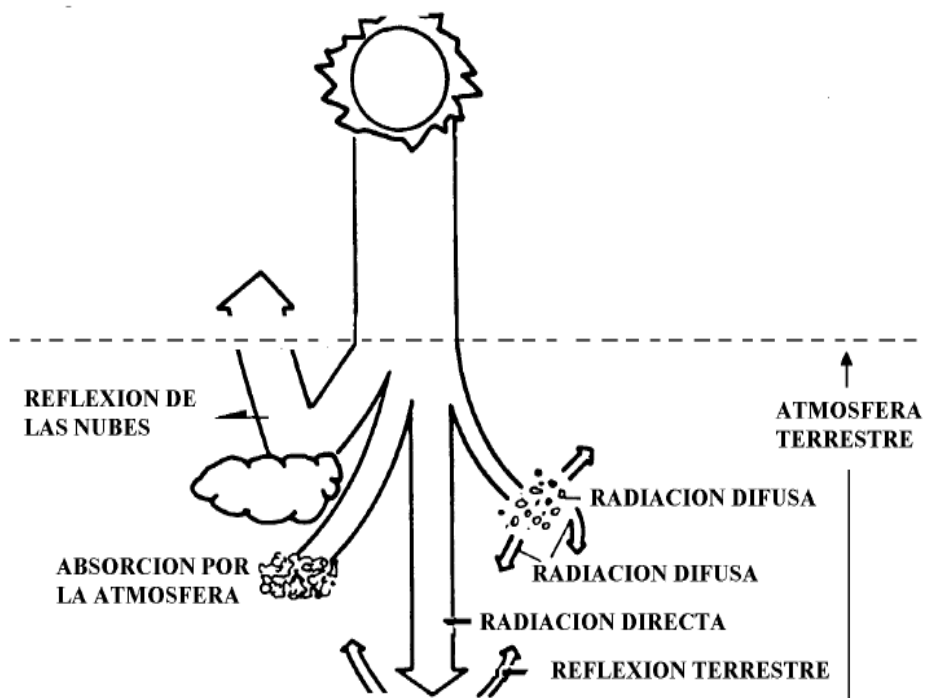


Figura 4.3 Representación esquemática de los efectos de la atmósfera sobre la irradiación<sup>48</sup>

Se conoce como radiación directa, la que se recibe directamente del Sol, sin sufrir ninguna dispersión atmosférica. La radiación extraterrestre es, por tanto, radiación directa. Generalmente se usa el subíndice "b" para indicar radiación directa, por el término que se utiliza en inglés: beam que significa haz o rayo.

Parte de la radiación directa incidente se transforma en difusa o radiación sin ninguna dirección preferencial debido al fenómeno de la dispersión, el cuál se debe a la presencia en la atmósfera de vapor de agua, de las moléculas que componen el aire o de moléculas de polvo. Otra parte de la radiación solar es absorbida en la atmósfera. La absorción del ultravioleta se debe al ozono O<sub>3</sub>, la del infrarrojo al vapor de agua y la de visible nuevamente al ozono. Como resultado de la absorción la radiación se atenúa. De no haber radiación difusa, el cielo se vería negro, aun de día, como sucede por ejemplo en la Luna. Suele

<sup>48</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español, 14 - 06 - 2004.

utilizarse el subíndice "d" para la radiación difusa. Por otro lado, se conoce como radiación terrestre la que proviene de objetos terrestres, por ejemplo, la que refleja una pared blanca, un charco o un lago. Se conoce como radiación total, la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre que se reciben sobre una superficie. Por ejemplo, sobre una pared o una ventana, incide la radiación directa del Sol, la difundida por las nubes y por el cielo y, además, puede entrar la luz reflejada por algún otro objeto frente a la pared o ventana. Un caso particular, pero de mucho interés práctico en el estudio de la energía solar, es el medir la radiación total sobre una superficie horizontal dirigida hacia arriba. En este caso puede considerarse que no existe radiación terrestre y se conoce también como radiación global. Por tanto, la radiación global es la suma de la directa más la difusa.

Para efectos prácticos en energía solar, se considera solamente la radiación comprendida entre  $0.3 \text{ mm} < \lambda < 1.9 \text{ mm}$ . Esta interacción hace que finalmente a nivel terrestre se tengan que considerar las componentes directa difusa y terrestre de la radiación solar mientras que a nivel extraterrestre solo tenemos la componente directa.

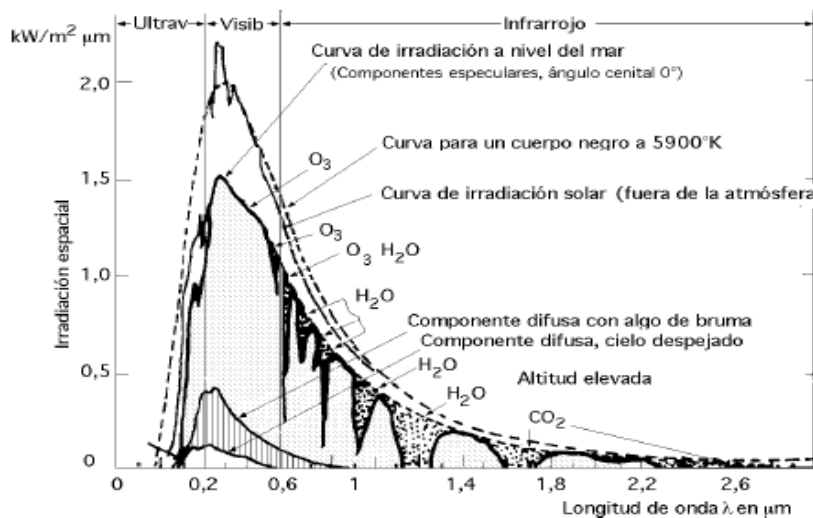


Figura 4.4 Distribución espectral de la radiación solar<sup>49</sup>

<sup>49</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español, 14 - 06 - 2004.

La dirección de la radiación solar directa sobre una superficie de orientación arbitraria se puede describir mediante diferentes ángulos. Véase figura 4.5

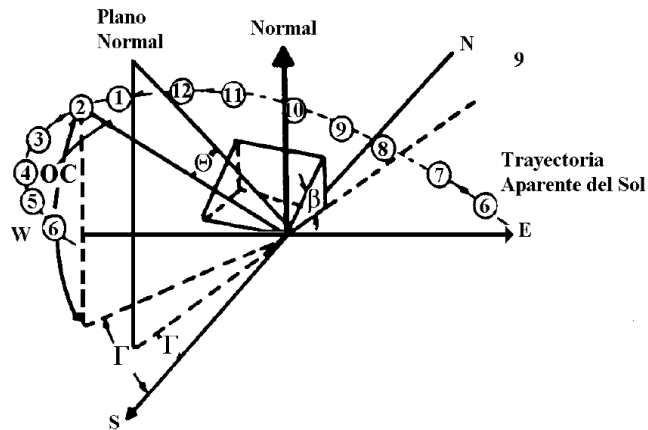


Figura 4.5 Relaciones entre los ángulos para determinar la dirección de la radiación solar directa sobre un dispositivo.<sup>50</sup>

Siguiendo la notación introducida por Duffie y Beckman<sup>51</sup> estos ángulos son:

- $\Phi$  Latitud del lugar, esto es, la posición angular hacia el norte o hacia el sur del Ecuador.  $\Phi$  es positivo en el hemisferio norte (norte:  $0^\circ < \Phi < 90^\circ$ ) y negativo en el hemisferio sur (sur:  $-90^\circ < \Phi < 0^\circ$ ).
- $\delta$  Declinación, esto es, la posición angular del sol al medio día con respecto al plano del Ecuador. Es positivo en el hemisferio norte varía entre  $-23.45^\circ$  y  $+23.45^\circ$ .
- $\beta$  Inclinación de la superficie, esto es, el ángulo entre la superficie en consideración y la horizontal ( $0^\circ < \beta < 180^\circ$ ). Cuando  $\beta = 90^\circ$  se trata de una superficie vertical.

<sup>50</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar. Español, 14 - 06 - 2004.

<sup>51</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy Thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p.p. 56 - 59.

$\Gamma$  Ángulo acimutal, esto es, la desviación de la proyección de la normal de la superficie del meridiano local ( $-180^\circ < \Gamma < 180^\circ$ ). Cuando  $\Gamma = 0^\circ$  se trata de una superficie en el hemisferio norte orientada hacia el sur.  $\Gamma$  es positivo para superficies orientadas hacia el oeste y negativo para superficies orientadas hacia el oriente.

$\Gamma_s$  Ángulo acimutal del Sol, esto es, la desviación de la proyección de la radiación directa del meridiano local. Las convenciones son igual que en el caso de  $\Gamma$ .

$W$  Ángulo horario, esto es, el desplazamiento angular del sol hacia el este o el oeste del meridiano local, debido al movimiento de rotación de la tierra alrededor de su eje,  $W < 0$  en la mañana y  $W > 0$  en la tarde.

$\Theta$  Ángulo de incidencia, esto es, el ángulo de la radiación directa sobre la superficie y la normal a la superficie.

$\Theta_z$  Ángulo de cenit o sea el ángulo entre la radiación directa sobre la superficie horizontal y la normal de la superficie o cenit.

$a$  Altitud del Sol o sea el ángulo formado entre la dirección del Sol y la horizontal. Por consiguiente:  $a + \Theta_z = 90^\circ$ .

La dirección de la radiación solar directa que incide sobre una superficie de cualquier orientación con respecto a las coordenadas locales puede ser calculada mediante la siguiente expresión:<sup>52</sup>

$$\begin{aligned} \cos(\Theta) = & \sin(\delta) \cdot \sin(\Phi) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta) \cdot \cos(\Phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\Gamma) \\ & + \cos(\delta) \cdot \cos(\Phi) \cdot \cos(W) \cdot \cos(\beta) + \cos(\delta) \cdot \sin(\Phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\Gamma) \cdot \cos(W) \\ & + \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\Gamma) \cdot \sin(W) \end{aligned} \quad (4.1)$$

<sup>52</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p.p. 56 - 59.

W se calcula como:

$$W = 15^\circ \cdot (12 - H) \quad (4.2)$$

H Hora a la que se quiere calcular W.

La declinación puede calcularse como:

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \text{Sen} \left[ \frac{360^\circ \cdot (284 + n)}{365} \right] \quad (4.3)$$

n Número de día del año  $1 < n < 365$ .

La tabla 4.1 contiene información para calcular el valor de n.

**Tabla 4.1.** Ecuaciones para convertir el día del mes, en el número del día del año.

Mes	"n" para el i-ésimo día del mes
Enero	i
Febrero	31+i
Marzo	59+i
Abril	90+i
Mayo	120+i
Junio	151+i
Julio	181+i
Agosto	212+i
Septiembre	243+i
Octubre	273+i
Noviembre	304+i
Diciembre	334+i

Fuente: Propia

$\Theta_z$  puede calcularse mediante la ecuación 4.1, simplemente haciendo  $\beta = 0^\circ$ .

$$\text{Cos}(\Theta_z) = \text{Sen}(\delta) \cdot \text{Sen}(\Phi) + \text{Cos}(\delta) \cdot \text{Cos}(\Phi) \cdot \text{Cos}(W) \quad (4.4)$$

$\Gamma_s$  se calcula como:

$$\Gamma_s = \frac{\text{Cos}(\delta) \cdot \text{Sen}(W)}{\text{Sen}(\Theta_z)} \quad (4.5)$$

**Duración astronómica del día.** La duración astronómica del día es especialmente útil en energía solar para calcular el tiempo que están expuestas a la radiación solar las superficies horizontales, además en que se emplean en otros cálculos. Esta puede calcularse para cualquier latitud mediante la ecuación 4.4, teniendo en cuenta que el Sol sale,  $W = W_s$  y  $\Theta_z = 90^\circ$ .

$$\text{Cos}(90^\circ) = \text{Sen}(\delta) \cdot \text{Sen}(\Phi) - \text{Cos}(\delta) \cdot \text{Cos}(\Phi) \cdot \text{Cos}(W_s)$$

$$0 = \text{Sen}(\delta) \cdot \text{Sen}(\Phi) - \text{Cos}(\delta) \cdot \text{Cos}(\Phi) \cdot \text{Cos}(W_s)$$

o sea que

$$\text{Cos}(W_s) = -\text{Tan}(\Phi) \cdot \text{Tan}(\delta) \quad (4.6)$$

Por consiguiente, la duración del día esta dado por<sup>53</sup>:

$$N = \left( \frac{2}{15} \right) \cdot \text{Cos}[-\text{Tan}(\Phi) \cdot \text{Tan}(\delta)] \quad (4.7)$$

Otros casos útiles para el cálculo del  $\text{Cos}(\Theta)$  se obtienen cuando se considera que el plano sobre el cual incide la radiación puede moverse. Tal es el caso de los concentradores, que deben "seguir" el movimiento del Sol. Algunos casos útiles son los siguientes:

<sup>53</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar. Español, 14 - 06 - 2004.



Para un plano que gira alrededor de un eje horizontal en la dirección este-oeste con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia<sup>54</sup>.

$$\text{Cos}(\Theta) = [1 - \text{Cos}^2(\delta) \text{Sen}^2(W)]^{1/2} \quad (4.8)$$

Para un plano que gira alrededor de un eje norte-sur paralelo al eje de la Tierra, con una inclinación respecto de la horizontal igual a la latitud geográfica, y con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia<sup>54</sup>.

$$\text{Cos}(\Theta) = \text{Cos}(\delta) \quad (4.9)$$

Por último, para un plano que se orienta todo el tiempo hacia la dirección del Sol<sup>53</sup>.

$$\text{Cos}(\Theta) = 1 \quad (4.10)$$

**Caracterización y estimación de la radiación solar.** Para expresar la potencia solar y en general, de cualquier radiación se utiliza el término irradiancia. La irradiancia,  $\text{W}/\text{m}^2$ , es la rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie, por unidad de área. Generalmente se usa el símbolo  $G$  para la irradiancia, junto con los subíndices adecuados:  $G_o$ ,  $G_b$ ,  $G_d$ , para la irradiancia extraterrestre, directa, difusa. Nótese que la irradiancia tiene la virtud de indicar muy claramente que la radiación es un fenómeno que transcurre en el tiempo, que no es estático. Es energía que incide instantáneamente sobre una superficie.

La ecuación que describe el flujo de energía solar sobre un plano normal a la radiación solar extraterrestre, a lo largo del año es<sup>54</sup>:

$$G_{on} = G_{sc} \left[ 1 + 0.033 \text{Cos} \left( \frac{360n}{365} \right) \right] \quad (4.11)$$

---

<sup>54</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar. Español, 14 - 06 - 2004.

$G_{on}$  Irradiancia extraterrestre sobre un plano normal a la radiación (  $W/m^2$  ).

$n$  Número de día del año. Véase tabla 4.1.

El flujo de energía sobre una superficie determinada depende no sólo de la irradiancia que exista, sino también de la orientación que tenga la superficie en cuestión respecto de la dirección de propagación de la radiación. La irradiancia será máxima sobre un plano que esté en posición normal a la dirección de propagación de la radiación, es decir, que le dé "de frente" o "de cara". En cambio, será mínima si el plano es paralelo a la radiación, es decir "de canto". La intensidad de radiación sobre la superficie dependerá pues, del ángulo de incidencia  $\Theta$  que forme la normal de la superficie, respecto de la dirección de propagación de la radiación.

La ecuación que describe la irradiancia extraterrestre sobre un plano con cualquier inclinación, a lo largo del año es<sup>55</sup>:

$$G_{oT} = G_{on} \cdot \text{Cos}(\Theta) \quad (4.12)$$

$G_{oT}$  Irradiancia extraterrestre sobre un plano con cualquier inclinación (  $W/m^2$  ).

Un caso particular y muy importante es el cálculo de la irradiancia extraterrestre en superficies horizontales. Para calcular la irradiancia extraterrestre sobre una superficie horizontal es decir cuando  $\beta = 0$ , tenemos que<sup>55</sup>.

$$G_o = G_{on} \cdot \text{Cos}(\Theta_z) \quad (4.13)$$

$$G_o = G_{sc} \cdot \left[ 1 + 0.033 \cdot \text{Cos} \left( \frac{360n}{365} \right) \right] \cdot \text{Cos}(\Theta_z) \quad (4.14)$$

Reemplazando la ecuación 4.4 en la ecuación 4.13 se tiene<sup>56</sup>.

<sup>55</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar. Español, 14 - 06 - 2004.

$$G_o = G_{sc} \cdot \left[ 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \cdot [\text{Sen}(\Phi) \cdot \text{Sen}(\delta) + \text{Cos}(\delta) \cdot \text{Cos}(\Phi) \cdot \text{Cos}(W)] \quad (4.15)$$

La ecuación 4.14 sirve para calcular la irradiancia extraterrestre sobre un plano horizontal, en cualquier fecha (n), cualquier lugar ( $\Phi$ ) y cualquier hora (W).

Cuando incide la radiación sobre un plano, durante un tiempo determinado, puede hablarse entonces de que incidió una cierta cantidad de energía. La cantidad de energía, por unidad de área, que incide durante un período de tiempo dado, recibe el nombre de irradiación,  $J/m^2$  y no es otra cosa que la integral de la irradiancia durante el período en cuestión. Generalmente se usa el símbolo "I" para la irradiación por hora, mientras que "H" se usa para la irradiación en el período de un día. Se aplican los mismos subíndices, por ejemplo:  $H_o$  simboliza la irradiación extraterrestre en un día;  $I_d$  simboliza la irradiación difusa en una hora, etc

De acuerdo con lo anterior, la relación entre la irradiación y la irradiancia está dada por la expresión:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} G(t) dt \quad (4.16)$$

en donde la irradiación se está calculando desde el tiempo  $t_1$  hasta el tiempo  $t_2$  y la irradiancia se considera función del tiempo.

Integrando la ecuación 4.14 se obtiene la ecuación de la irradiación desde un tiempo inicial hasta un tiempo final, con ángulos horarios  $W_1$  y  $W_2$  respectivamente:

$$I_o = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[ 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \left\{ \text{Cos}(\delta) \cdot \text{Cos}(\Phi) [\text{Sen}(W_2) - \text{Sen}(W_1)] + \left(\frac{2\pi(W_2 - W_1)}{360}\right) \cdot \text{Sen}(\Phi) \cdot \text{Sen}(\delta) \right\} \quad (4.17)$$

---

<sup>56</sup> [http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar. Español, 14 - 06 - 2004.

Para obtener la ecuación de la irradiación a lo largo de un día se integra la ecuación 4.14 desde la salida hasta la puesta del Sol.<sup>57</sup>

$$H_o = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[ 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \left\{ \cos(\delta) \cos(\Phi) \text{Sen}(W_s) + \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot W_s}{360}\right) \text{Sen}(\Phi) \text{Sen}(\delta) \right\} \quad (4.18)$$

Hasta este punto se han expresado las ecuaciones para irradiancia e irradiación extraterrestre. La atmósfera ejerce un efecto de redistribución de la radiación que recibe del Sol. Por ejemplo, en un día muy despejado, una parte relativamente pequeña se convierte en radiación difusa, mientras que la mayor parte permanece como directa. La radiación difusa, en un día despejado, es la que proviene del cielo azul. En cambio, en un día nublado, la redistribución de la radiación es mucho más notable. Las nubes densas tienen un albedo, fracción de energía reflejada, muy alto, lo cual hace que, en un día densamente nublado, una gran parte de la radiación solar se refleje al espacio exterior. Además, la energía que logra pasar a través de las nubes, es únicamente radiación difusa. Existe una diversidad de modelos para estimar la radiación solar para días despejados. Básicamente, estos modelos aplican un factor de transmitancia a la radiación extraterrestre.

Así la ecuación para la irradiancia directa sobre un plano normal a la radiación en una atmósfera clara es<sup>57</sup>:

$$G_{bn} = \tau_b \cdot G_{on} \quad (4.19)$$

$\tau_b$  Transmitancia atmosférica para radiación directa.

<sup>57</sup> [http://www.solartronic.com/Sistemas\\_Fotovoltaicos/Curso\\_Breve/curso\\_iteso.pdf](http://www.solartronic.com/Sistemas_Fotovoltaicos/Curso_Breve/curso_iteso.pdf), Energía Solar, Español, 15 - 07 - 2004.

Para calcular la irradiancia directa sobre una superficie horizontal en una atmósfera clara se expresa<sup>58</sup>:

$$G_b = \tau_b \cdot G_o \quad (4.20)$$

Para periodos de una hora pero no para todo el día, es posible usar el factor de transmitancia para estimar la irradiación en un día despejado<sup>58</sup>.

$$I_b = \tau_b \cdot I_o \quad (4.21)$$

La expresión para determinar  $\tau_b$  se puede utilizar el modelo de Hottel ( 1976 ). Este modelo expresa la transmitancia atmosférica, en función del ángulo cenital, de la altura sobre el nivel del mar y del tipo de clima. El modelo de Hottel es de la forma:

$$\tau_b = a_0 + a_1 \cdot e^{-k/\cos(\theta_z)} \quad (4.22)$$

en donde  $a_0$ ,  $a_1$  y  $k$  son parámetros de corrección por altura y tipo de clima ajustados empíricamente. Para el cálculo de estas cantidades se usan las ecuaciones<sup>57</sup>:

$$a_0 = r_0 \cdot [0.4237 - 0.00821 \cdot (6 - A)^2] \quad (4.23)$$

$$a_1 = r_1 \cdot [0.5055 - 0.00595 \cdot (6.5 - A)^2] \quad (4.24)$$

$$k = r_k \cdot [0.2711 - 0.01858 \cdot (2.5 - A)^2] \quad (4.25)$$

A Altura sobre el nivel del mar de la localidad ( km ).

---

<sup>58</sup> [http://www.solartronic.com/Sistemas\\_Fotovoltaicos/Curso\\_Breve/curso\\_iteso.pdf](http://www.solartronic.com/Sistemas_Fotovoltaicos/Curso_Breve/curso_iteso.pdf), Energía Solar, Español, 15 - 07 - 2004.

Los valores de  $r_0$ ,  $r_1$  y  $r_k$  están dados en la tabla 4.2 para diversos tipos de clima.

**Tabla 4.2.** Factores de corrección para algunos tipos de climas.

Tipo de clima	$r_0$	$r_1$	$r_k$
Tropical	0.95	0.98	1.02
Verano, latitud media	0.97	0.99	1.02
Verano, sub-ártico	0.99	0.99	1.01
Invierno, latitud media	1.03	1.01	1.00

Fuente: [www.solartronic.com](http://www.solartronic.com)

Para calcular la irradiancia difusa sobre una superficie horizontal en una atmósfera clara se expresa<sup>59</sup>:

$$G_d = \tau_d \cdot G_o \quad (4.26)$$

Y para intervalos de una hora la irradiación difusa es<sup>59</sup>:

$$I_d = \tau_d \cdot I_o \quad (4.27)$$

$\tau_d$  Transmitancia atmosférica para radiación difusa.

La transmitancia atmosférica para radiación difusa se expresa como<sup>59</sup>:

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939 \cdot \tau_b \quad (4.28)$$

La irradiación e irradiancia global están dadas por las ecuaciones<sup>59</sup>:

$$G = G_b + G_d \quad (4.29)$$

$$I = I_b + I_d \quad (4.30)$$

<sup>59</sup> [http://www.solartronic.com/Sistemas\\_Fotovoltaicos/Curso\\_Breve/curso\\_iteso.pdf](http://www.solartronic.com/Sistemas_Fotovoltaicos/Curso_Breve/curso_iteso.pdf), Energía Solar, Español, 15 - 07 - 2004.

La disponibilidad de la energía solar en una localidad es importante en la determinación del tamaño y capacidad de los dispositivos solares. Debido a las fluctuaciones que se presentan diariamente en los valores de la radiación solar, así como también en el brillo solar por los cambios de la atmósfera, es necesario procesar la información estadísticamente con información de varios años. Generalmente se habla de la irradiación solar diaria para el mes  $j$ , lo cual debe entenderse como el valor de la irradiación solar calculado como el valor medio de los valores diarios de la irradiación global durante el mes  $j$  y durante varios años.

La energía solar disponible en una localidad se caracteriza entonces por 12 promedios mensuales de la irradiación solar diaria, directa más difusa. De manera más general, por el promedio anual de la irradiación global solar diaria.

La metodología para la evaluación de la irradiación solar depende del tipo de información primaria disponible. Lo mejor es instalar un grupo de instrumentos medir la radiación solar durante varios años.

En ausencia de datos directos de radiación solar global se calcula a través de otras variables climatológicas. La variable más exitosamente empleada es el brillo solar o heliofanía.

Para tener una referencia de la energía solar en nuestro país, el Ecuador cuenta con información de medidas de heliofanía que proporciona el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología INAMHI, véase tabla 4.3, el INAMHI cuenta con aproximadamente 80 estaciones dotadas de heliofanógrafo.

Cuenta con una red de estaciones equipadas con moderno instrumental electrónico que mide la radiación difusa, ultravioleta e infrarroja. La energía solar global ha sido medida durante algunos años en 10 estaciones del país, sin embargo esta información no es confiable ya que fue medida con los viejos actinógrafos. La única estación que registra la radiación global con instrumental nuevo es en Sangay.

El modelo de cálculo de la irradiación solar de mayor aceptación es el de Ångström modificado<sup>60</sup>.

$$\frac{(H)_j}{(H_o)_j} = a + b \cdot \frac{(n)_j}{(N)_j} \quad (4.31)$$

- (H)<sub>j</sub> Promedio mensual durante el mes j de la irradiación solar diaria global sobre una superficie horizontal.
- (H<sub>o</sub>)<sub>j</sub> Promedio mensual durante el mes j de la irradiación solar extraterrestre diaria.
- (n)<sub>j</sub> Promedio mensual durante el mes j del brillo solar diario.
- (N)<sub>j</sub> Promedio mensual durante el mes j de la duración astronómica del día.  
Véase ecuación 4.7.

La letras a y b representan constantes empíricas cuyos valores podemos observar en la tabla 4.3 y j es el número del mes, (1 < j < 12).

**Tabla 4.3.** Valores de las constantes a y b.

Región	a	b
Sierra	0.25	0.45
Costa	0.28	0.54

Fuente: INAMHI

La irradiación difusa H<sub>d</sub> y la irradiación directa H<sub>b</sub> en promedio mensuales pueden estimarse a partir de la irradiación global H mediante las siguientes ecuaciones<sup>60</sup>.

$$H_b = H - H_d \quad (4.32)$$

<sup>60</sup> [http://www.solartronic.com/Sistemas\\_Fotovoltaicos/Curso\\_Breve/curso\\_iteso.pdf](http://www.solartronic.com/Sistemas_Fotovoltaicos/Curso_Breve/curso_iteso.pdf), Energía Solar, Español, 15 - 07 - 2004.



$$\frac{H_d}{H} = 0.775 + 0.00653(W_s - 90^\circ) - [0.505 + 0.00455(W_s - 90^\circ)] \cos(115K_t - 103) \quad (4.33)$$

$$\frac{H}{H_o} = K_t \quad (4.34)$$

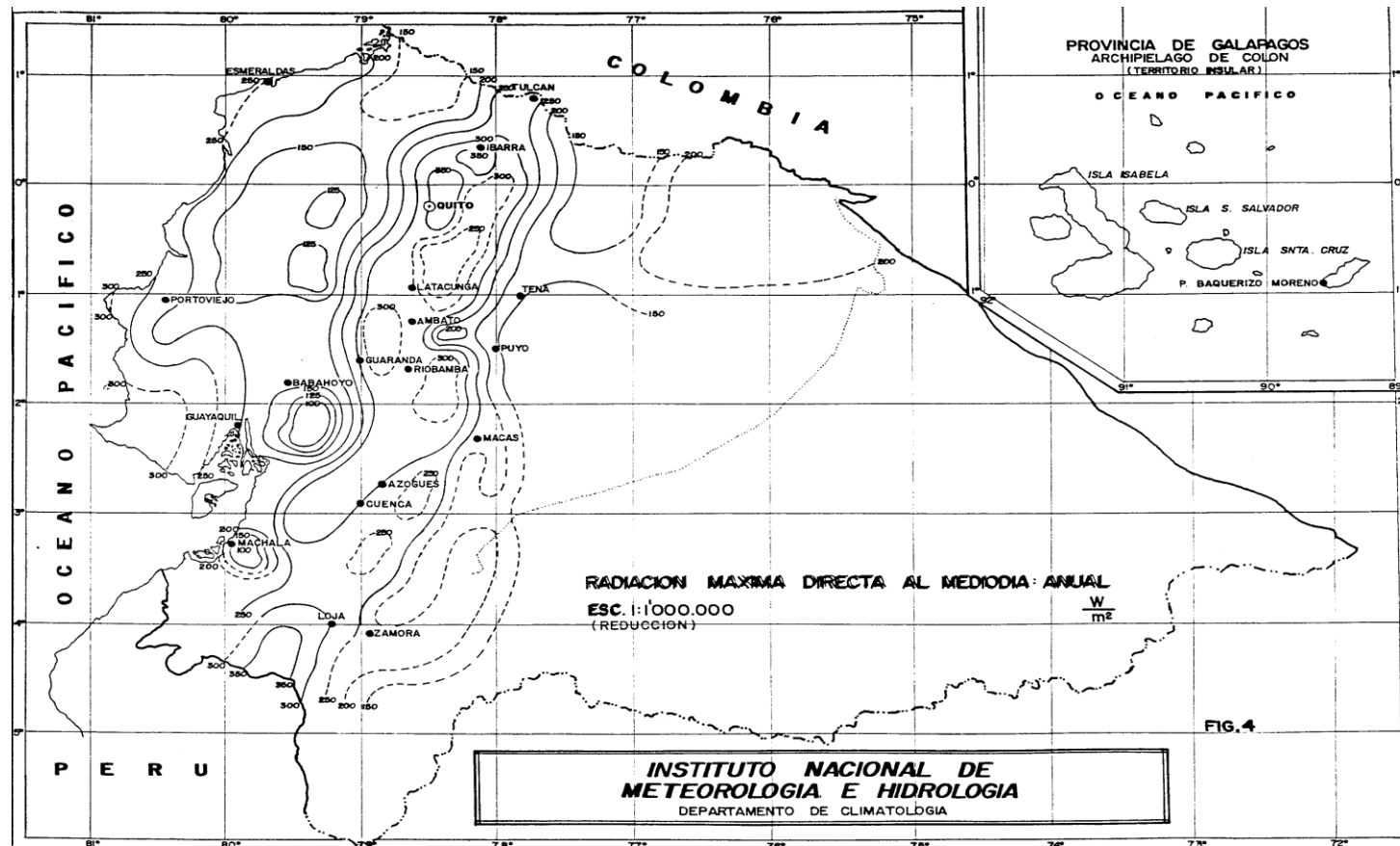


Figura 4.6 Mapa del Ecuador de radiación máxima directa al mediodía anual.

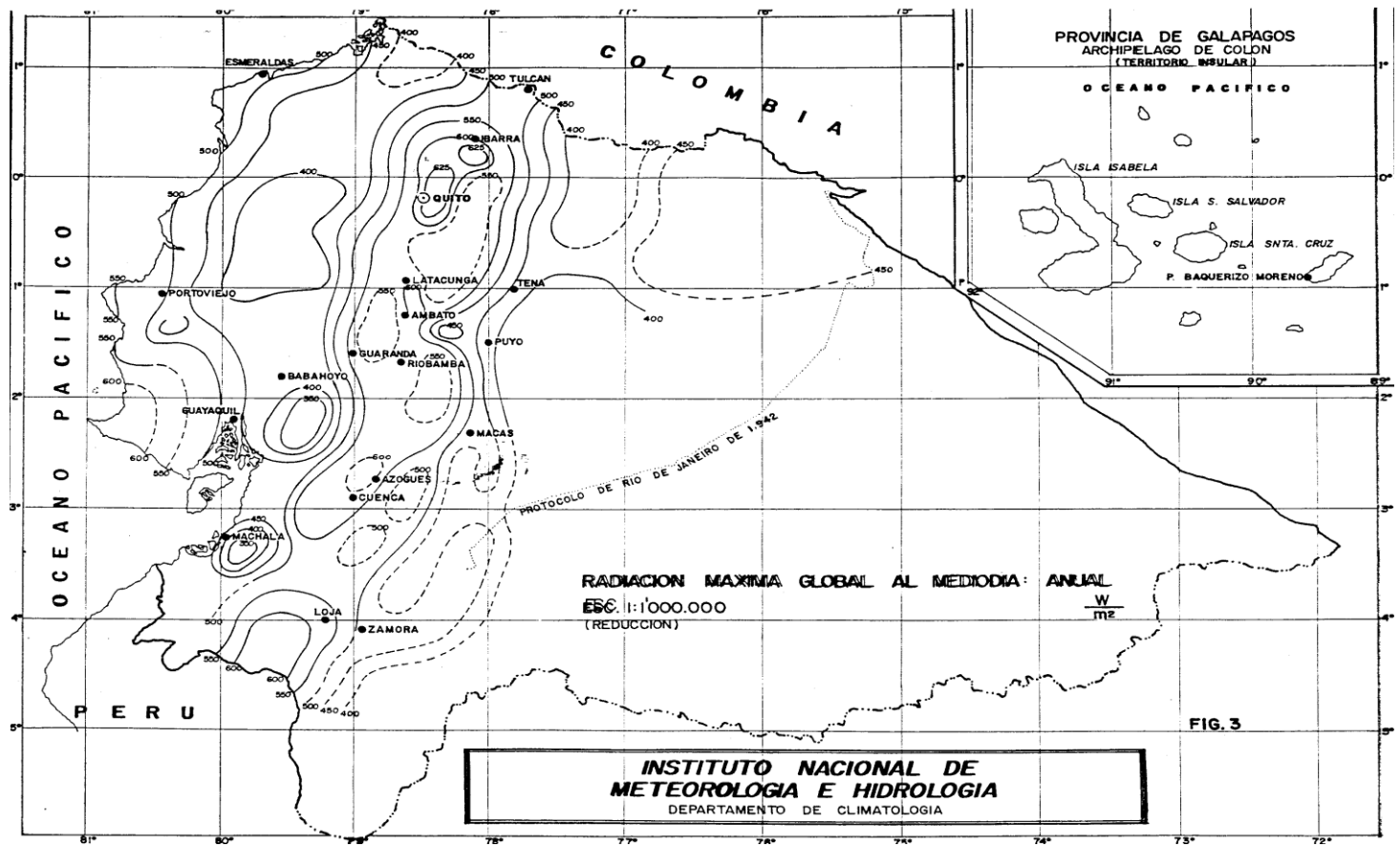


Figura 4.7 Mapa del Ecuador de radiación máxima global al medio día anual.

**Tabla 4.4.** Series de datos meteorológicos de heliofania efectiva mensual de la estación de la ciudad de Quito

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGIA														
DIRECCIÓN DE INFORMÁTICA													HELIOFANIA EFECTIVA MENSUAL (Horas)	
SERIES DE DATOS METEOROLOGICOS														
NOMBRE: QUITO INAMHI-INAQUITO						CÓDIGO: M024								
PERIODO: 1995 - 2002			LATITUD: 0 10 0 0			LONGITUD: 78 29 0 0			ELEVACIÓN: 2812					
VALORES MENSUALES													VALORES ANUALES	
AÑOS	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	SUMA	MEDIA
1995	196.7	199.6	169.9	138.9		181.9	200.4	225.3	183.8	171.3	146.7	184.7		
1996	119.7	104.4	120.5	131.7	168.4	139.7	220.5	223.3	199.4	168.8	240.0	191.5	2027.9	168.9
1997	165.1	149.9	111.0	147.7	157.1	148.2	246.1	231.3	161.7	170.8	105.9	179.7	1974.5	164.5
1998	159.2	124.3	132.3	126.6	133.3	182.2	179.5	190.7	184.6	170.0	175.5	216.8	1975.0	164.5
1999	128.1	87.9	37.0	141.0	134.5	124.9	198.1	198.2	130.3	156.0	169.2	128.8	1634.0	136.1
2000	151.2	127.1	119.3	111.2	89.7	162.6	183.4	160.7	137.0	201.5	178.1	166.0	1787.8	148.9
SUMA	920.0	793.2	690.0	797.1	683.0	939.5	1228.0	1229.5	996.8	1038.4	1015.4	1067.5	11398.4	949.8
MEDIA	153.3	132.2	115.0	132.8	136.6	156.5	204.6	204.9	166.1	173.0	169.2	177.9	1922.5	160.2
MÍNIMA	119.7	87.9	37.0	111.2	89.7	124.9	179.5	160.7	130.3	156.0	105.9	128.8		37.0
MÁXIMA	196.7	199.6	169.9	147.7	168.4	182.2	246.1	231.3	199.4	201.5	240.0	216.8		246.1
AMPLITUD	77.0	111.7	132.9	36.5	78.7	57.3	66.6	70.6	69.1	45.5	134.1	88.0		209.1

Fuente: INAMHI

#### **4.4 POSIBILIDADES DE CAPTACIÓN DE LA RADIACIÓN DIRECTA.**

Como posibilidades de captación de la componente directa de la radiación solar para su utilización inmediata o para su almacenamiento, se lo hace mediante el uso de concentradores.

Entre estas tecnologías, hay tres que destacan por su grado de desarrollo: los sistemas de concentradores cilíndrico parabólicos o CCP, los sistemas de receptor central o CRS, sistemas de torre, y los discos parabólicos DP o más propiamente, paraboloides de revolución. Los primeros concentran la radiación solar en un eje mientras que los dos últimos lo hacen en un punto, pudiendo alcanzar por ello mayores relaciones de concentración.

Los campos de aplicación de los Sistemas Termosolares de Concentración STC son diversos y permiten un aprovechamiento más eficiente de la energía solar que los sistemas no concentradores.

Los Sistemas Termosolares de Concentración STC son, de forma general, sistemas de aprovechamiento de la energía solar en media y alta temperatura mediante la concentración de la radiación directa.

#### **4.5 APLICACIÓN LOCAL DE MEDIA TEMPERATURA.**

El éxito que ha tenido el uso directo de la radiación solar en procesos tales como el calentamiento de agua y otros fluidos, el secado de productos agrícolas e industriales y la producción de electricidad en lugares aislados, alienta a considerar también esta fuente de energía en la cocción de alimentos, por medio del uso de cocinas solares.

La mayor parte de los modelos de cocinas solares en uso corresponde a trampas de calor. Son cajas pintadas de negro mate en su interior, lo cual sirve de colector, con paredes aisladas. La cubierta transparente para recibir la luz solar por lo general consta de dos vidrios para evitar pérdida de calor hacia el ambiente.

Estas cocinas pueden tener uno o varios reflectores para concentrar la energía solar. Las temperaturas alcanzadas oscilan alrededor de 90 °C.

Para lograr temperaturas más elevadas, se tiene que aplicar otro principio. Para acumular la irradiación solar, un reflector con encorvadura parabólica crea un área de foco en donde se alcanzan temperaturas muy altas. La cocina tiene un soporte estable y la olla tiene una adecuación especial. Las cocinas de reflector parabólico son modelos de menor difusión, probablemente por la aparente dificultad de su construcción y su mayor costo.

Las principales ventajas que presentan estas cocinas es que no necesitan combustibles como leña, carbón, diesel, queroseno, parafina ni electricidad. Ello hace evidente su utilidad, pues ahorran gastos y tiempo. También son útiles para promover un modo de vida sostenible en cualquier otro lugar. Al no producir humo, se evitan riesgos para la salud, especialmente de ojos y pulmones. La cocina siempre es segura y fácil de usar. Su construcción es sencilla y estable. La comida no se quema y no necesita continua supervisión, permitiendo dedicar tiempo a otras tareas. La comida permanece caliente, aún varias horas después de haber sido cocinada.

Entre los inconvenientes que se identifican están que este tipo de cocinas no funciona sin Sol.

## 4.6 TAMAÑO DEL PROYECTO.

Cuando se habla del tamaño de un proyecto se suele aludir a su capacidad de producción durante un periodo de tiempo de funcionamiento que se considera normal para las circunstancias y tipo de proyecto.

También se suele expresar el tamaño por referencia al total de obreros ocupados o el total de capital.

En el caso de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico tiene tres sistemas térmicos que funcionan en conjunto que son: los concentradores cilíndricos parabólicos que se encargan de calentar el fluido de trabajo, la cocina donde se cuecen los alimentos, y el tanque calentador donde se calienta el agua.

En el caso de los concentradores cilíndricos parabólicos tienen una potencia de 1506 W a  $841 \text{ W/m}^2$  de radiación directa con una eficiencia del 25.87 %.

Los concentradores pueden calentar el fluido de trabajo de una temperatura ambiente de  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta una temperatura final de  $176 \text{ }^\circ\text{C}$  con una radiación directa de  $841 \text{ W/m}^2$  en aproximadamente 10 min cuando el sistema está térmicamente equilibrado.

La cocina tiene la capacidad de cocinar 0.5 kg de alimentos ( pollo ) en 30 min hasta una temperatura al interior de los alimentos de  $92 \text{ }^\circ\text{C}$  y una temperatura media en la bandeja de cocción de  $117 \text{ }^\circ\text{C}$ .

El tanque calentador tiene la capacidad de calentar 23 lt de agua desde  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta  $37 \text{ }^\circ\text{C}$  en un tiempo de 30 min.

Para desarrollar este proyecto se necesita 98 horas-hombre de mano de obra y 180 horas de servicios profesionales con un costo de producción de 7200 usd.





## **CAPÍTULO 5**

### **DISEÑO DEL CONCENTRADOR SOLAR**

#### **5.1 CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DE LA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL.**

La cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico operara en la terraza del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica.

El fluido de trabajo ha utilizar es aceite térmico y fluirá por las tuberías de los concentradores con un caudal másico de 12 kg/h, la ventaja de este liquido térmico es que trabaja a altas temperaturas sin la formación de vapor manteniéndose en su estado liquido original, además dependiendo del requerimiento se puede seleccionar aceites térmicos que no son tóxicos como es la necesidad en este caso.

Sé podrá cocinar hasta un máximo de 0.5 kg de alimentos, el alimento será pollo y su tiempo de cocción es de 30 min.

Se logrará calentar 23 lt de agua desde la temperatura ambiente hasta una temperatura de 37 °C en un tiempo de 30 min, el tanque que contenga el agua a ser calentada estará conectado a continuación de la cocina.

En el subcapitulo 5.2 se expone los parámetros funcionales, dimensionales y energéticos para el diseño de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.

## 5.2 ESTUDIO TÉCNICO.

### 5.2.1 DEFINICIÓN DE PARÁMETROS FUNCIONALES.

Los parámetros funcionales de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico son:

- Temperatura ambiente promedio ( Sangolquí )<sup>61</sup>:

$$T_{\text{amb}} = 22 \text{ °C} = 295.15 \text{ K}$$

- Temperatura de cocción:

$$T_{\text{coc}} = 102 \text{ °C} = 373.15 \text{ K}$$

- Temperatura inicial del agua:

$$T_{\text{ih}} = T_{\text{amb}} = 295.15 \text{ K}$$

- Temperatura inicial del fluido de trabajo a la entrada de los absorbedores:

$$T_i = T_{\text{amb}} = 22 \text{ °C} = 295 \text{ K}$$

- Temperatura a la que se debe calentar el agua:

$$T_{\text{fn}} = 37 \text{ °C} = 310.15 \text{ K}$$

- Caudal másico del fluido de trabajo:

$$\dot{m} = 12 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.0033 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Masa de los alimentos a cocinar:

---

<sup>61</sup> Temperatura promedio medida en la localidad de Sangolquí, dato proporcionado por FIGMA

$$m_{\text{al}} = 0.5 \text{ kg}$$

- Masa de una persona promedio:

$$m_{\text{per}} = 80 \text{ kg}$$

- Tiempo requerido para la cocción:

$$t_{\text{coc}} = 30 \text{ min} = 1800 \text{ s}$$

- Tiempo requerido para el calentamiento:

$$t_{\text{cal}} = 30 \text{ min} = 1800 \text{ s}$$

- Tiempo de aceleración:

$$t_{\text{acel}} = 0.5 \text{ s}$$

- Tiempo de desaceleración:

$$t_{\text{des}} = 0.5 \text{ s}$$

- Tiempo total que toma el movimiento:

$$t_{\text{total}} = 12 \text{ h} = 43200 \text{ s}$$

- Volumen del agua a calentar:

$$V_h = 23 \text{ lt} = 0.023 \text{ m}^3$$

- Aceleración gravitacional<sup>62</sup>:

$$g = 9.82 \text{ m/s}^2$$

- Ángulo de aceptación<sup>63</sup>:

$$H = 0.0093084 \text{ rad}$$

- Resolución de posición de la carga:

$$L_{\theta} = 0.005 \text{ }^{\circ}/\text{paso}$$

- Velocidad a la que deben girar los concentradores para regresar a su posición inicial:

$$n_{mt} = 180 \text{ }^{\circ}/\text{min} = 0.05236 \text{ rad/s}$$

- Velocidad del viento local<sup>64</sup>:

$$V_v = 10 \text{ m/s}$$

- Velocidad del viento para el diseño estructural de los concentradores solares<sup>65</sup>:

$$V_{V2} = 113 \text{ km/h}$$

- Distancia total del movimiento:

$$D_{total} = 180^{\circ}$$

- Resolución del paso del accionamiento<sup>66</sup>:

---

<sup>62</sup> Constante de la aceleración gravitacional, vease Anexo 29.

<sup>63</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. pp 179 - 181

<sup>64</sup> Dato proporcionado por el INAMHI.

<sup>65</sup> Dato proporcionado por la ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGIA en el Manual de generación eléctrica con energía solar. 1993. p. 136.

$$\theta_{\text{paso}} = 200 \text{ pasos/rev. motor}$$

- Material del tanque alimentador:

Acero inoxidable SA – 304

- Material del forro del tanque alimentador:

Tol Galvanizado

- Material del forro del tanque calentador:

Tol Galvanizado

- Material del tanque calentador:

Acero inoxidable SA – 304

- Material de la cocina:

Acero inoxidable SA – 304

- Material de la bandeja de cocción:

Acero inoxidable SA – 304

- Tipo de aislante:

Lana de vidrio amarilla con película de aluminio

- Material del tubo del absorbedor:

---

<sup>66</sup> Resolución normal de un motor paso a paso dato proporcionado por [www.automationdirect.com](http://www.automationdirect.com).

Cobre tipo L

- Alimentos a cocinar

Pollo

- Tipo de fluido de trabajo:

Aceite termico Regal R&O 46 de Texaco

- Material de la cubierta:

Vidrio

- Material del intercambiador de calor de la cocina ( arreglo de tubos de cobre ):

Cobre tipo L

- Material del intercambiador de calor del tanque calentador ( serpentín ):

Cobre flexible

- Material de la película reflectante:

Película aluminizada "Dark Sylver"

## 5.2.2 DEFINICIÓN DE PARÁMETROS DIMENSIONALES.

Los parámetros dimensionales son:

- Apertura de boca de la parábola:

$$B = 1.2 \text{ m}$$

- Ancho útil de la bandeja de cocción:

$$A_{ba} = 372 \text{ mm} = 0.372 \text{ m}$$

- Capacidad del tanque alimentador:

$$V_{\text{alimentador}} = 15 \text{ gal.}$$

- Espesor del aislante al interior de la tapa:

$$e_{ai} = 26 \text{ mm} = 0.026 \text{ m}$$

- Espesor de la pared de la tapa:

$$e_{ac} = 1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m}$$

- Grosor de los alimentos:

$$e_{al} = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$$

- Espesor del aislante lateral de la cocina:

$$e_{la} = 37 \text{ mm} = 0.037 \text{ m}$$

- Espesor del aislante inferior de la cocina:

$$e_{po} = 24 \text{ mm} = 0.024 \text{ m}$$

- Altura de la cavidad rectangular de la cocina:

$$H_{ca} = 80.45 \text{ mm} = 0.08045 \text{ m}$$

- Altura de la cocina:

$$H_{\text{coc}} = 151 \text{ mm} = 0.151 \text{ m}$$

- Ancho útil de la bandeja de cocción:

$$A_{\text{ba}} = 372 \text{ mm} = 0.372 \text{ m}$$

- Diámetro interior del tubo de cobre de la cocina<sup>67</sup>:

$$D_i = 13.8 \text{ mm} = 0.01380 \text{ m}$$

- Diámetro exterior del tubo de cobre de la cocina<sup>67</sup>:

$$D_e = 15.85 = 0.1585 \text{ m}$$

- Distancia entre tubos de cobre:

$$W = 38 \text{ mm} = 0.038 \text{ m}$$

- Espesor de la bandeja de cocción:

$$\delta = 1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m}$$

- Espesor del aislante en la tubería de conexión:

$$e_{\text{at}} = 2'' = 0.0508 \text{ m}$$

- Diámetro exterior del recipiente de calentamiento:

$$D_{\text{eT}} = 310 \text{ mm} = 0.310 \text{ m}$$

- Diámetro interno del recipiente de calentamiento:

---

<sup>67</sup> Dato impuesto para el diseño, tubo de cobre diámetro nominal 5/8", véase Anexo 8.



$$D_{IT} = 306 \text{ mm} = 0.306 \text{ m}$$

- Altura del recipiente de calentamiento:

$$H_T = 450 \text{ mm} = 0.450 \text{ m}$$

- Diámetro exterior del forro:

$$D_{eF} = 364 \text{ mm} = 0.364 \text{ m}$$

- Diámetro interior del forro:

$$D_{iF} = 362 \text{ mm} = 0.362 \text{ m}$$

- Altura del forro:

$$H_F = 501 \text{ mm} = 0.501 \text{ m}$$

- Diámetro interior del serpentín<sup>68</sup>:

$$D_{iS} = 10.922 \text{ mm} = 0.010922 \text{ m}$$

- Diámetro exterior del serpentín<sup>68</sup>:

$$D_{eS} = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

- Altura del tanque:

$$h_{ta} = 650 \text{ mm} = 0.650 \text{ m}$$

- Diámetro exterior del tanque de alimentación:

---

<sup>68</sup> Dato impuesto para el diseño, tubo de cobre diámetro nominal ½", véase Anexo 8.

$$D_{ta} = 310 \text{ mm} = 0.310 \text{ m}$$

- Diámetro interior del tanque de alimentación:

$$d_{ta} = 307 \text{ mm} = 0.307 \text{ m}$$

- Espesor del material del tanque calentador:

$$e_{tac} = 1.5 \text{ mm} = 0.0015 \text{ m}$$

- Ancho del perfil con el que se construye la base<sup>69</sup>:

$$A_{pba} = 25 \text{ mm} = 0.025 \text{ m}$$

- Diámetros del intercambiador de calor de la cocina:

Tuberías de entrada y salida  $\phi_n = 1''$

Tuberías de conexión  $\phi_n = 1/2''$

- Diámetro del intercambiador de calor del tanque calentador:

$$\phi_n = 1/2''$$

### 5.2.3 DEFINICIÓN DE PARÁMETROS ENERGÉTICOS.

---

<sup>69</sup> Como requerimiento la base se debe construir con tubo cuadrado de 25x25x1.5. véase Anexo 33

Los parámetros energéticos son:

- Temperatura media al interior de los alimentos<sup>70</sup>:

$$T_{\text{mal}} = 92 \text{ }^{\circ}\text{C} = 365.15 \text{ K}$$

- Conductividad térmica del material de la tapa<sup>71</sup>:

$$k_{\text{ac}} = 15.1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Conductividad térmica del aislante de la cocina<sup>72</sup>:

$$k_{\text{ai}} = 0.032 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Conductividad térmica de la bandeja de cocción<sup>73</sup>:

$$k_{\text{ba}} = 15.1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Conductividad térmica de los alimentos<sup>74</sup>:

$$k_{\text{al}} = 0.489 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Conductividad térmica del fluido de trabajo<sup>75</sup>:

---

<sup>70</sup> Los alimentos en su interior deben estar a unos 92 °C para su cocción, dato proporcionado por [www.profoodsafety.org](http://www.profoodsafety.org)

<sup>71</sup> La tapa será construida con acero inoxidable A – 304, su conductividad térmica se puede ver en el Anexo 12.

<sup>72</sup> El aislante a utilizar sera lana de vidrio y su conductividad térmica proporcionada por el fabricante se puede observar en el Anexo 12.

<sup>73</sup> La bandeja de cocción será construida con acero inoxidable A – 304, su conductividad térmica se puede ver en el Anexo 12.

<sup>74</sup> Dato proporcionado por [www.onlyfoods.org](http://www.onlyfoods.org)

$$k_w = 0.11596 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica del aislante<sup>76</sup>:

$$k_2 = 0.032 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica de la cubierta<sup>77</sup>:

$$k_3 = 1.4 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica del tubo del absorbedor<sup>78</sup>:

$$k_4 = 372.1 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica del material del arreglo de tubos de cobre<sup>78</sup>:

$$k_5 = 372.1 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica del serpentín<sup>78</sup>:

$$k_s = 372.1 \text{ W/m-K}$$

- Conductividad térmica del material del forro<sup>79</sup>:

---

<sup>75</sup> El fluido de trabajo será aceite térmico Regal R&O 46 de la marca Texaco, este dato es proporcionado por el fabricante y se puede observar en el Anexo 11.

<sup>76</sup> El aislante a utilizar será lana de vidrio y su conductividad térmica proporcionada por el fabricante se puede observar en el Anexo 12.

<sup>77</sup> La cubierta debe ser de vidrio, su conductividad térmica se puede observar en el Anexo 12.

<sup>78</sup> Este componente será de cobre, su conductividad térmica se puede observar en el Anexo 12.

<sup>79</sup> El forro se fabricará de tol galvanizado, su conductividad térmica se puede observar en el Anexo 12.

$$k_F = 63.9 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Conductividad térmica del material del recipiente de calentamiento<sup>80</sup>:

$$k_T = 15.1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Calor específico a presión constante del fluido de trabajo<sup>81</sup>:

$$C_p = 2746.5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

- Calor específico de los alimentos<sup>82</sup>:

$$C_{p_{al}} = 3307.6 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

- Constante de Stefan Boltzman<sup>83</sup>:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4$$

- Densidad del material del tanque de alimentación<sup>84</sup>:

$$\rho_m = 8000 \text{ kg/m}^3$$

- Densidad del fluido de trabajo<sup>85</sup>:

---

<sup>80</sup> El recipiente de calentamiento será fabricado con acero inoxidable A – 304, su conductividad térmica se puede observar en el Anexo 12.

<sup>81</sup> El fluido de trabajo será aceite térmico Regal R&O 46 de la marca Texaco, este dato es proporcionado por el fabricante y se puede observar en el Anexo 11.

<sup>82</sup> Dato proporcionado por [www.onlyfoods.org](http://www.onlyfoods.org)

<sup>83</sup> Constante de Stefan Boltzman, véase Anexo 29.

<sup>84</sup> El tanque de alimentación será fabricado con acero inoxidable A – 304, su densidad se puede observar en el Anexo 12.

<sup>85</sup> El fluido de trabajo será aceite térmico Regal R&O 46 de la marca Texaco, este dato es proporcionado por el fabricante y se puede observar en el Anexo 11.

$$\rho_w = 873.45 \text{ kg/m}^3$$

- Viscosidad cinemática del fluido de trabajo<sup>85</sup>:

$$\mu = 4.018 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

- Absortividad del tubo del absorbedor<sup>86</sup>:

$$\alpha_{ab} = 0.90$$

- Emisividad de la bandeja de cocción<sup>87</sup>:

$$\varepsilon_p = 0.90$$

- Emisividad de la tapa<sup>87</sup>:

$$\varepsilon_{ta} = 0.90$$

- Emisividad del tubo del absorbedor:

$$\varepsilon_t = 0.90$$

- Emisividad de la cubierta<sup>88</sup>:

$$\varepsilon_c = 0.90$$

- Emisividad de la película reflectiva<sup>89</sup>:

---

<sup>86</sup> El tubo del absorbedor se fabricará con cobre, este dato se lo puede observar en el Anexo 12

<sup>87</sup> Este componente se fabricará con acero inoxidable A – 304 y su emisividad se puede ver en Anexo 12.

<sup>88</sup> La cubierta debe ser de vidrio, su emisividad se puede observar en el Anexo 12.

<sup>89</sup> La película ha utilizar es película aluminizada "Dark Sylver" que es la más parecida al Mylar aluminizado y se puede conseguir en el mercado local, por esta razón este dato se tomará igual

$$\varepsilon_s = 0.90$$

- Transmitancia de la cubierta<sup>90</sup>:

$$\tau_{cu} = 0.90$$

- Reflejancia de la película reflectiva<sup>89</sup>:

$$\zeta = 0.95$$

- Factor de forma de la superficie del concentrador<sup>91</sup>:

$$\gamma = 0.85$$

### 5.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

---

al del Mylar aluminizado, dato proporcionado por dato proporcionado por ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 26

<sup>90</sup> La cubierta debe ser de vidrio, su transmitancia se puede observar en el Anexo 12.

<sup>91</sup> Para concentradores fabricados de fibra de vidrio con molde de fibra de vidrio el factor de forma de la superficie puede llegar a 0.85, dato proporcionado por ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 105

### 5.3.1 INVESTIGACIÓN Y EXPOSICIÓN DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS DE TIPO CILÍNDRICOS PARABÓLICOS SIMILARES.

#### Cocinas solares a la intemperie<sup>92</sup>

La cocina solar a la intemperie es un espejo en forma de paraboloides de revolución que capta energía solar y la entrega de tal manera que es fácil aprovecharla en forma de calor. Debe ser capaz de captar suficiente energía a fin de obtener una temperatura alta que pueda utilizarse para cocinar; esto se puede lograr concentrando el componente directo de la radiación solar.

Esta cocina solar solo funciona cuando hay Sol brillante y cielo despejado. Solamente concentra la radiación que incide en forma paralela al eje del espejo, por lo que es necesario enfocar la posición del espejo al avanzar el Sol durante el día.

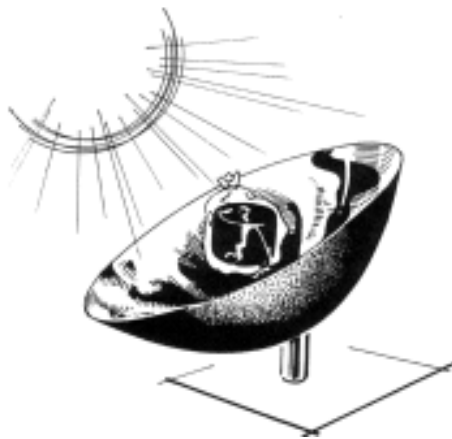


Figura 5.1 Cocina solar que utiliza un espejo en forma de paraboloides de revolución

#### Cocina solar para usarse al interior de una habitación<sup>93</sup>

<sup>92</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. pp. 199 – 200.

<sup>93</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. pp. 201 – 202.



Esta cocina solar capta la energía solar mediante concentradores cilíndricos parabólicos, compuestos de espejos formados por láminas de acrílico aluminizado al alto vacío y soportados por conchas con forma de canal parabólico; la radiación es concentrada sobre el foco de la parábola, en este caso un tubo de cobre envuelto por un tubo de vidrio para eliminar pérdidas de calor por convección.

Dentro del tubo de cobre corre un fluido que se calienta por la radiación solar. El fluido caliente circula a través de un serpentín de tubo de cobre flexible sumergido en agua, a la cual cede la mayor parte del calor absorbido.

Ya tibio, el fluido pasa a un tanque donde es almacenado. De ahí se bombea al tanque alimentador, que es un tanque elevado que surte al sistema por gravedad.

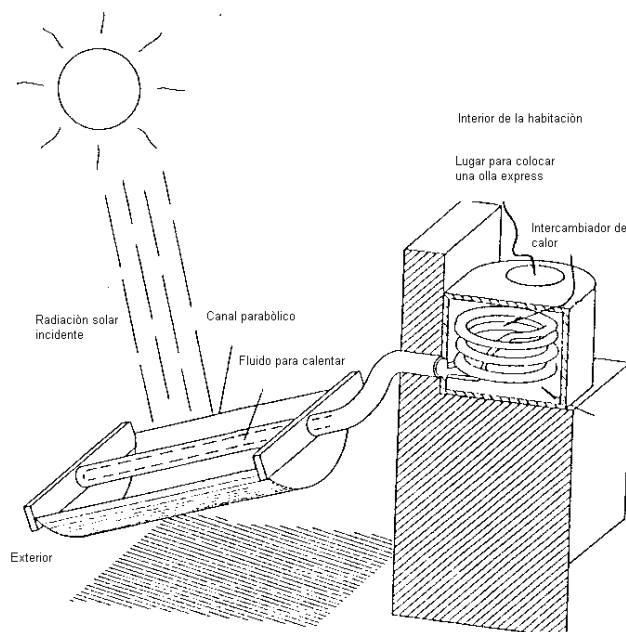


Figura 5.2 Cocina solar para usarse dentro de una habitación.

### 5.3.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO CILÍNDRICO PARABÓLICO.

Como en todo buen diseño, los aspectos de construcción y operación deben tomarse en cuenta desde las etapas de diseño preliminar, que es el que más interesa. Estas consideraciones inciden fuertemente en los costos, razón de mas para tenerlos en cuenta.

### **Consideraciones estructurales.**

El módulo formado por la concha cilíndrica parabólica y la estructura del concentrador debe ser lo más ligero posible para reducir al mínimo la inercia, además su enfoque debe ser preciso y fácil de hacer.

El centro de gravedad del módulo no coincidirá con su eje de giro. Los esfuerzos sobre el módulo y los que se transmiten a la estructura soporte, no están gobernados solamente por el peso del conjunto sino por las fuerzas del viento.

Las chumaceras, cojinetes y otros accesorios empleados para permitir el giro del módulo sobre su eje deben seleccionarse en forma acorde.

Una consideración constructiva esencial es la del sujetamiento del tubo absorbedor. El absorbedor puede alcanzar temperaturas tan bajas como 0 °C en la madrugada y tan altas como 200 °C durante la operación del medio día.

### **Consideraciones ópticas.**

La forma parabólica del concentrador debe ser de alta calidad, cerciorándose de que el foco de la parábola coincida siempre con el absorbedor.

La superficie reflectante puede ser delgadas láminas o películas de acrílico aluminizado. Debe buscarse un equilibrio entre altos valores de concentración y la de una alta eficiencia de colección.

### **Consideraciones cinemáticas.**

Los movimientos sobresalientes a considerar en el diseño de detalle serán las dilataciones axiales del absorbedor y el rastreo del Sol.

La construcción de los conectores de los ductos del fluido entre los extremos del absorbedor y el tanque es crítica, dado que la fuga de fluido caliente es totalmente indeseable.

### **Selección.**

Tomando en cuenta las consideraciones antes mencionadas se selecciona los aspectos de diseño y construcción del sistema.

Con el fin de minimizar la potencia requerida en el esfuerzo de seguimiento, se instalará contrapesos en la parte posterior del módulo para desplazar hacia atrás el centro de gravedad y hacerlo coincidir con su eje de giro. Con esto se requiere del mecanismo seguidor sólo el esfuerzo necesario para vencer fricciones y la inercia que debe reducirse al mínimo.

<sup>94</sup>Para vientos de velocidades de 113 km/h, frecuentemente al menos en ráfagas en regiones planas, la carga inducida sobre los concentradores es del orden de 70 kg/m<sup>2</sup> y hasta más, en la dirección paralela al terreno.

Las estructuras del concentrador deben tener resistencia suficiente para satisfacer todos los requisitos estructurales, deben tener ejes a cada lado para ser montados en chumaceras para rotar, también llevar los soportes para el absorbedor.

Para lograr alta calidad en la precisión de la forma cilíndrica parabólica de las conchas, se moldeará secciones en fibra de vidrio; estas conchas sobre las cuales se adhiere la película reflectante son ligeras y estructuralmente resistentes; además, si se tiene cuidado en la tesura del molde, la superficie

---

<sup>94</sup> ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGIA. Manual de generación eléctrica con energía solar. 1993. p. 136

moldeada puede ser suficientemente lisa para ahí adherir la película reflectante directamente.

Las conchas ya recubiertas de material reflectante, se montarán sobre la estructura del concentrador, la que servirá para armar el sistema.

El absorbedor se dilata axial y radialmente, se deja provisiones para las deformaciones esperadas, además el ensamble se aísla térmicamente.

### 5.3.3 ESTUDIO DE LA DISPONIBILIDAD DE MAQUINARIA Y MATERIA PRIMA PARA SU CONSTRUCCIÓN.

#### Disponibilidad de maquinaria.

La maquinaria, equipos y accesorios disponible para la construcción de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico están expuestos en la tabla 5.1:

**Tabla 5.1.** Disponibilidad de maquinaria, equipos y accesorios.

Descripción	Marca	Modelo
Soldadora estática	Comparc	TH-225/150
Soldadora MIG	Miller	LOD-736
Pistola para fibra de vidrio	Transtécnica	Fan-Jet A600
Amoladora	Roybi	G-180
Esmeril de banco	Roybi	B6800
Pulidora	DeWalt	LU-156
Lijadora	DeWalt	FR-569
Equipo de pintura	Graco	2175979
Broca para avellanado	Twist Drill	M5
Fresa para careado	Brown & Sharp	-----

**Tabla 5.1.** Disponibilidad de maquinaria, equipos y accesorios ( Continuación )

<b>Descripción</b>	<b>Marca</b>	<b>Modelo</b>
Compresor	Hausfeld	HL700201
Taladro de mano	Black & Decker	1309 Professional
Taladro de banco	Roybi	DP100
Caladora	Bosch	5673-IF-927
Torno paralelo	Harrison	M300
Fresadora vertical	Harrison	G467
Equipo de oxicorte	Victor	ST 1600C
Entenella	Irimo	100
Dobladora	Promecam	A6-400-63
Cizalla	Boutillon	GGD6-H5-3013
Sierra de mano	Pretul	A208
Escuadra	Diamond Brand	E109
Flexómetro	Power tape	Giant
Rayador	Diamond Brand	-----
Brocas	Twist Drill	M5/M20
Cuchilla para torno	Kennometal	HSS de acero rápido

Fuente: Propia

### Disponibilidad de materia prima

La disponibilidad de la materia prima esta expuesta en la tabla 5.2:

**Tabla 5.2.** Disponibilidad de materia prima.

<b>Descripción</b>	<b>Detalle</b>
Fibra de vidrio	En rollos
Tablero de madera	Espesor = 5 mm
Tubo cuadrado de acero A36	25 x 25 x 1.5 mm
Tubo cuadrado de acero A36	20 x 20 x 2 mm
Tubo redondo de acero A36	& = 3"
Tubo redondo de aluminio	Espesor = 2 mm
Varilla redonda lisa acero laminado	& = 22 mm

**Tabla 5.2.** Disponibilidad de materia prima ( Continuación ).

Lámina de aluminio	Espesor = 0.5 mm
Placa de acero A36	Espesor = 5 mm
Plancha de acero A36	Espesor = 4 mm
Plancha de acero inoxidable	Espesor = 1mm
Plancha de acero inoxidable	Espesor = 1.5 mm
Ángulo de acero A36	40 x 40 x 3 mm
Eje de acero de transmisión	& = 1"
Tubo redondo de cobre flexible	& = 1/2"
Tubo redondo de cobre tipo K	& = 1"
Platina de acero A36	Espesor = 3mm
Tubo de vidrio	& = 2"
Matrimonio tipo fijo	& = 1"
Barra de duralón	& = 3"
Lana de vidrio amarilla sin film de aluminio	Espesor = 1"
Lana de vidrio amarilla con película de aluminio	Espesor = 1"
Pernos	M14, M10
Tornillos avellanados	M4
Acoples de cobre	& = 1", & = 1/2"
Chumaceras	& = 1",
Electrodos	6011 & = 1/8"
Piedra de amolar	180 x 3 x 22.2
Bisagras de acero	Medianas
Pintura	Negra, blanca, ploma
Fondo	Plomo
Endurecedor	Mustang
Diluyente	Thinner
Masilla	Mustang
Lija	150, 300, 400, 600
Resina Poliéster	Cóndor
Película Reflectiva	Dark Sylver

Fuente: Propia.

### **5.3.4 SELECCIÓN DEL ESPACIO FÍSICO DONDE SE DESARROLLARÁ EL PROYECTO**

El terreno adecuado para una instalación de este tipo, obviamente es aquel en el que la insolación local debe ser excelente de modo que la fracción directa sea de máxima intensidad y duración. Conforme se conserven los actuales precios del combustible fósil, tendrán razón de ser estos sistemas sólo en sitios alejados de otras fuentes de suministro de energía, o donde sea costoso o de escasa disponibilidad.

Es razonable deducir que las características de modularidad del sistema de tipo cilíndrico parabólico los hacen aptos para terrenos escabrosos o montañosos, más ventajosamente que otros sistemas solares. Un terreno plano es siempre más atractivo.

### **5.3.5 ESTUDIO DE LA FACTIBILIDAD DE MANTENIMIENTO**

Hay innumerables tareas de mantenimiento, como la limpieza de la película reflectante, el terreno y la cubierta, la pintura del equipo, el aislamiento térmico.

Se debe tener especial cuidado con la deformación del concentrador o una fuga de aceite. El aceite térmico es costoso, por lo que las fugas deben limitarse a un mínimo.

En caso de que la película reflectante se rompa, se debe cambiar por una nueva, retirándola completamente del concentrador y con una lija número 800 se quita los restos que queden en el concentrador para luego limpiar con agua y un trapo limpio.

Se diseña y se construye siempre con el objetivo de minimizar las tareas de operación y de mantenimiento, los módulos cilíndricos parabólicos requerirán atención verdaderamente reducida, que es una de las grandes ventajas.

## 5.4 CÁLCULO Y DISEÑO.

### 5.4.1 ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

#### 5.4.1.1 Descripción del funcionamiento del concentrador solar.

El concentrador cilíndrico parabólico consiste en una superficie cilíndrica parabólica reflectante y un absorbedor que se compone de un tubo de cobre llamado tubo del absorbedor envuelto por la cubierta, que es un tubo transparente de vidrio, entre la separación del tubo del absorbedor y la cubierta se coloca un material aislante con el fin de minimizar las pérdidas térmicas, el aislante se lo ubica en la parte superior de la media circunferencia del tubo del absorbedor y la otra mitad se la deja libre para que los rayos solares lleguen a este. Véase figura 5.3

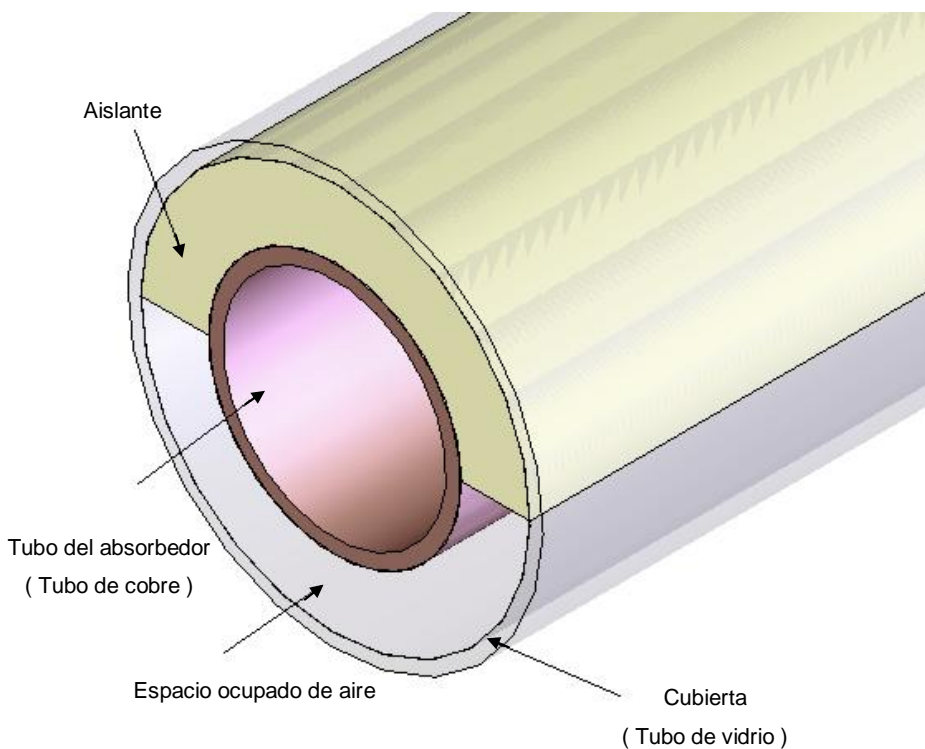


Figura 5.3 Componentes del absorbedor



La energía solar captada es concentrada en el absorbedor que está ubicado a lo largo de la línea focal de la parábola. Véase figura 5.4.

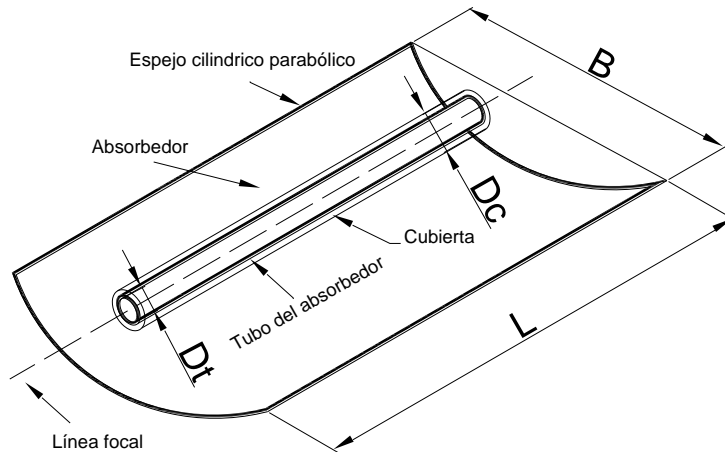


Figura 5.4 Partes de un concentrador cilíndrico parabólico.

Por un extremo del absorbedor entra el fluido de trabajo que se va calentado conforme transite por el interior del tubo del absorbedor, hasta salir por el otro extremo del tubo con una temperatura mayor a la inicial. Esto se debe al calor que se transfiere desde el tubo del absorbedor hasta el fluido de trabajo, el tubo del absorbedor se calienta debido a la reflexión de la radiación solar directa por medio de la superficie reflectante, el calor es constante y la temperatura del fluido como la del tubo varían conforme avance el fluido de trabajo. Véase figura 5.5.

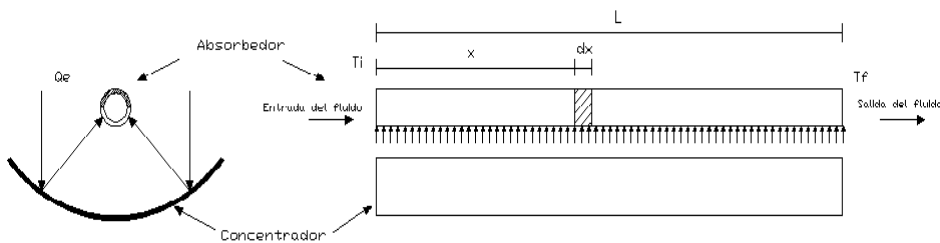


Figura 5.5 Sección esquemática del concentrador cilíndrico parabólico

## **5.4.2 DISEÑO TÉRMICO DEL CONCENTRADOR SOLAR DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO.**

### **5.4.2.1 Obtención del modelo matemático.**

En esta parte se desarrolla un modelo matemático que permite describir el funcionamiento del concentrador solar de tipo cilíndrico parabólico, este modelo puede ayudar a optimizar la geometría del concentrador dadas las condiciones de trabajo.

La complejidad del fenómeno de transferencia de calor que se presenta en el concentrador requiere que se hagan las siguientes suposiciones, de cuyo cumplimiento depende la exactitud de los cálculos.

1. El absorbedor está en equilibrio térmico ( estado estable ).
2. Los rayos del Sol se consideran paralelos y uniformes.
3. La reflejancia del espejo y la transmitancia de la cubierta son constantes sobre el espectro solar.
4. Las propiedades de absortancia, emitancia, transmitancia y reflejancia no dependen de la temperatura.
5. Circunferencialmente el tubo del absorbedor tiene la misma temperatura debido a la alta conductividad térmica del tubo y al flujo del fluido dentro del mismo.
6. La temperatura de la cubierta en la región no aislada es diferente que la temperatura de la cubierta en la región aislada.
7. El aislante está en contacto tanto con el tubo del absorbedor y la cubierta.
8. La radiación directa incidente sobre el absorbedor proviene solo de la superficie reflectante.
9. No existen áreas sombreadas en el absorbedor.

#### 5.4.2.1.1 Determinación de pérdidas.

Lo que fundamentalmente interesa conocer en un estudio de esta naturaleza son las pérdidas de energía. El objetivo de un concentrador solar es transferir energía radiante proveniente del Sol a un fluido, llamado fluido de trabajo, con el mínimo de pérdidas. Así al determinar el origen y magnitud de las pérdidas se describe la forma en que el concentrador funciona desde el punto de vista térmico.

En la figura 5.6 se puede apreciar la vista del área transversal del absorbedor y observar las partes que lo conforman.

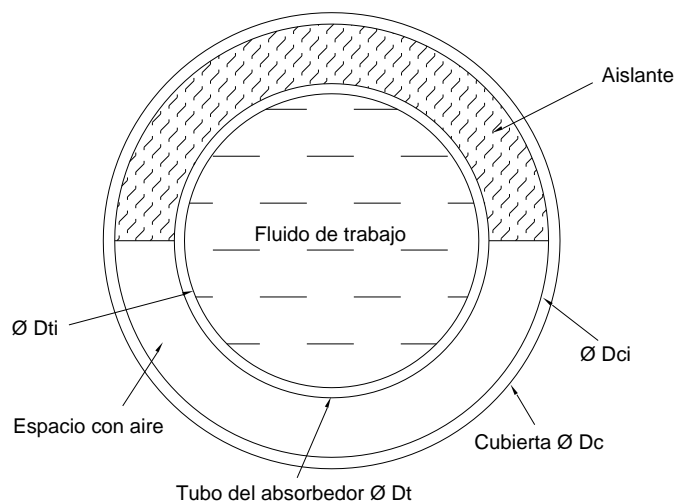


Figura 5.6. Vista transversal del elemento absorbedor.

Para predecir el comportamiento térmico del concentrador cilíndrico parabólico se plantea un balance de energía en el absorbedor. Véase figura 5.7.

Los calores que intervienen en el balance de energía se los expresa en ( W/m ) por facilidades de cálculo, así se puede predecir las variaciones de los calores y temperaturas a lo largo de la longitud del absorbedor.

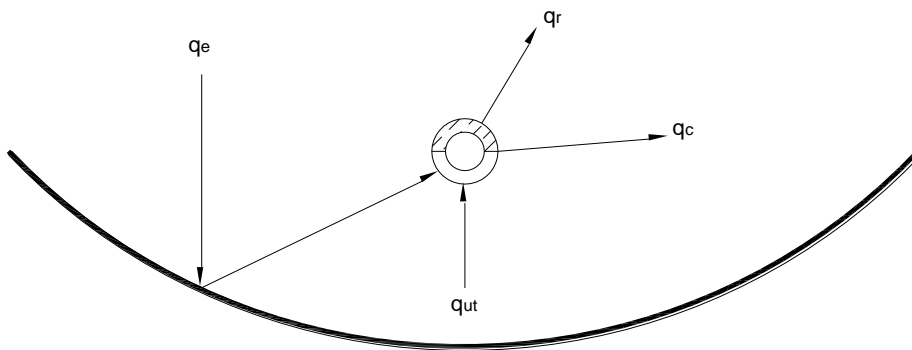


Figura 5.7. Factores que intervienen en el balance de energía del concentrador cilíndrico parabólico.

Aplicando la ley de la conservación de la energía en el absorbedor se tiene:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm}$$

$$q_e - q_r - q_c = q_{ut} \quad (5.1)$$

$$q_e - q_p = q_{ut} \quad (5.2)$$

$E_{ent}$  Energía que entra al absorbedor ( W/m ).

$E_{sal}$  Energía que sale del absorbedor ( W/m ).

$\Delta E_{alm}$  Variación de la energía en el absorbedor ( W/m ).

$q_{ut}$  Calor útil que absorbe el fluido de trabajo ( W/m ).

$q_e$  Calor radiante efectivo que llega al tubo absorbedor ( W/m ).

$q_r$  Calor perdido por radiación del absorbedor al medio ambiente ( W/m ).

$q_c$  Calor perdido por convección del absorbedor al medio ambiente ( W/m ).

$q_p$  Calor total de pérdidas que resulta de la suma de  $q_r$  y  $q_c$  ( W/m ).

En la figura 5.8 se puede observar la distribución de temperaturas que intervienen en el análisis térmico del absorbedor.

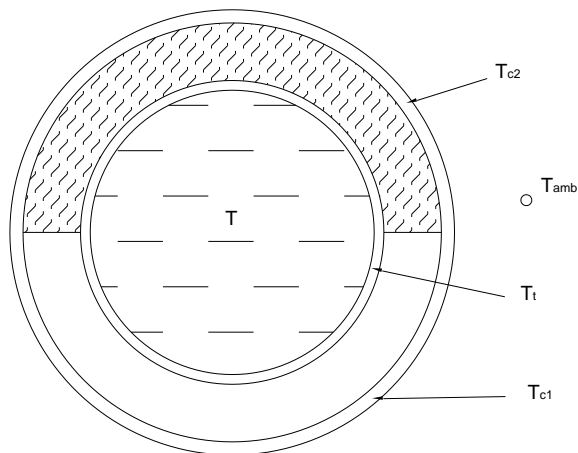


Figura 5.8. Temperaturas en el elemento absorbedor

- $T$  Temperatura del fluido de trabajo ( K ).
- $T_t$  Temperatura del tubo del absorbedor ( K ).
- $T_{c1}$  Temperatura de la cubierta en la parte no aislada ( K ).
- $T_{c2}$  Temperatura de la cubierta en la parte aislada ( K ).

#### Balance de energía en el tubo del absorbedor.

A continuación se plantea un balance de energía en el tubo del absorbedor que se encuentra al interior de la cubierta. Véase figura 5.9.

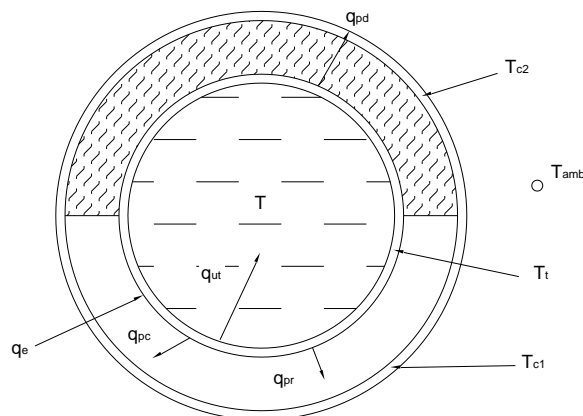


Figura 5.9. Calores que intervienen en el balance de energía en el tubo del absorbedor

Aplicando la ley de la conservación de la energía se tiene:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm}$$

La variación de la energía en el tubo del absorbedor se considera igual a cero porque toda la energía que entra al tubo se la cede al fluido de trabajo.

Por lo tanto:

$$E_{ent} = E_{sal}$$
$$q_e = q_{pc} + q_{pr} + q_{pd} + q_{ut} \quad (5.3)$$

$q_{pr}$  Calor perdido por radiación entre el tubo del absorbedor y la cubierta ( W/m ).

$q_{pc}$  Calor perdido por convección entre el tubo del absorbedor y el aire atrapado entre el tubo y la cubierta ( W/m ).

$q_{pd}$  Calor perdido por conducción en la parte aislada entre el tubo, el aislante y la cubierta ( W/m ).

Los calores de la ecuación 5.3 se los puede expresar con las siguientes fórmulas.

El calor perdido por radiación entre el tubo del absorbedor y la cubierta en ( W ) puede ser expresado con la fórmula de transferencia de calor por radiación entre dos superficies<sup>95</sup>:

$$Q_{pr} = A_t \cdot \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_t^4 - T_{ct}^4) \quad (5.4)$$

$A_t$  Área por metro lineal del tubo del absorbedor ( m<sup>2</sup> ).

$$A_t = \pi \cdot D_t \cdot L \quad (5.5)$$

---

<sup>95</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.738.

Debido a que la diferencia de temperaturas entre la superficie interior y exterior de la cubierta es muy baja, ya que el espesor de la cubierta es muy pequeño la transferencia de calor por conducción en la cubierta es despreciable, por esta razón se toma la temperatura del interior de la cubierta y exterior como similares, en la ecuación 5.4 se utiliza la temperatura exterior y no la interior por facilidades de cálculo en lo posterior para el análisis del concentrador.

En la figura 5.4 se muestran los términos  $D_t$  y  $L$ .

$D_t$  Diámetro exterior del tubo del absorbedor ( m ).

$L$  Longitud del concentrador ( m ).

Reemplazando la ecuación 5.5 en 5.4:

$$Q_{pr} = \pi \cdot D_t \cdot L \cdot \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_t^4 - T_{c1}^4)$$

Dividiendo  $Q_{pr}$  para  $L$ :

$$\frac{Q_{pr}}{L} = \pi \cdot D_t \cdot \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_t^4 - T_{c1}^4)$$

El calor  $q_{pr}$  expresado en ( W/m ) es:

$$q_{pr} = \pi \cdot D_t \cdot \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_t^4 - T_{c1}^4) \quad (5.6)$$

$\sigma$  Constante de Stefan Boltzman (  $W/m^2 \cdot K$  ).

$F_{12}$  Factor de orientación para dos cilindros concéntricos.<sup>96</sup>

---

<sup>96</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.739.

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_t}{D_{ci}} \right)} \quad (5.7)$$

$\varepsilon_t$  Emisividad del tubo del absorbedor.

$\varepsilon_c$  Emisividad de la cubierta.

$D_{ci}$  Diámetro interno de la cubierta ( m ).

Reemplazando la ecuación 5.7 en 5.6 se tiene:

$$q_{pr} = \pi \cdot D_t \cdot \sigma \cdot \left[ \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_t}{D_{ci}} \right)} \right] \cdot (T_t^4 - T_{c1}^4) \quad (5.8)$$

Ordenando los términos de la ecuación 5.8, esta puede ser representada en función de la diferencia de temperaturas entre  $T_t$  y  $T_{c1}$ , y de una resistencia térmica, todo esto para facilidades de cálculo, así:

$$q_{pr} = \frac{T_t - T_{c1}}{R_1} \quad (5.9)$$

Igualando la ecuación 5.8 y 5.9 :

$$\pi \cdot D_t \cdot \sigma \cdot \left[ \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_t}{D_{ci}} \right)} \right] \cdot (T_t^4 - T_{c1}^4) = \frac{T_t - T_{c1}}{R_1}$$

Y despejando se obtiene la ecuación para  $R_1$  :



$$R_1 = \frac{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_t}{D_{ci}} \right)}{\pi \cdot D_t \cdot \sigma \cdot (T_t^2 + T_{c1}^2) (T_t + T_{c1})} \quad (5.10)$$

$R_1$  Resistencia térmica por radiación entre el absorbedor y la cubierta ( m·K/W ).

Para facilidad de análisis todos los calores que intervienen en el concentrador se los expresa en función de la diferencia de temperaturas, y de una resistencia térmica.

Siguiendo con el análisis, el calor perdido por convección entre el tubo del absorbedor y el aire atrapado entre el tubo y la cubierta puede ser expresado con la fórmula de transferencia de calor por convección libre en el espacio anular entre dos tubos concéntricos horizontales largos<sup>97</sup>:

$$q_{pc} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{ef} \cdot (T_t - T_{c1})}{\ln \left( \frac{D_{ci}}{D_t} \right)} \quad (5.11)$$

El calor perdido por convección entre el tubo absorbedor y el aire atrapado entre el tubo y la cubierta en ( W/m ) puede ser expresado como:

$$q_{pc} = \frac{T_t - T_{c1}}{R_2} \quad (5.12)$$

Igualando las ecuaciones 5.11 y 5.12:

$$\frac{T_t - T_{c1}}{R_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{ef} \cdot (T_t - T_{c1})}{\ln \left( \frac{D_{ci}}{D_t} \right)}$$

<sup>97</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.512.

Y despejando  $R_2$ .

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_{ci}}{D_t}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ef}} \quad (5.13)$$

$R_2$  Resistencia térmica por convección libre entre el tubo del absorbedor la cubierta y el aire atrapado ( m·K/W ).

$k_3$  Conductividad térmica de la cubierta ( W/m·K ).

$k_{ef}$  Conductividad térmica efectiva del aire ( W/m·K ).<sup>98</sup>

$$\frac{k_{ef}}{k_a} = 0.386 \left( \frac{Pr_a}{0.861 + Pr_a} \right)^{1/4} \cdot (Rac_a)^{1/4} \quad (5.14)$$

$k_a$  Conductividad térmica del aire en el absorbedor ( W/m·K ).

$Pr_a$  Número de Prandtl para el aire en el absorbedor.

$Rac_a$  Número de Rayleigh modificado para el aire<sup>58</sup>.

$$Rac_a = \frac{\ln\left(\frac{D_{ci}}{D_t}\right)^4}{es^3 \cdot (D_t^{-3/5} + D_{ci}^{-3/5})^5} \cdot Ral_{a1} \quad (5.15)$$

$Ral_a$  Número de Rayleigh para el aire en el absorbedor<sup>99</sup>.

$es$  Espesor del aire atrapado entre la cubierta y el tubo absorbedor ( m ).

$$Ral_{a1} = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_t - T_{c1}) \cdot es^3}{\nu_a \cdot \alpha_a} \quad (5.16)$$

$g$  Aceleración gravitacional ( m<sup>2</sup>/s ).

$\beta_a$  Coeficiente volumétrico de expansión térmica del aire en el absorbedor ( K<sup>-1</sup> ).

<sup>98</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.512.

<sup>99</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.490.

$\nu_a$  Viscosidad cinemática del aire en el absorbedor (  $m^2/s$  ).

$\alpha_a$  Difusividad térmica del aire en el absorbedor (  $m^2/s$  ).

Las propiedades térmicas del aire deben ser evaluadas a la temperatura  $T_{\text{faire}}$ .

$$\beta_a = \frac{1}{T_{\text{faire}}} \quad (5.17)$$

$$T_{\text{faire}} = \frac{T_t + T_{c1}}{2} \quad (5.18)$$

El calor perdido por conducción en la parte aislada entre el tubo, el aislante y la cubierta en (  $W/m$  ) es:

$$q_{pd} = \frac{T_t - T_{c2}}{R_3} \quad (5.19)$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{D_{ci}}{D_t}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_2} + \frac{\ln\left(\frac{D_c}{D_{ci}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_3} \quad (5.20)$$

$R_3$  Resistencia térmica por conducción en la parte aislada entre el tubo absorbedor, el aislante y la cubierta<sup>100</sup>. (  $m \cdot K/W$  )

$k_2$  Conductividad térmica del aislante. (  $W/m \cdot K$  )

El calor útil que absorbe el fluido de trabajo en (  $W$  ) se puede expresar mediante la ley de enfriamiento de Newton así<sup>101</sup>:

$$Q_{ut} = A_t \cdot h \cdot (T_t - T) \quad (5.21)$$

<sup>100</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.92.

<sup>101</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999. p.427.

Reemplazando 5.5 en 5.21:

$$Q_{ut} = \pi \cdot D_t \cdot L \cdot h \cdot (T_t - T)$$

Dividiendo  $Q_{ut}$  para L:

$$\frac{Q_{ut}}{L} = \pi \cdot D_t \cdot h \cdot (T_t - T)$$

El calor útil que absorbe el fluido de trabajo en ( W/m ) es:

$$q_{ut} = \pi \cdot D_t \cdot h \cdot (T_t - T) \quad ( 5.22 )$$

h Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo ( W/m<sup>2</sup>·K ).

El calor radiante efectivo que llega al tubo absorbedor en ( W ) es<sup>102</sup>:

$$Q_e = G_b \cdot A_a \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab} \quad ( 5.23 )$$

$A_a$  Área de apertura del concentrador ( m<sup>2</sup> ).

$$A_a = (B - D_c) L \quad ( 5.24 )$$

En la figura 5.4 se muestran los términos B,  $D_c$  y L.

B Apertura de boca de la parábola ( m ).

$D_c$  Diámetro exterior de la cubierta ( m ).

Reemplazando 5.24 en 5.23:

$$Q_e = G_b \cdot (B - D_c) \cdot L \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab}$$

---

<sup>102</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.279.

Dividiendo  $Q_e$  para  $L$ :

$$\frac{Q_e}{L} = G_b \cdot (B - D_c) \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab}$$

El calor radiante efectivo que llega al tubo del absorbedor en ( W/m ) es:

$$q_e = G_b \cdot (B - D_c) \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab} \quad (5.25)$$

$G_b$  Radiación solar directa incidente sobre el concentrador ( W/m<sup>2</sup> ).

$\zeta$  Reflejanca de la superficie del concentrador.

$\gamma$  Factor de forma de la superficie del concentrador.

$\alpha_{ab}$  Absortancia del tubo del absorbedor.

$\tau_{cu}$  Transmitancia de la cubierta.

#### Balance de energía en la cubierta del absorbedor.

En esta parte se realiza un balance de energía en la cubierta del absorbedor.

Véase figura 5.10.

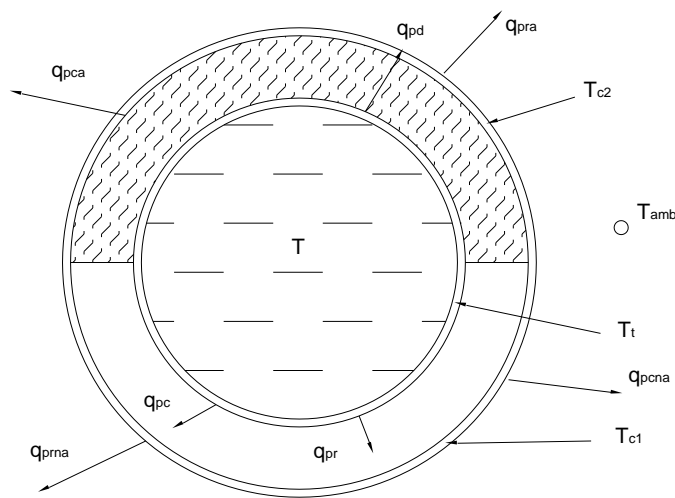


Figura 5.10 Calores que intervienen en el balance de energía en la cubierta del absorbedor

Aplicando la ley de la conservación de la energía se tiene:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm} \quad (5.26)$$

Toda la energía que entra a la cubierta la cede por esta razón la variación de energía es igual a cero.

Por lo tanto:

$$E_{ent} = E_{sal}$$

$$q_{pc} + q_{pr} + q_{pd} = q_{prna} + q_{pra} + q_{pca} + q_{pcna}$$

$q_{prna}$  Calor perdido por radiación entre la cubierta y la superficie reflectante, en la parte no aislada ( W/m ).

$q_{pra}$  Calor perdido por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, en la parte aislada ( W/m ).

$q_{pca}$  Calor perdido por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte aislada ( W/m ).

$q_{pcna}$  Calor perdido por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte no aislada ( W/m ).

El calor perdido por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, en la parte no aislada en ( W ) es<sup>103</sup>:

$$Q_{prna} = \frac{\sigma(T_{c1}^4 - T_s^4)}{\frac{1-\epsilon_c}{\epsilon_c \cdot A_c} + \frac{1}{A_c} + \frac{1-\epsilon_s}{\epsilon_s \cdot A_s}} \quad (5.27)$$

$$A_c = \pi D_c \cdot L \quad (5.28)$$

$$A_s = S \cdot L \quad (5.29)$$

<sup>103</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.738.

- $A_c$  Área por metro lineal de la cubierta (  $m^2$  ).
- $A_s$  Área de la superficie interna tipo espejo del concentrador (  $m^2$  ).
- $S$  Longitud de la curvatura parabólica (  $m$  ).

En la figura 5.4 se muestran los términos  $D_c$ ,  $L$  y en la figura 5.11 el término  $S$ .

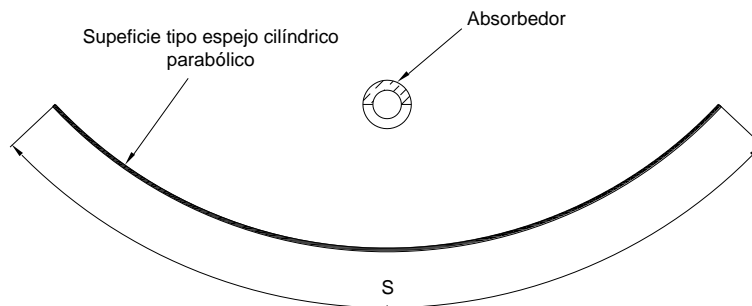


Figura 5.11 Vista transversal del concentrador.

Reemplazando las ecuaciones 5.28 y 5.29 en la ecuación 5.27 se tiene:

$$Q_{pma} = \frac{\sigma \cdot (T_{c1}^4 - T_s^4)}{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c \cdot \pi \cdot D_c \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot D_c \cdot L} + \frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s \cdot S \cdot L}} \quad (5.30)$$

Ordenando los términos de la ecuación 5.30:

$$\frac{Q_{pma}}{L} = \frac{\pi \cdot D_c \cdot \sigma \cdot (T_{c1}^4 - T_s^4)}{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} + 1 + \frac{(1 - \epsilon_s) \cdot \pi \cdot D_c}{\epsilon_s \cdot S}} \quad (5.31)$$

$$q_{pma} = \frac{\pi \cdot D_c \cdot \sigma \cdot (T_{c1}^4 - T_s^4)}{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} + 1 + \frac{(1 - \epsilon_s) \cdot \pi \cdot D_c}{\epsilon_s \cdot S}} \quad (5.32)$$

El calor perdido por radiación entre la cubierta y la superficie reflectante, en la parte no aislada en ( W/m ) también puede ser expresado como:

$$q_{pma} = \frac{T_{c1} - T_s}{R_4} \quad (5.33)$$

Igualando la ecuación 5.32 con 5.33 y despejando se obtiene la ecuación para  $R_4$ :

$$R_4 = \frac{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} + 1 + \frac{(1 - \epsilon_s) \cdot \pi \cdot D_c}{\epsilon_s \cdot S}}{\pi \cdot D_c \cdot \sigma \cdot (T_{c1} - T_s)(T_{c1}^2 + T_s^2)} \quad (5.34)$$

$R_4$  Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y la superficie reflectante del concentrador ( m·K/W ).

$\epsilon_s$  Emisividad de la superficie reflectante.

$T_s$  Temperatura de la superficie reflectante del concentrador ( K ).

$$T_s = \frac{G_b \cdot (1 - \zeta)}{2h_v} + T_{amb} \quad (5.35)$$

$T_{amb}$  Temperatura ambiente local ( K ).

$h_v$  Coeficiente de transferencia de calor por viento<sup>104</sup> ( W/m<sup>2</sup>·K ).

$$h_v = 5.7 + 3.8 \cdot V_v \quad (5.36)$$

$V_v$  Velocidad del viento local. ( m/s )

El calor perdido por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, en la parte aislada en ( W ) es<sup>105</sup> :

<sup>104</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p.130. (5.37)

<sup>105</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.10.



$$Q_{\text{pra}} = A_c \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_{c2}^4 - T_{\text{sky}}^4)$$

Reemplazando 5.28 en 5.37:

$$Q_{\text{pra}} = \pi \cdot D_c \cdot L \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_{c2}^4 - T_{\text{sky}}^4)$$

Dividiendo  $Q_{\text{pra}}$  para  $L$ :

$$\frac{Q_{\text{pra}}}{L} = \pi \cdot D_c \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_{c2}^4 - T_{\text{sky}}^4)$$

El calor perdido por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, en la parte aislada en ( W/m ) es :

$$q_{\text{pra}} = \pi \cdot D_c \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_{c2}^4 - T_{\text{sky}}^4) \quad (5.38)$$

El calor  $q_{\text{pra}}$  también puede ser expresado como:

$$q_{\text{pra}} = \frac{T_{c2} - T_{\text{sky}}}{R_5} \quad (5.39)$$

Igualando la ecuación 5.38 con 5.39 y despejando se obtiene la ecuación para  $R_5$ :

$$R_5 = \frac{1}{\pi \cdot D_c \cdot \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_{c2}^2 + T_{\text{sky}}^2) \cdot (T_{c2} + T_{\text{sky}})} \quad (5.40)$$

$R_5$  Resistencia térmica por radiación entre la cubierta y el medio ambiente ( m·K/W ).

$T_{c1}$  Temperatura de la cubierta en la parte no aislada ( K ).

$T_{\text{sky}}$  Temperatura de cielo<sup>106</sup> ( K ).

<sup>106</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p..

$$T_{\text{sky}} = 0.0522 \cdot T_{\text{amb}}^{1.5} \quad (5.41)$$

Los calores perdidos por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte aislada y no aislada en ( W ) son:

$$Q_{\text{pca}} = A_c \cdot h_v \cdot (T_{c2} - T_{\text{amb}}) \quad (5.42)$$

$$Q_{\text{pcna}} = A_c \cdot h_v \cdot (T_{c1} - T_{\text{amb}}) \quad (5.43)$$

Los calores perdidos por convección desde la cubierta al medio ambiente, en la parte aislada y no aislada en ( W/m ) son:

$$q_{\text{pca}} = \pi \cdot D_c \cdot h_v \cdot (T_{c2} - T_{\text{amb}}) \quad (5.44)$$

$$q_{\text{pcna}} = \pi \cdot D_c \cdot h_v \cdot (T_{c1} - T_{\text{amb}}) \quad (5.45)$$

Ordenando términos:

$$q_{\text{pca}} = \frac{T_{c2} - T_{\text{amb}}}{R_6} \quad (5.46)$$

$$q_{\text{pcna}} = \frac{T_{c1} - T_{\text{amb}}}{R_6} \quad (5.47)$$

$$R_6 = \frac{1}{\pi \cdot D_c \cdot h_v} \quad (5.48)$$

$R_6$  Resistencia térmica por convección entre la cubierta y el medio ambiente ( m·K/ W ).

$T_{c2}$  Temperatura de la cubierta en la parte aislada ( K ).

Una vez expresadas todas las fórmulas de los calores que intervienen en el absorbedor se hace una analogía eléctrica de las resistencias y los calores que intervienen en el análisis térmico. Véase figura 5.12.

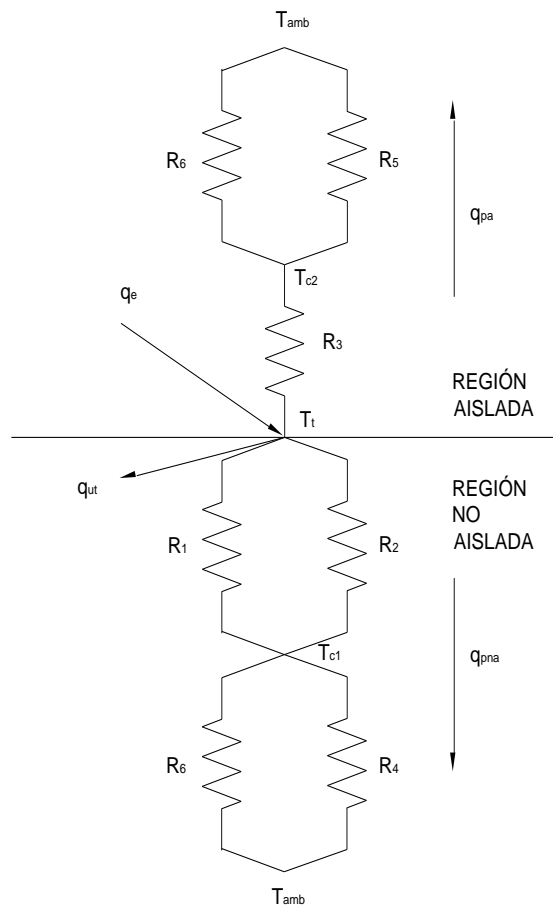


Figura 5.12. Red eléctrica equivalente de los calores, temperaturas y resistencias térmicas que intervienen en el análisis térmico del concentrador.

Los términos  $q_{pa}$  y  $q_{pna}$  que aparecen en la figura 5.12 representan:

$q_{pna}$  Calor perdido en la parte no aislada ( W/m ).

$q_{pa}$  Calor perdido en la parte aislada ( W/m ).

La red eléctrica equivalente de la figura 5.12 se la puede representar por una simplificada. Véase figura 5.13.

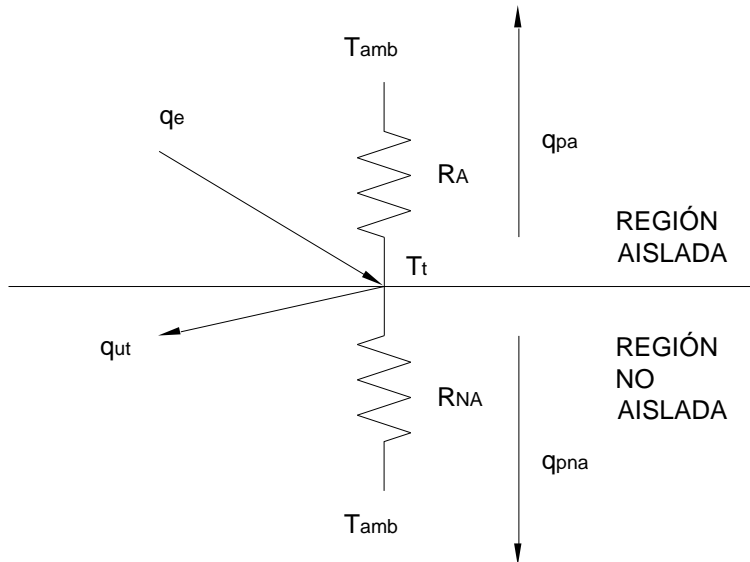


Figura 5.13. Red eléctrica equivalente simplificada.

Las resistencias  $R_A$  y  $R_{NA}$  que se observan en la figura 5.13 representan:

$R_A$  Resistencia térmica simplificada en la región aislada ( m·K/W ).

$R_{NA}$  Resistencia térmica simplificada en la región no aislada ( m·K/W ).

Las resistencias  $R_A$  y  $R_{NA}$  se las puede expresar mediante las ecuaciones 5.49 y 5.50:

$$R_A = \frac{R_3 \cdot (R_6 + R_5) + R_6 \cdot R_5}{R_6 + R_5} \quad (5.49)$$

$$R_{NA} = \frac{(R_1 + R_2)(R_6 \cdot R_4) + (R_6 + R_4)(R_1 \cdot R_2)}{(R_6 + R_4)(R_1 + R_2)} \quad (5.50)$$

La red eléctrica equivalente simplificada de la figura 5.13 se la puede expresar mediante una red más simplificada final. Véase figura 5.14.

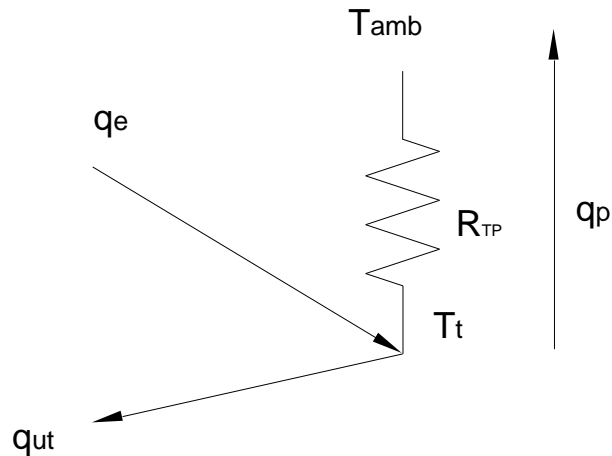


Figura 5.14. Red eléctrica equivalente simplificada final.

En la figura 5.14 podemos observar la resistencia térmica total de pérdidas  $R_{TP}$ , la cual puede ser expresada como:

$$R_{TP} = \frac{R_{NA} \cdot R_A}{R_{NA} + R_A} \quad (5.51)$$

El calor total de pérdidas en ( W/m ) es igual a :

$$q_p = \frac{T_t - T_{amb}}{R_{TP}} \quad (5.52)$$

El calor total de pérdidas en ( W ) puede ser expresado con la siguiente fórmula<sup>107</sup>:

$$Q_p = A_t \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb}) \quad (5.53)$$

<sup>107</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

$U_{TP}$  Coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el absorbedor (  $W/m^2 \cdot K$  ).

Reemplazando 5.5 en 5.53:

$$Q_p = \pi \cdot D_t \cdot L \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb})$$

Dividiendo  $Q_p$  para  $L$ :

$$\frac{Q_p}{L} = \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb})$$

Por lo tanto el calor total de pérdidas en (  $W/m$  ) también puede ser expresado como:

$$q_p = \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb}) \quad (5.54)$$

Igualando la ecuación 5.52 con 5.54:

$$\frac{T_t - T_{amb}}{R_{TP}} = \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb})$$

Despejando  $U_{TP}$ :

$$U_{TP} = \frac{1}{\pi \cdot D_t \cdot R_{TP}} \quad (5.55)$$

Las resistencias térmicas están en función de temperaturas no conocidas como son  $T_t$ ,  $T_{c1}$  y  $T_{c2}$  por lo cual es necesario un método iterativo para calcular  $R_{TP}$ .

#### 5.4.2.1.2 Determinación del calor útil

##### Zona de líquido.

En esta zona se analiza el fluido de trabajo sin ningún cambio de fase desde la temperatura inicial hasta la temperatura de salida del fluido.

Utilizando las ecuaciones 5.2 y 5.54 se tiene que:

$$q_{ut} = q_e - q_p \quad (5.2)$$

$$q_p = \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T_t - T_{amb}) \quad (5.54)$$

La ecuación 5.22 para esta zona:

$$q_{ut} = \pi \cdot D_t \cdot h_l (T_t - T) \quad (5.56)$$

De la ecuación 5.56 se despeja  $T_t$ :

$$T_t = T + \frac{q_{ut}}{\pi \cdot D_t \cdot h_l} \quad (5.57)$$

La ecuación 5.57 se reemplaza en la ecuación 5.54.

$$q_p = \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot \left( T + \frac{q_{ut}}{\pi \cdot D_t \cdot h_l} - T_{amb} \right) \quad (5.58)$$

La ecuación 5.58 se reemplaza en la ecuación 5.2

$$q_{ut} = q_e - \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot \left( T + \frac{q_{ut}}{\pi \cdot D_t \cdot h_l} - T_{amb} \right) \quad (5.59)$$

Ordenando los términos de la ecuación 5.59 se tiene que:

$$q_{ut} = \left( \frac{hl}{hl + U_{TP}} \right) [\dot{q}_e - \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T - T_{amb})] \quad (5.60)$$

La ecuación del calor útil transferido al fluido de trabajo en esta zona es igual a:

$$q_{ut} = KI [\dot{q}_e - \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T - T_{amb})] \quad (5.61)$$

KI Factor de eficiencia en la zona de líquido.

$$KI = \left( \frac{hl}{hl + U_{TP}} \right) \quad (5.62)$$

hl Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo en la zona de líquido ( $W/m^2 \cdot K$ ).

$$hl = \frac{1}{RI \cdot \pi \cdot D_t} \quad (5.63)$$

RI Resistencia térmica por convección forzada y conducción entre el tubo del absorbedor y el fluido de trabajo en la zona de líquido ( $m \cdot K/W$ ).

$$RI = R_{condt} + R_{conv} \quad (5.64)$$

$R_{condt}$  Resistencia térmica de conducción entre las paredes del tubo del absorbedor ( $m \cdot K/W$ ).

$R_{conv}$  Resistencia térmica de convección forzada entre el fluido de trabajo y el interior del tubo del absorbedor ( $m \cdot K/W$ ).



La resistencia térmica  $R_{\text{condt}}$  se la puede expresar con la fórmula de la resistencia térmica para conducción radial en una pared cilíndrica<sup>108</sup>.

$$R_{\text{condt}} = \frac{\ln\left(\frac{D_t}{D_{ti}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_4} \quad (5.65)$$

$k_4$  Conductividad térmica del tubo del absorbedor ( W/m·K ).

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_{\text{conv}} \cdot \pi \cdot D_{ti}} \quad (5.66)$$

$h_{\text{conv}}$  Coeficiente de calor por convección forzada ( W/m<sup>2</sup>·K ).

Para régimen laminar se tiene que el coeficiente de calor por convección forzada para un fluido dentro de un tubo circular es<sup>109</sup>:

$$h_{\text{conv}} = 4.364 \frac{k_w}{D_{ti}} \quad \text{para } Re < 2000 \quad (5.67)$$

$k_w$  Conductividad térmica del fluido de trabajo ( W/m<sup>2</sup>·K ).

Re Número de Reynolds.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{ti} \cdot \mu} \quad (5.68)$$

$\dot{m}$  Caudal másico del fluido de trabajo ( kg/s ).

$\mu$  Viscosidad dinámica del fluido de trabajo ( N·s/m<sup>2</sup> ).

Sustituyendo 5.67 en 5.66 se tiene que:

<sup>108</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

<sup>109</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.440.

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{4.364 \cdot \pi \cdot k_w} \quad (5.69)$$

Como se puede observar en la ecuación 5.61 el calor útil  $q_{\text{ut}}$  está en función de la temperatura del fluido de trabajo, esta temperatura varia conforme el fluido pasa a través del tubo del absorbedor, es decir la temperatura  $T$  para esta zona varia en función de la longitud del absorbedor. Para encontrar una expresión de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud  $L$  del absorbedor se hace un balance de energía sobre un pequeño elemento diferencial del fluido de trabajo. Véase figura 5.15

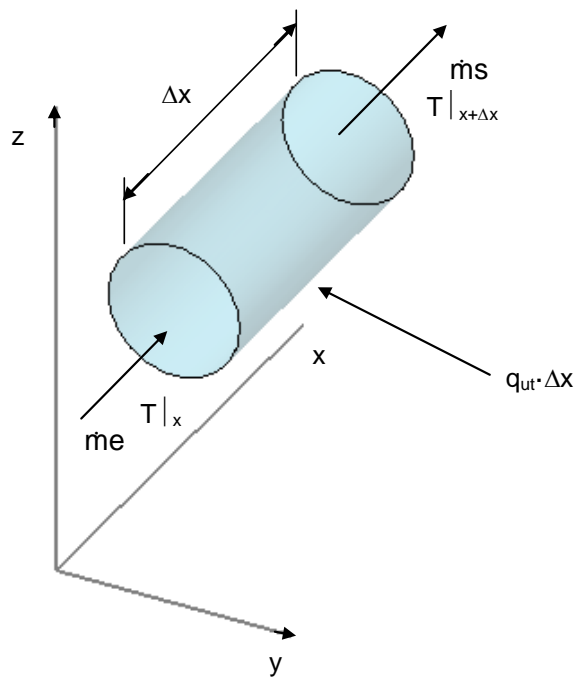


Figura 5.15. Elemento diferencial del fluido de trabajo en la zona de líquido

Aplicando la ley de conservación de la energía en el elemento diferencial se tiene que:

$$q_{ut} \cdot \Delta x = \dot{m}_s \cdot h_s - \dot{m}_e \cdot h_e \quad (5.70)$$

$\Delta x$  Longitud del elemento diferencial del fluido de trabajo ( m ).

$\dot{m}_e$  Caudal másico del fluido de trabajo a la entrada ( kg/s ).

$\dot{m}_s$  Caudal másico del fluido de trabajo a la salida ( kg/s ).

$h_e$  Entalpía del fluido de trabajo a la entrada ( J/kg ).

$h_s$  Entalpía del fluido de trabajo a la salida ( J/kg ).

Como se tiene el mismo caudal másico a la salida y a la entrada, entonces:

$$\dot{m} = \dot{m}_s = \dot{m}_e \quad (5.71)$$

$$q_{ut} \cdot \Delta x = \dot{m} \cdot (h_s - h_e) \quad (5.72)$$

La diferencia de entalpías por termodinámica se puede expresar como<sup>110</sup>:

$$h_s - h_e = C_p \cdot (T|_{x+\Delta x} - T|_x) \quad (5.73)$$

Reemplazando la ecuación 5.73 en la ecuación 5.72:

$$q_{ut} \cdot \Delta x = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T|_{x+\Delta x} - T|_x)$$

$$q_{ut} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T|_{x+\Delta x} - T|_x)}{\Delta x} \quad (5.74)$$

$C_p$  Calor específico a presión constante del fluido de trabajo ( J/kg·K ).

$T|_x$  Temperatura del fluido de trabajo en el punto x ( K ).

$T|_{x+\Delta x}$  Temperatura del fluido de trabajo en el punto x+ $\Delta x$  ( K ).

<sup>110</sup> CENGEL, Y., BOLES, M. Termodinámica Tomo I. 2da. ed. México. McGraw-Hill. 2000. p.139.

Llevando hasta el límite la relación 5.74 cuando  $\Delta x \rightarrow 0$ .

$$q_{ut} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot dT}{dx} \quad (5.75)$$

Igualando la ecuación 5.61 y la ecuación 5.75:

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dx} = Kl [q_e - \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot (T - T_{amb})] \quad (5.76)$$

Ordenando y acomodando términos se tiene que:

$$\frac{dT}{dx} + \frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP}}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot T = \frac{Kl}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot (q_e + \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot T_{amb}) \quad (5.77)$$

La ecuación 5.77 para facilidades de cálculo puede ser expresada como:

$$\frac{dT}{dx} + A \cdot T = B \quad (5.78)$$

donde:

$$A = \frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP}}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (5.79)$$

$$B = \frac{Kl}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot (q_e + \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot T_{amb}) \quad (5.80)$$

Así, la ecuación 5.77 quedaría de la siguiente forma:

$$T' + A \cdot T = B \quad (5.81)$$

### Solución de la ecuación diferencial 5.81.

La ecuación 5.81 es una ecuación diferencial de primer orden cuya solución se obtiene por medio de la teoría de los factores integrantes.

$$\begin{aligned} T' + A \cdot T &= B \\ p(x) &= A & \mu &= e^{\int p(x) dx} & \mu &= e^{\int A dx} \\ & & \mu &= e^{Ax} & & \end{aligned} \quad (5.82)$$

Multiplicando la ecuación 5.82 y 5.81:

$$T' \cdot e^{Ax} + A \cdot T \cdot e^{Ax} = B \cdot e^{Ax} \quad (5.83)$$

A continuación se multiplica la ecuación 5.82 por T y se deriva con respecto a x

$$\begin{aligned} \frac{d(T \cdot \mu)}{dx} \\ \frac{d(T \cdot e^{Ax})}{dx} = T' \cdot e^{Ax} + A T e^{Ax} \end{aligned} \quad (5.84)$$

Se reemplaza 5.84 en 5.83

$$\begin{aligned} \frac{d(T \cdot e^{Ax})}{dx} &= B \cdot e^{Ax} \\ d(T \cdot e^{Ax}) &= B \cdot e^{Ax} \cdot dx \end{aligned}$$

Y se resuelve la integral:

$$\int d(T \cdot e^{Ax}) = \int B \cdot e^{Ax} \cdot dx + C$$

$$T \cdot e^{Ax} = \frac{B}{A} \cdot e^{Ax} + C$$

$$T = \frac{B}{A} + C \cdot e^{-Ax} \quad (5.85)$$

Reemplazando los términos A y B en la ecuación 5.85:

$$T = \frac{q_e + \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot T_{amb}}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}} + C \cdot e^{-\left(\frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p}\right)} \quad (5.86)$$

Para la condición  $x = 0$ ;  $T = T_i$  se tiene la siguiente solución:

$$C = (T_i - T_{amb}) - \frac{q_e}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}}$$

Reemplazando C en la ecuación 5.86 se obtiene la ecuación de la temperatura del fluido en función de la longitud del absorbedor, en la zona de líquido.

$$\frac{(T - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e}{(T_i - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e} = e^{-\left(\frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p}\right)} \quad (5.87)$$

Despejando T:

$$T = \frac{q_e + \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot T_{amb}}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}} + \left[ (T_i - T_{amb}) - \frac{q_e}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}} \right] \cdot e^{-\left(\frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot x}{\dot{m} \cdot C_p}\right)} \quad (5.88)$$

$T_i$  Temperatura inicial del fluido de trabajo. ( K )

Es conveniente para definir una cantidad que compare la actual ganancia de energía útil de un concentrador, con la ganancia útil, si la superficie del absorbedor estuviese a la temperatura de entrada del fluido.

Matemáticamente, el Factor de remoción de calor de un concentrador,  $F_R$ , es igual a<sup>111</sup>:

$$F_R = \frac{Q_{ut}}{Q_e - A_t \cdot U_{TP} \cdot (T_i - T_{amb})} \quad (5.89)$$

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T - T_i)}{U_{TP} \cdot \left[ \frac{Q_e}{U_{TP}} - A_t \cdot (T_i - T_{amb}) \right]}$$

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_t \cdot U_{TP}} \cdot \left[ \frac{(T - T_i)}{\frac{Q_e}{\pi \cdot D_t \cdot L \cdot U_{TP}} - (T_i - T_{amb})} \right]$$

Ordenando términos :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_t \cdot U_{TP}} \cdot \left[ 1 - \frac{(T - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e}{(T_i - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e} \right] \quad (5.90)$$

Reemplazando la ecuación 5.87 y 5.5 en 5.90 y luego se reemplazando L por "x" :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_t \cdot U_{TP}} \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{K \cdot A_t \cdot U_{TP}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} \right] \quad (5.91)$$

El calor útil se puede determinar con la siguiente fórmula:

$$Q_{ut} = F_R \cdot [Q_e - A_t \cdot U_{TP} \cdot (T_i - T_{amb})] \quad (5.92)$$

<sup>111</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p.146.

#### 5.4.2.1.3 Determinación del rendimiento térmico.

El rendimiento térmico se calcula mediante la ecuación 3.2.

$$\eta_c = \frac{Q_{ut}}{G_b \cdot A_a} \cdot 100\%$$

#### 5.4.2.2 Cálculo dimensional

##### 5.4.2.2.1 Definición de geometría y arreglos

##### Geometría del concentrador cilíndrico parabólico

Las pérdidas térmicas son directamente proporcionales al diámetro del tubo receptor ( Treadwell, 1976 ); para tener un receptor con el menor diámetro posible y así reducir las pérdidas térmicas, es necesario seleccionar un ángulo de borde para el reflector de tal forma que se logre minimizar la distancia máxima (  $r_{max}$  ) del reflector al foco, el cono de radiación aumenta su sección circular conforme se incrementa la distancia reflector- absorbedor, véase<sup>112</sup> figura 5.16, ya que está aumenta al irse alejando del foco; es por esto que se requiere minimizar la distancia reflector-absorbedor. Un ángulo de borde de 90° minimiza dicha distancia. Véase figura<sup>112</sup> 5.17.

---

<sup>112</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 20.



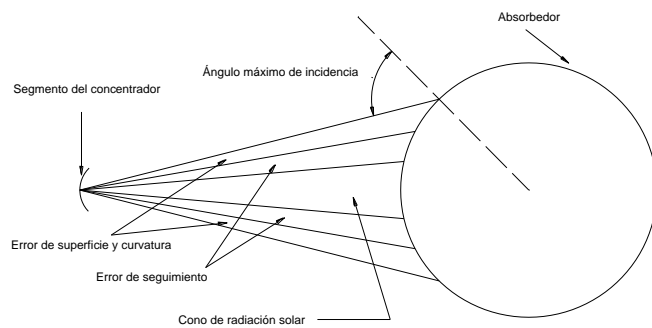


Figura 5.16. Factores que intervienen en la selección del diámetro de un absorbedor

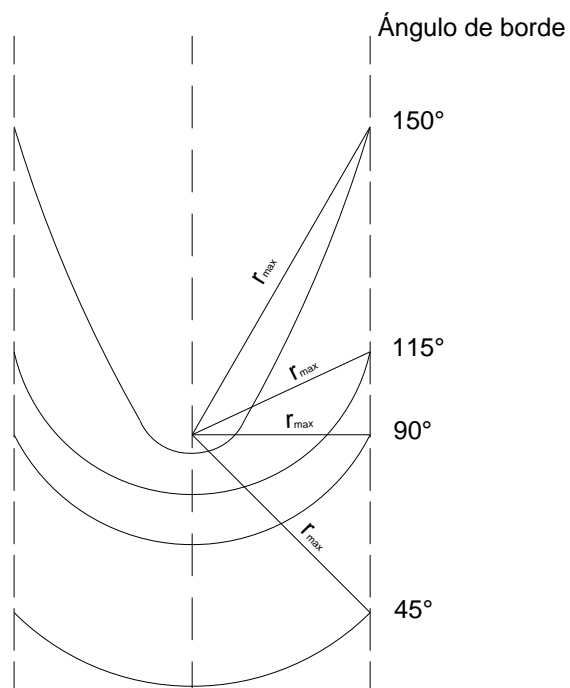


Figura 5.17. Varios ángulos de borde para una apertura fija.

Para que el ángulo de borde sea igual a  $90^\circ$ , véase figura 5.18, la distancia focal  $F$  tiene que ser igual a la profundidad de la parábola  $c$ .

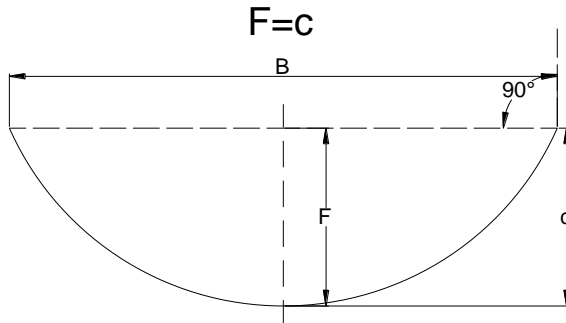


Figura 5.18. Parábola con distancia focal  $F$  igual a la profundidad de la parábola  $c$ .

Reemplazando  $F$  en la ecuación 2.10 se puede calcular la profundidad de la parábola.

$$c = \frac{B}{16 \left( \frac{F}{B} \right)} \quad (2.10)$$

Si

$$F = c \quad (5.93)$$

$$c = \frac{B}{16 \left( \frac{c}{B} \right)}$$

Entonces

$$c = \frac{B}{4} \quad (5.94)$$

Encontrado el valor de “ $c$ ” se puede encontrar el valor de “ $F$ ” y este se reemplaza en la ecuación 2.8 para la ecuación de la parábola con su eje de simetría en el eje  $z$  y tangente en el vértice de las ordenadas. Véase figura 5.19.

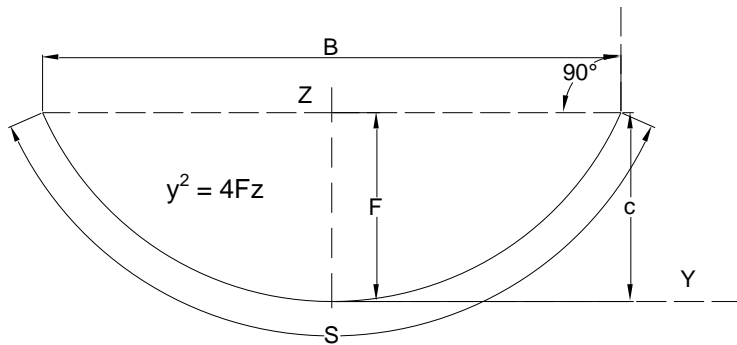


Figura 5.19. Gráfico de la ecuación de la parábola.

El cálculo de la longitud de curvatura S de la parábola, se realiza utilizando la ecuación diferencial para obtener la longitud de una curva<sup>113</sup>.

$$dS = \sqrt{1 + z'^2} \cdot dy \quad (5.95)$$

El Sol es asumido como una fuente de luz puntual pero esto no es cierto, los rayos del Sol no son paralelos, convergen en un punto de la superficie de la tierra formando un ángulo de 32' o 0.00931 rad. Véase figura 5.20.

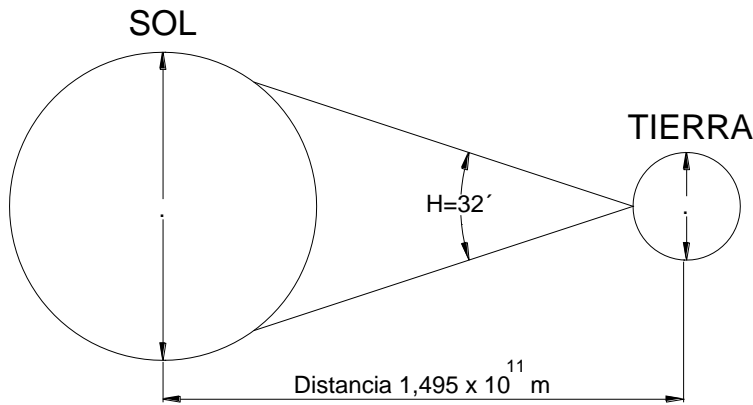


Figura 5.20. Distancia Tierra – Sol y ángulo de aceptación.

<sup>113</sup> GIECK, K. Manual de formulas tecnicas. Decimo sexta ed. México. Representaciones y servicios de ingenieria. 1975. p. J7

H Ángulo de aceptación 32' o 0.00931 rad.<sup>114</sup>

Los rayos del Sol crean una imagen en el foco de la parábola debido al ángulo de aceptación, teóricamente hay una imagen I normal al eje de la parábola y una imagen i normal al rayo del Sol. Véase figura 5.21.

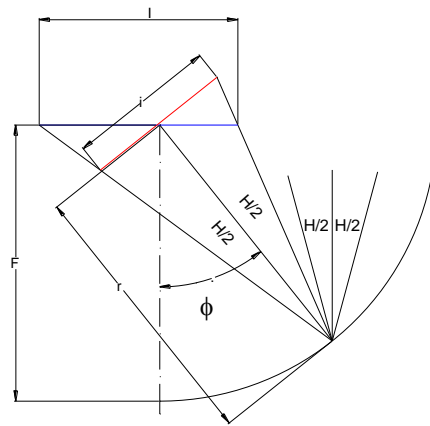


Figura 5.21. Esquema de una imagen teórica formada por un concentrador.

- I Imagen teórica normal al eje de simetría<sup>73</sup> ( m ).
- i Imagen teórica normal al rayo del Sol<sup>73</sup> ( m ).
- $\phi$  Ángulo formado entre el eje de la parábola hasta el rayo del Sol ( rad ).
- r Distancia de un punto desde el concentrador al foco ( m ).

$$i = 2r \tan\left(\frac{H}{2}\right) \quad (5.96)$$

$$I = \frac{2r \tan\left(\frac{H}{2}\right)}{\cos(\phi)} \quad (5.97)$$

La distancia r se obtiene transformando la ecuación cartesiana de la parábola, a la ecuación polar 5.98.

<sup>114</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. pp 179 - 181.

Sea “e” la excentricidad de una cónica cuyo foco está en el polo a “p” unidades de la directriz y el eje focal coincide con el eje radial a 90°, véase figura 5.22, la ecuación de la cónica es de la forma<sup>115</sup>:

$$r = \frac{ep}{1 \pm e \text{ Sen}(\theta)} \quad (5.98)$$

- e Excentricidad
- p Parámetro ( m )
- $\theta$  Ángulo polar ( rad )

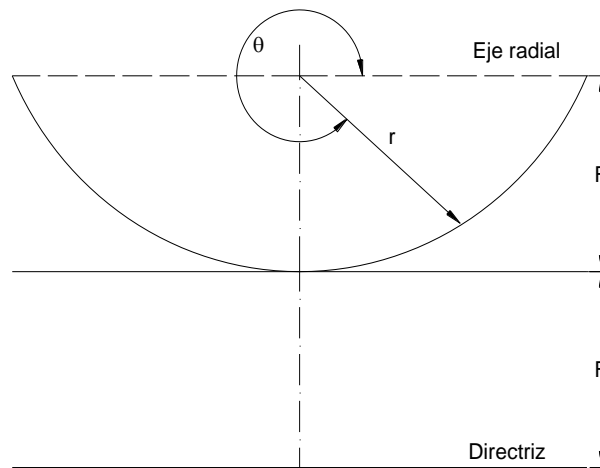


Figura 5.22. Parábola en coordenadas polares.

Se debe tomar el signo positivo o el negativo según la directriz esté arriba o abajo del eje polar.

Para la parábola del reflector:

$$e = 1$$

<sup>115</sup> LEHMANN, H.C. Geometría Analítica. Primera ed. México. Editorial Limusa. 1994. p. 257.

$$p = 2F$$

Como la directriz esta abajo del eje polar se toma el signo negativo.

$$\therefore r = \frac{2F}{1 - \text{Sen}(\theta)} \quad (5.99)$$

La ecuación 5.99 está en función de  $\theta$ , en cambio la ecuación 5.97 está en función de  $\phi$  y  $r$ , es por esta razón que  $r$  debe estar en función de  $\phi$  para simplificar el posterior análisis del diámetro del receptor. Para lo cuál se utiliza identidades trigonométricas.

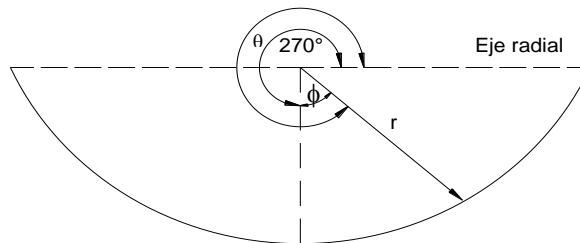


Figura 5.23. Ángulo  $\theta$  de la parábola descompuesto

En la figura 5.23 se puede observar que:

$$\theta = 270^\circ + \phi$$

$$\therefore \text{Sen}(\theta) = \text{Sen}(270^\circ + \phi) = -\text{Cos}(\phi)$$

Se reemplaza  $\text{Sen}(\theta)$  por  $-\text{Cos}(\phi)$  en la ecuación 5.99.

$$r = \frac{2F}{1 + \text{Cos}(\phi)} \quad (5.100)$$

La ecuación 5.100 se reemplaza en 5.97 y se obtiene  $l$  en función de la variable  $\phi$ .

$$I(\phi) = \frac{4F \tan\left(\frac{H}{2}\right)}{\cos(\phi)[1 + \cos(\phi)]} \quad (5.101)$$

El ángulo  $\phi$  varía de 0 hasta  $\phi_{\max}$ . La imagen  $I$  varía de  $I_{\min} = 2F \tan(H/2)$  hasta

$$I_{\max} = \frac{4F \tan\left(\frac{H}{2}\right)}{\cos(\phi_{\max})[1 + \cos(\phi_{\max})]}$$

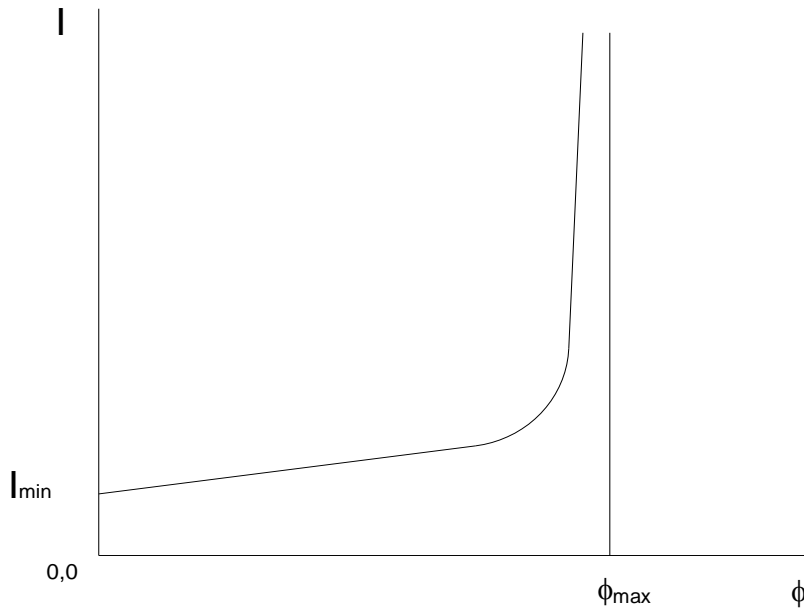


Figura 5.24. Gráfico  $I$  vs.  $\phi$

Para calcular el diámetro ideal del receptor se realiza un análisis del gráfico  $I$  vs  $\phi$ . Véase figura 5.25.

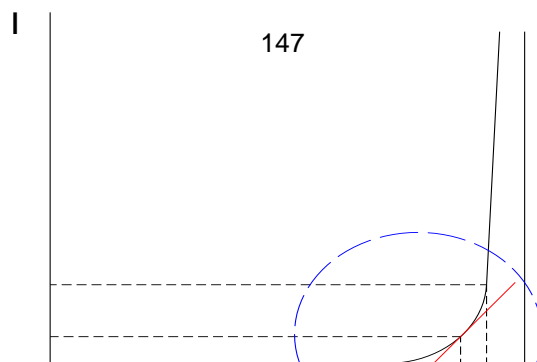


Figura 5.25. Análisis del gráfico I vs.  $\phi$

En el gráfico de la figura 5.25 se observa que la pendiente de la curva desde el punto  $(0, I_{\min})$  hasta  $(\phi_a, I_{(\phi_a)})$  tiende a 0, lo que significa que en este intervalo I es casi constante conforme  $\phi$  aumenta; en cambio en la parte del gráfico desde el punto  $(\phi_b, I_{(\phi_b)})$  hasta  $(\phi_{\max}, \infty)$  la pendiente tiende a 1 lo que se entiende que en este intervalo la variación de  $\phi$  es muy pequeña en relación a la imagen I que se incrementa en mayor proporción.

En la zona del gráfico resaltado con el círculo rojo se ve una variación uniforme de I con respecto a  $\phi$ , es por esto que en esta zona se obtiene el diámetro ideal para el receptor. Calculando un promedio de la imagen I, la cual se proyecta en el diámetro del tubo receptor, teóricamente será igual al diámetro buscado.

Este cálculo se realiza utilizando el teorema del valor medio, en el intervalo de la curva I vs  $\phi$  desde el punto  $(\phi_a, I_{(\phi_a)})$  hasta el punto  $(\phi_b, I_{(\phi_b)})$ , se logra calcular un punto  $\phi_c$  para el cual:

$$I'_{(\phi_c)} = \frac{I_{(\phi_b)} - I_{(\phi_a)}}{\phi_b - \phi_a} \quad (5.102)$$

Utilizando la ecuación 5.101 para el punto  $\phi_c$  se tiene:



$$I_{(\phi_c)} = \frac{4F \tan\left(\frac{H}{2}\right)}{\cos(\phi_c)[1 + \cos(\phi_c)]} \quad (5.103)$$

Derivando la ecuación 5.101 con respecto a  $\phi$ , y reemplazando el punto  $\phi_c$ .

$$I'_{(\phi_c)} = \frac{4F \tan\left(\frac{H}{2}\right) \text{Sen}(\phi_c)}{\cos^2(\phi_c)[1 + \cos(\phi_c)]} + \frac{4F \tan\left(\frac{H}{2}\right) \text{Sen}(\phi_c)}{\cos(\phi_c)[1 + \cos(\phi_c)]^2} \quad (5.104)$$

Para obtener el valor del punto  $\phi_c$  se igualan las ecuaciones 5.104 y 5.102, luego se calcula el valor de  $\phi_c$ , y este valor se reemplaza en la ecuación 5.103. Así, el diámetro exterior del tubo del absorbedor es:

$$D_t = I_{(\phi_c)} \quad (5.105)$$

El diámetro de la cubierta es aconsejable que tenga una relación de 2 a 1 con el diámetro del tubo receptor, debido a que cuando se reduce el espacio anular entre receptor y cubierta incrementa las pérdidas de calor<sup>116</sup>.

$$\frac{D_{ci}}{D_t} = 2 \quad (5.106)$$

La relación de concentración se calcula con la ecuación 2.16.

$$C_o = \frac{A_a}{A_t}$$

Reemplazando la ecuación 5.5 y 5.24 en 2.16 se tiene:

---

<sup>116</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. pp. 370 - 371.

$$C_o = \frac{A_a}{A_t} = \frac{(B - D_c) \cdot L}{\pi \cdot D_t \cdot L}$$

$$C_o = \frac{B - D_c}{\pi \cdot D_t} \quad (5.107)$$

A menores valores de relación de concentración, menores son los requerimientos de calidad de enfoque, tanto de la “óptica” de la parábola como de la precisión del sistema de seguimiento del Sol.

Para calcular la longitud del concentrador y por ende la del absorbedor se utiliza la ecuación 5.87 despejando “x” y reemplazando la temperatura a la que se requiere que salga el fluido de trabajo, debido a que la longitud del absorbedor tiene que ser la misma que la del concentrador.

$$x = \frac{\ln \left[ \frac{(T_i - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e}{(T - T_{amb}) \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} - q_e} \right]}{\frac{Kl \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP}}{m \cdot C_p}} \quad (5.108)$$

## Geometría y arreglos de la cocina

La cocina está formada por: una carcasa, tapa, bandeja de cocción y un arreglo de tubos de cobre. El arreglo de tubos de cobre, es el encargado de transferir el calor hacia el interior de la cocina y calentar la bandeja de cocción junto con los alimentos. Véase figura 5.26.

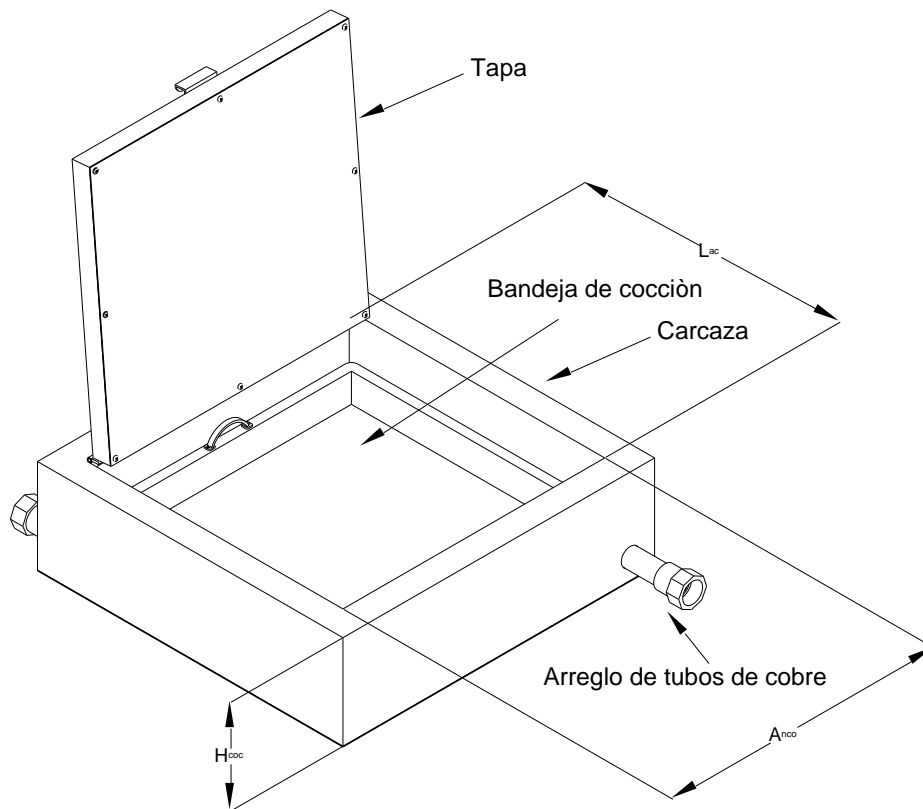


Figura 5.26. Partes de la cocina

$A_{nco}$  Ancho interior de la cocina ( m ).

$L_{ac}$  Largo interior de la cocina ( m ).

En la figura 5.27 se puede apreciar la vista del área transversal de la cocina y se puede observar mejor la disposición que va a tener el arreglo de tubos de cobre y la bandeja de cocción.

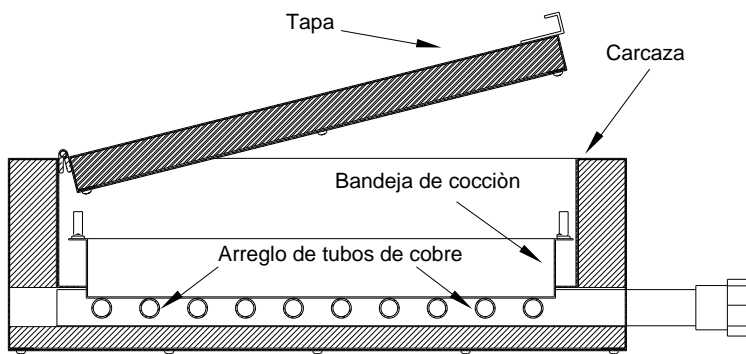


Figura 5.27. Vista transversal de la cocina.

Para predecir el comportamiento de la cocina se plantea un balance de energía en el arreglo de tubos de cobre, la bandeja de cocción y el fluido de trabajo tomándolos como sistema térmico.

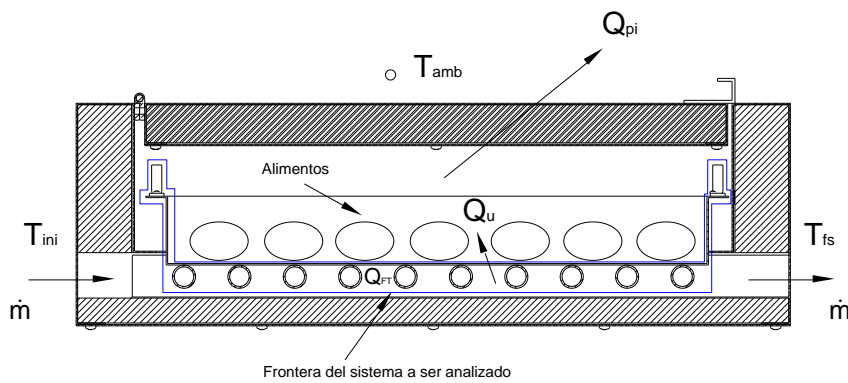


Figura 5.28. Factores que intervienen en el balance del sistema a ser analizado: arreglo de tubos de cobre, bandeja de cocción y fluido de trabajo.

Aplicando la ley de conservación de la energía.

$$\begin{aligned} E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} &= \Delta E_{\text{alm}} \\ E_{\text{ent}} &= 0 \\ -Q_u - Q_{\text{pi}} &= Q_{\text{FT}} \end{aligned} \quad (5.109)$$

$E_{\text{ent}}$  Energía que entra al sistema ( W ).

$E_{\text{sal}}$  Energía que sale del sistema ( W ).

$\Delta E_{\text{alm}}$  Variación de la energía interna del sistema ( W ).

$Q_{\text{pi}}$  Calor total de pérdidas ( W ).

$Q_{\text{FT}}$  Variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre, incluido el fluido de trabajo ( W ).

$Q_u$  Calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina ( W ).

### Determinación de pérdidas

Fundamentalmente interesa conocer las pérdidas de energía de la cocina. Así al determinar el origen y magnitud de las pérdidas se describe la forma en que la cocina funciona desde el punto de vista térmico.

El calor total de pérdidas puede ser expresado mediante la siguiente fórmula<sup>117</sup>.

$$Q_{\text{pi}} = U_p \cdot A_{\text{coc}} \cdot (T_p - T_{\text{amb}}) \quad (5.110)$$

$U_p$  Coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en la cocina ( W/m<sup>2</sup>·K ).

$A_{\text{coc}}$  Área de cocción ( m<sup>2</sup> ).

$T_p$  Temperatura de la bandeja de cocción ( K ).

$T_{\text{amb}}$  Temperatura del medio ambiente ( K ).

---

<sup>117</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

El coeficiente de transferencia de calor global de pérdidas se puede calcular realizando una analogía eléctrica de las resistencias térmicas y calores que intervienen en el análisis térmico. Antes de realizar la analogía eléctrica es necesario reconocer todos los calores de pérdida y su origen. Véase figura 5.29

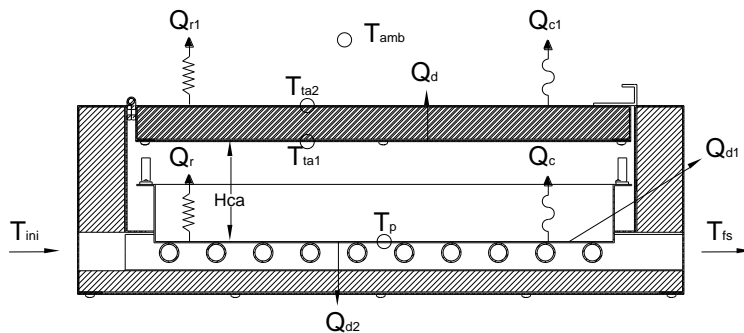


Figura 5.29. Calores de pérdida en la cocina.

- $T_p$  Temperatura de la bandeja de cocción ( K ).
- $T_{ta1}$  Temperatura de la pared interior de la tapa ( K ).
- $T_{ta2}$  Temperatura de la pared exterior de la tapa ( K ).
- $Q_r$  Calor perdido por radiación entre la bandeja de cocción y la tapa ( W ).
- $Q_c$  Calor perdido por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa ( W ).
- $Q_{r1}$  Calor perdido por radiación entre la tapa y el medio ambiente ( W ).
- $Q_{c1}$  Calor perdido por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente ( W ).
- $Q_d$  Calor perdido por conducción entre las paredes inferior y superior de la tapa ( W ).
- $Q_{d1}$  Calor perdido por conducción por el perímetro de la cocina ( W ).
- $Q_{d2}$  Calor perdido por conducción por la parte inferior de la cocina ( W ).
- $H_{ca}$  Altura de la cavidad rectangular de la cocina ( m ).

El calor perdido entre la bandeja de cocción y la tapa se expresa con la ecuación de transferencia de calor entre dos planos paralelos<sup>118</sup>:

$$Q_r = \frac{A_{coc} \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{ta1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{ta}} - 1} \quad (5.111)$$

Es aconsejable expresar los calores de pérdida en función de una diferencia de temperaturas y una resistencia térmica, además los calores de pérdida deben estar en unidades de ( W/m<sup>2</sup> ), todo esto por facilidades de cálculo.

$$\frac{Q_r}{A_{coc}} = \frac{\sigma \cdot (T_p^4 - T_{ta1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{ta}} - 1}$$

El calor perdido por radiación entre la bandeja de cocción y la tapa expresado en ( W/m<sup>2</sup> ) es:

$$q'_r = \frac{\sigma \cdot (T_p^4 - T_{ta1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{ta}} - 1} \quad (5.112)$$

$\varepsilon_p$  Emisividad de la bandeja de cocción.

$\varepsilon_{ta}$  Emisividad de la tapa.

Ordenando los términos de la ecuación 5.112, para expresarla en función de una diferencia de temperaturas y una resistencia térmica,  $q'_r$  queda así:

$$q'_r = \frac{T_p - T_{ta1}}{R_7} \quad (5.113)$$

<sup>118</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.739.

$R_7$  Resistencia térmica por radiación entre la bandeja de cocción y la tapa (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_7 = \frac{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{ta}} - 1}{\sigma \cdot (T_p^2 + T_{ta1}^2) \cdot (T_p + T_{ta1})} \quad (5.114)$$

El calor perdido por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa se expresa con la ecuación<sup>119</sup>:

$$Q_c = A_{coc} \cdot h_c \cdot (T_p - T_{ta1}) \quad (5.115)$$

El calor perdido por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa en (  $W/m^2$  ) es:

$$q'_c = \frac{T_p - T_{ta1}}{R_8} \quad (5.116)$$

$R_8$  Resistencia térmica por convección libre entre la bandeja de cocción y la tapa (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_8 = \frac{1}{h_c} \quad (5.117)$$

$h_c$  Coeficiente de transferencia de calor por convección libre<sup>120</sup> (  $W/m^2 \cdot K$  )

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_a}{H_{ca}} \quad (5.118)$$

$Nu$  Número de Nusselt.

$k_{a2}$  Conductividad térmica del aire en la cocina (  $W/m \cdot K$  ).

$H_{ca}$  Altura de la cavidad rectangular de la cocina (  $m$  ).

<sup>119</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

<sup>120</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.510.



$$Nu = 0.069 \cdot Ra_{a2}^{\frac{1}{3}} \cdot Pr_{a2}^{0.074} \quad \text{para } 3 \times 10^5 < Ra_{a2} < 7 \times 10^9 \quad (5.119)$$

$Ra_{a2}$  Número de Rayleigh para el aire en la cocina<sup>121</sup>.

$Pr_{a2}$  Número de Prandtl para el aire en la cocina.

$$Ra_{a2} = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_p - T_{ta1}) \cdot H_{ca}^3}{\alpha_a \cdot \nu_a} \quad (5.120)$$

$g$  Aceleración gravitacional (  $m^2/s$  )

$\beta_{a2}$  Coeficiente volumétrico de expansión térmica en la cocina (  $K^{-1}$  ).

$\nu_{a2}$  Viscosidad cinemática del aire en la cocina (  $m^2/s$  ).

$\alpha_{a2}$  Difusividad térmica del aire en la cocina (  $m^2/s$  ).

Las propiedades térmicas del aire deben ser evaluadas a la temperatura  $T_{faire2}$ .

$$T_{faire2} = \frac{T_{mp} + T_{ta1}}{2} \quad (5.121)$$

$$\beta_{a2} = \frac{1}{T_{faire2}} \quad (5.122)$$

El calor perdido por radiación entre la tapa y el medio ambiente se expresa como<sup>122</sup>:

$$Q_{r1} = A_{coc} \cdot \epsilon_{ta} \cdot \sigma \cdot (T_{ta2}^4 - T_{sky}^4) \quad (5.123)$$

El calor perdido por radiación entre la tapa y el medio ambiente expresado en (  $W/m^2$  ) es:

$$q'_{r1} = \frac{T_{ta2} - T_{sky}}{R_g} \quad (5.124)$$

<sup>121</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.509.

<sup>122</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.10.

$R_9$  Resistencia térmica por radiación entre la tapa y el medio ambiente (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_9 = \frac{1}{\sigma \cdot \epsilon_{ta} \cdot (T_{ta2}^2 + T_{sky}^2) \cdot (T_{ta2} + T_{sky})} \quad (5.125)$$

El calor perdido por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente se expresa como:

$$Q_{c1} = A_{coc} \cdot h_v \cdot (T_{ta2} - T_{amb}) \quad (5.126)$$

El calor perdido por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente expresado en (  $W/m^2$  ) es:

$$q'_{c1} = \frac{T_{ta2} - T_{amb}}{R_{10}} \quad (5.127)$$

$R_{10}$  Resistencia térmica por convección forzada entre la tapa y el medio ambiente (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_{10} = \frac{1}{h_v} \quad (5.128)$$

$h_v$  Coeficiente de transferencia de calor por viento (  $W/m^2 \cdot K$  ).

El calor perdido por conducción entre las paredes inferior y superior de la tapa se expresa como:

$$Q_d = \frac{A_{coc} \cdot (T_{ta1} - T_{ta2})}{R_{11}} \quad (5.129)$$

El calor perdido por conducción entre las paredes inferior y superior de la tapa expresado en (  $W/m^2$  ) es:

$$q'_d = \frac{T_{ta1} - T_{ta2}}{R_{11}} \quad (5.130)$$

$R_{11}$  Resistencia térmica de conducción entre las paredes de la tapa  
 (  $m^2 \cdot K/W$  )<sup>123</sup>.

$$R_{11} = 2 \cdot \frac{e_{ac}}{k_{ac}} + \frac{e_{ai}}{k_{ai}} \quad ( 5.131 )$$

$e_{ac}$  Espesor de la pared de la tapa ( m ).

$k_{ac}$  Conductividad térmica del material de la tapa ( W/m·K ).

$e_{ai}$  Espesor del aislante al interior de la tapa ( m ).

$k_{ai}$  Conductividad térmica del aislante ( W/m·K ).

Expresadas las fórmulas de los calores de pérdida, se hace una analogía eléctrica de las resistencias de pérdida que intervienen en el análisis térmico. Véase figura 5.30.

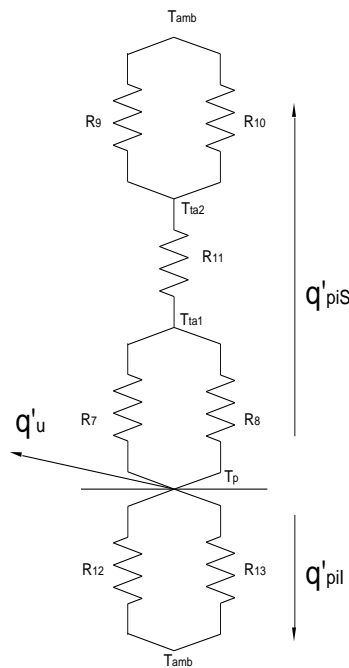


Figura 5.30. Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias térmicas de pérdida que intervienen en el análisis térmico de la cocina.

<sup>123</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.76.

Los términos  $q'_u$ ,  $q'_{piS}$ ,  $q'_{pil}$ ,  $R_{12}$  y  $R_{13}$  que se observan en la figura 5.30 representan:

$q'_u$  Calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina ( W/m<sup>2</sup> ).

$q'_{piS}$  Calor de pérdidas superiores ( W/m<sup>2</sup> ).

$q'_{pil}$  Calor de pérdidas inferiores ( W/m<sup>2</sup> ).

$R_{12}$  Resistencia térmica de conducción por el perímetro de la cocina ( m<sup>2</sup>·K/W ).

$$R_{12} = \frac{A_{coc}}{\frac{k_{ai}}{e_{ia}} \cdot P_{coc} \cdot H_{coc}} \quad ( 5.132 )$$

$P_{coc}$  Perímetro interior de la cocina ( m ).

$H_{coc}$  Altura de la cocina ( m ).

$e_{ia}$  Espesor del aislante lateral de la cocina ( m ).

$$P_{coc} = 2 \cdot A_{nco} + 2 \cdot L_{ac} \quad ( 5.133 )$$

Los términos  $A_{nco}$  y  $L_{ac}$  se pueden observar en la figura 5.26.

$R_{13}$  Resistencia térmica de conducción por la parte inferior de la cocina ( m<sup>2</sup>·K/W ).

$$R_{13} = \frac{e_{po}}{k_{ai}} \quad ( 5.134 )$$

$e_{po}$  Espesor del aislante inferior de la cocina ( m ).

La red eléctrica térmica equivalente de la figura 5.30 se la puede representar por una red simplificada. Véase figura 5.31.

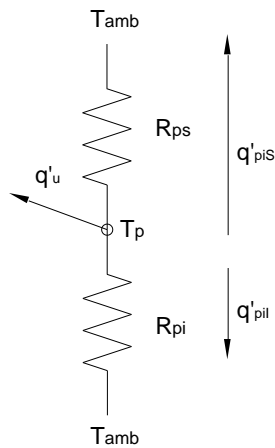


Figura 5.31. Red eléctrica térmica equivalente simplificada de la cocina.

Los términos  $R_{ps}$  y  $R_{pi}$  que se observan en la figura 5.31 representan:

$R_{ps}$  Resistencia térmica de pérdidas superiores (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_{ps} = \frac{R_7 \cdot R_8}{R_7 + R_8} + \frac{R_9 \cdot R_{10}}{R_9 + R_{10}} + R_{11} \quad (5.135)$$

$R_{pi}$  Resistencia térmica de pérdidas inferiores (  $m^2 \cdot K/W$  ).

$$R_{pi} = \frac{R_{12} \cdot R_{13}}{R_{12} + R_{13}} \quad (5.136)$$

La red eléctrica térmica equivalente de la figura 5.31 se la puede expresar mediante una red más simplificada final. Véase figura 5.32.

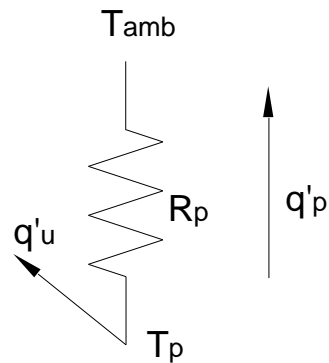


Figura 5.32. Red eléctrica térmica equivalente simplificada final en la cocina.

El termino  $R_p$  que se observa en la figura 5.32 representa la resistencia térmica global de pérdidas.

$$R_p = \frac{R_{ps} \cdot R_{pi}}{R_{ps} + R_{pi}} \quad (5.137)$$

Finalmente para calcular el coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en la cocina se utiliza la siguiente fórmula:

$$U_p = \frac{1}{R_p} \quad (5.138)$$

En esta parte se obtiene el modelo matemático de la cocina que permite describir su funcionamiento, este modelo matemático ayuda a optimizar la geometría de la cocina.

La bandeja de cocción estará sobre el arreglo de tubos de cobre, en el arreglo los tubos de cobre estarán separados entre ellos una distancia  $W$  y de los extremos una distancia  $W/2$ . Véase figura 5.33.

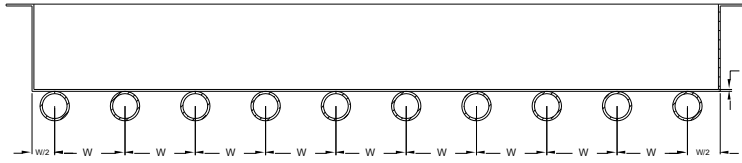


Figura 5.33. Vista transversal de la bandeja de cocción y arreglo de tubos de cobre.

En la figura 5.34 se observa un gráfico detallado de los factores que intervienen en el análisis de la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre.

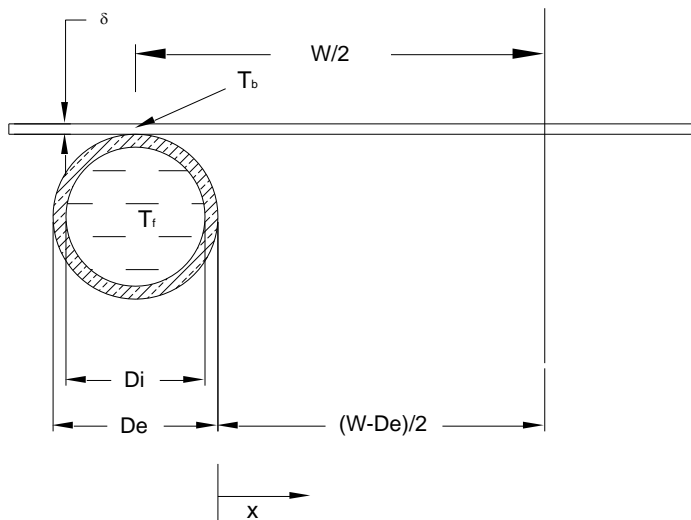


Figura 5.34. Configuración de la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre.

- W Distancia entre tubos de cobre ( m ).
- $D_e$  Diámetro exterior del tubo de cobre de la cocina ( m ).
- $D_i$  Diámetro interior del tubo de cobre de la cocina ( m ).
- $\delta$  Espesor de la bandeja de cocción ( m ).
- $T_b$  Temperatura de la bandeja de cocción en la base del tubo ( K )
- $T_f$  Temperatura del fluido de trabajo en la cocina ( K ).

La región entre la línea de centro y la base del tubo puede ser considerada como un problema clásico de aleta. La aleta, que se observa en la figura 5.35 es de longitud  $W/2$ .

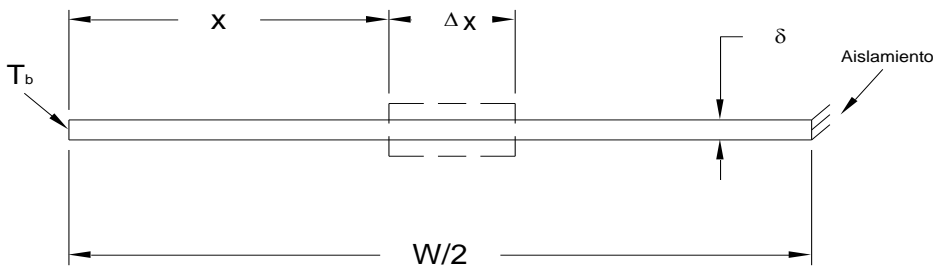


Figura 5.35. Región considerada como aleta en la bandeja de cocción.

Realizando un balance de energía en la región de la aleta de ancho  $\Delta x$  y unidad de longitud en la dirección de flujo de trabajo, véase figura 5.36, queda que:

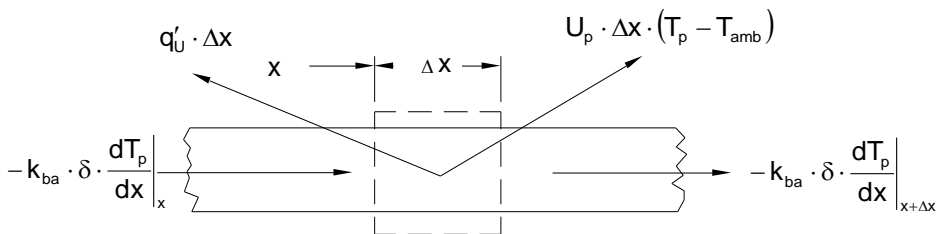


Figura 5.36. Balance de energía en un elemento diferencial de la aleta.

$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} = \Delta E_{\text{alm}}$$

$$E_{\text{ent}} = 0$$

$$-q'_u \cdot \Delta x - U_p \cdot \Delta x \cdot (T_p - T_{\text{amb}}) = \left( -k_{ba} \cdot \delta \cdot \frac{dT_p}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} - \left( -k_{ba} \cdot \delta \cdot \frac{dT_p}{dx} \right) \Big|_x$$



$$-q'_u \cdot \Delta x - U_p \cdot \Delta x \cdot (T_p - T_{amb}) = -k_{ba} \cdot \delta \cdot \left[ \frac{dT_p}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{dT_p}{dx} \Big|_x \right]$$

$$\frac{q'_u \cdot \Delta x}{k_{ba} \cdot \delta} + \frac{U_p \cdot \Delta x}{k_{ba} \cdot \delta} \cdot (T_p - T_{amb}) = \left[ \frac{dT_p}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{dT_p}{dx} \Big|_x \right]$$

$$\frac{q'_u}{k_{ba} \cdot \delta} + \frac{U_p}{k_{ba} \cdot \delta} \cdot (T_p - T_{amb}) = \frac{\left[ \frac{dT_p}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{dT_p}{dx} \Big|_x \right]}{\Delta x} \quad (5.139)$$

$k_{ba}$  Conductividad térmica de la bandeja de cocción ( W/m·K ).

Llevando hasta el limite la ecuación 5.139, cuando  $\Delta x \rightarrow 0$ , se tiene que:

$$\frac{q'_u}{k_{ba} \cdot \delta} + \frac{U_p}{k_{ba} \cdot \delta} \cdot (T_p - T_{amb}) = \frac{d}{dx} \left( \frac{dT_p}{dx} \right)$$

Ordenando términos se tiene que:

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_p}{k_{ba} \cdot \delta} \cdot \left( T_p - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \quad (5.140)$$

Las dos condiciones limite de la aleta analizada necesarias para la resolución de la ecuación diferencial 5.140, son:

$$\frac{dT_p}{dx} \Big|_{x=\frac{w}{2}} = 0 \quad (5.141)$$

$$T_p \Big|_{x=0} = T_b \quad (5.142)$$

Si se define:

$$s^2 = \frac{U_p}{k_{ba} \cdot \delta} \quad (5.143)$$

y

$$\Psi = T_p - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \quad (5.144)$$

entonces:

$$\frac{d\Psi}{dx} = \frac{dT_p}{dx} \quad (5.145)$$

y

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{d\Psi}{dx} \right) = \frac{d}{dx} \left( \frac{dT_p}{dx} \right)$$

$$\frac{d^2\Psi}{dx^2} = \frac{d^2T_p}{dx^2} \quad (5.146)$$

Reemplazando las ecuaciones 5.143, 5.144 y 5.146 en 5.140 se tiene que:

$$\frac{d^2\Psi}{dx^2} = s^2 \cdot \Psi$$

$$\frac{d^2\Psi}{dx^2} - s^2 \cdot \Psi = 0$$

$$\Psi'' - s^2 \cdot \Psi = 0 \quad (5.147)$$

Las condiciones limite quedan igual a:

$$\left. \frac{d\Psi}{dx} \right|_{x=\frac{w}{2}} = 0 \quad (5.148)$$

$$\Psi|_{x=0} = T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \quad (5.149)$$

### Solución de la ecuación diferencial 5.147

La ecuación diferencial 5.147 es una ecuación lineal homogénea de coeficientes constantes.

$$\Psi'' - s^2 \cdot \Psi = 0$$

Para resolver esta ecuación, primero se forma la ecuación característica que es igual a:

$$\lambda^2 - s^2 = 0 \quad (5.150)$$

Factorizando queda:

$$(\lambda - s) \cdot (\lambda + s) = 0$$

Las raíces son:

$$\lambda_1 = s$$

$$\lambda_2 = -s$$

Como estas son reales y distintas entonces:

$$\lambda_1 = s \longrightarrow \Psi_1 = e^{s \cdot x}$$

$$\lambda_2 = -s \longrightarrow \Psi_2 = e^{-s \cdot x}$$

Por lo tanto:

$$\Psi = K_1 \cdot e^{s \cdot x} + K_2 \cdot e^{-s \cdot x} \quad (5.151)$$

Aplicando las fórmulas de trigonometría hiperbólica se tiene que:

$$e^{-s \cdot x} = \text{Cosh}(s \cdot x) - \text{Senh}(s \cdot x) \quad (5.152)$$

$$e^{s \cdot x} = \text{Cosh}(s \cdot x) + \text{Senh}(s \cdot x) \quad (5.153)$$

Reemplazando las ecuaciones 5.152 y 5.153 en 5.151 queda:

$$\Psi = K_1 \cdot [\text{Cosh}(s \cdot x) + \text{Senh}(s \cdot x)] + K_2 \cdot [\text{Cosh}(s \cdot x) - \text{Senh}(s \cdot x)] \quad (5.154)$$

Ordenando términos se tiene que:

$$\Psi = K_1 \cdot \text{Cosh}(s \cdot x) + K_1 \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + K_2 \cdot \text{Cosh}(s \cdot x) - K_2 \text{Senh}(s \cdot x)$$

$$\Psi = (K_1 - K_2) \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + (K_1 + K_2) \cdot \text{Cosh}(s \cdot x)$$

Si se define:

$$C_1 = K_1 - K_2 \quad \text{y} \quad C_2 = K_1 + K_2$$

La ecuación general queda igual a:

$$\Psi = C_1 \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + C_2 \text{Cosh}(s \cdot x) \quad (5.155)$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  pueden ser encontradas substituyendo las condiciones límite, primero se reemplaza la condición límite 5.149 así:

$$\Psi|_{x=0} = T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p}$$

$$T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} = C_1 \cdot \text{Senh}[s \cdot 0] + C_2 \cdot \text{Cosh}[s \cdot 0]$$

$$T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} = C_2 \quad (5.156)$$

Para reemplazar la condición límite 5.148, se deriva la ecuación general.

$$\Psi = C_1 \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + C_2 \text{Cosh}(s \cdot x)$$

$$\frac{d\Psi}{dx} = C_1 \cdot s \cdot \text{Cosh}(s \cdot x) + C_2 \cdot s \cdot \text{Senh}(s \cdot x) \quad (5.157)$$

Utilizando la condición límite 5.148 y substituyendo en 5.157.

$$\left. \frac{d\Psi}{dx} \right|_{x=\frac{w}{2}} = 0$$

$$0 = C_1 \cdot s \cdot \text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right] + C_2 \cdot s \cdot \text{Senh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]$$

Despejando  $C_1$ :

$$C_1 = -C_2 \cdot \text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right] \quad (5.158)$$

Reemplazando 5.144 y 5.158 en la ecuación general 5.155 se encuentra que:

$$\Psi = C_1 \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + C_2 \cdot \text{Cosh}(s \cdot x)$$

$$T_p - T_{\text{amb}} + \frac{q'_u}{U_p} = -C_2 \cdot \text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right] \cdot \text{Senh}(s \cdot x) + C_2 \cdot \text{Cosh}(s \cdot x)$$

$$\frac{T_p - T_{\text{amb}} + \frac{q'_u}{U_p}}{C_2} = \text{Cosh}(s \cdot x) - \frac{\text{Senh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} \cdot \text{Senh}(s \cdot x)$$

Reemplazando 5.156 y ordenando términos, finalmente se obtiene la ecuación de distribución de temperaturas en la bandeja de cocción.

$$\frac{T_p - T_{\text{amb}} + \frac{q'_u}{U_p}}{T_b - T_{\text{amb}} + \frac{q'_u}{U_p}} = \frac{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} - x \right) \right]}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} \quad (5.159)$$

La energía disipada por unidad de longitud en la dirección del flujo, puede ahora ser encontrada evaluando la ley de Fourier en la base de la aleta.

$$q_F = -k_{ba} \cdot \delta \cdot \left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x=0} \quad (5.160)$$

Despejando  $T_p$  de la ecuación 5.159:

$$T_p = \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \frac{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} - x \right) \right]}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} + T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} \quad (5.161)$$

Derivando  $T_p$  con respecto a  $x$  queda:

$$\frac{dT_p}{dx} = \frac{\left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right)}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} \cdot \left\{ -s \cdot \text{Senh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} - x \right) \right] \right\}$$

Ordenando términos se tiene que:

$$\frac{dT_p}{dx} = \frac{-s \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right)}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} \cdot \text{Senh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} - x \right) \right] \quad (5.162)$$

Reemplazando la ecuación 5.162 en 5.160:

$$q_F = -k_{ba} \cdot \delta \cdot \left\{ \frac{-s \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right)}{\text{Cosh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]} \cdot \text{Senh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} - 0 \right) \right] \right\}$$

Ordenando términos queda que:

$$q_F = s \cdot k_{ba} \cdot \delta \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right] \quad (5.163)$$

Si de la ecuación 5.143 se despeja  $(k_{ba} \cdot \delta)$ :

$$k_{ba} \cdot \delta = \frac{U_p}{s^2}$$

y se reemplaza en 5.163 se tiene que:

$$q_F = \frac{U_p}{s} \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right] \quad (5.164)$$

La ecuación 5.164 estima la energía disipada solamente en un lado de un tubo, por lo tanto, para ambos lados la energía disipada es:

$$q_F = 2 \cdot \frac{U_p}{s} \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]$$

Ordenando términos se tiene que:

$$q_F = W \cdot U_p \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \frac{\text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]}{s \cdot \left( \frac{W}{2} \right)} \quad (5.165)$$

Si  $F'$  es el factor de eficiencia de aleta y es igual a:

$$F' = \frac{\text{Tanh} \left[ s \cdot \left( \frac{W}{2} \right) \right]}{s \cdot \left( \frac{W}{2} \right)} \quad (5.166)$$

Entonces la ecuación 5.165 es igual a:

$$q_F = W \cdot F \cdot U_p \cdot \left( T_b - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right) \quad (5.167)$$

El calor se disipa desde el fluido de trabajo. La resistencia de transferencia de calor resulta de la resistencia del fluido al tubo. El calor puede ser expresado en función de esta resistencia.

$$q_F = \frac{T_f - T_b}{R_{14}} \quad (5.168)$$

$R_{14}$  Resistencia térmica por convección forzada y conducción desde el fluido de trabajo hasta la pared exterior del tubo ( $m^2 \cdot K/W$ ).

$$R_{14} = \frac{1}{h_f \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot k_s \cdot \pi} \cdot \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right) \quad (5.169)$$

$h_f$  Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en un tubo del arreglo de tubos de cobre ( $W/m^2 \cdot K$ ).

$$h_f = 4.364 \cdot \frac{k_w}{D_i} \quad \text{para } Re < 2000 \quad (5.170)$$

$k_s$  Conductividad térmica del material del arreglo de tubos de cobre ( $W/m \cdot K$ ).

Despejando  $T_b$  de la ecuación 5.168:

$$T_b = T_f - q_F \cdot R_{14} \quad (5.171)$$

Reemplazando 5.171 en 5.167:

$$q_F = W \cdot F \cdot U_p \cdot \left( T_f - q_F \cdot R_{14} - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p} \right)$$



Despejando  $q_F$ :

$$q_F = \frac{U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_u}{\frac{1}{W \cdot F' \cdot U_p} + R_{14}} \quad (5.172)$$

Reemplazando 5.169 en 5.172:

$$q_F = \frac{U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_u}{\frac{1}{W \cdot F' \cdot U_p} + \frac{1}{h_f \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot k_s \cdot \pi} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (5.173)$$

Si se define a  $F''$  como:

$$F'' = \frac{1}{W \cdot \left[ \frac{1}{W \cdot F' \cdot U_p} + \frac{1}{h_f \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot k_s \cdot \pi} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) \right]} \quad (5.174)$$

Entonces  $q_F$  queda:

$$q_F = W \cdot F'' \cdot [U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_u] \quad (5.175)$$

El calor disipado por unidad de longitud en dirección del flujo es finalmente disipado por el fluido de trabajo. El fluido de trabajo entra a la cocina a una temperatura de entrada  $T_{fi}$  y la temperatura decrece conforme pasa por el arreglo de tubos de cobre hasta una temperatura de salida  $T_{fs}$ ,

Refiriéndose a la figura 5.37 se puede expresar el balance de energía en un elemento diferencial del fluido de trabajo que fluye a través de una sección de un tubo del arreglo de tubos de cobre.

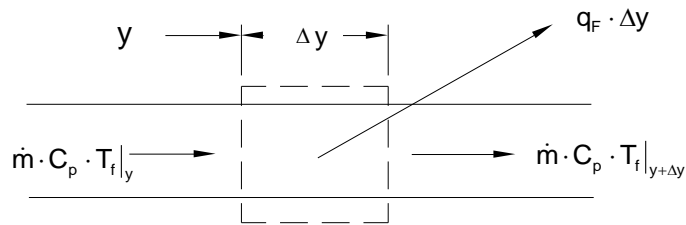


Figura 5.37. Balance de energía en un elemento diferencial del fluido de trabajo.

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm}$$

$$E_{ent} = 0$$

$$-q_F \cdot \Delta y = \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot T_f|_{y+\Delta y} - \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot T_f|_y$$

$$-q_F = \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \frac{(T_f|_{y+\Delta y} - T_f|_y)}{\Delta y} \quad (5.176)$$

$\dot{m}_1$  Caudal másico del fluido de trabajo que fluye por un solo tubo ( kg/s )

Llevando hasta el limite la ecuación 5.176 cuando  $\Delta y \rightarrow 0$ .

$$-q_F = \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dy}$$

$$q_F = -\dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dy} \quad (5.177)$$

Reemplazando 5.177 en 5.175 se tiene que:

$$W \cdot F'' \cdot [U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_U] = -\dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dy}$$

$$W \cdot F'' \cdot U_p \cdot T_f - W \cdot F'' \cdot U_p \cdot T_{amb} + W \cdot F'' \cdot q'_U = -\dot{m}_1 \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dy}$$

Ordenando términos se obtiene la ecuación diferencial de la cocina.

$$\frac{dT_f}{dy} + \frac{W \cdot F'' \cdot U_p}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \cdot T_f = \frac{W \cdot F'' \cdot (U_p \cdot T_{amb} - q'_U)}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \quad (5.178)$$

La ecuación 5.178 para facilidades de cálculo puede ser expresada como:

$$\frac{dT_f}{dy} + D \cdot T_f = H \quad (5.179)$$

donde:

$$D = \frac{W \cdot F'' \cdot U_p}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \quad (5.180)$$

$$H = \frac{W \cdot F'' \cdot (U_p \cdot T_{amb} - q'_U)}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \quad (5.181)$$

Así finalmente la ecuación 5.179 queda de la siguiente forma:

$$T_f' + D \cdot T_f = H \quad (5.182)$$

### Solución de la ecuación diferencial 5.182.

La ecuación 5.182 es una ecuación diferencial de primer orden cuya solución se obtiene por medio de la teoría de los factores integrantes.

$$T_f' + D \cdot T_f = H$$

$$p(y) = D$$

$$\mu = e^{\int p(y) dy}$$

$$\mu = e^{\int D \cdot dy}$$

$$\mu = e^{Dy} \quad (5.183)$$

Multiplicando la ecuación 5.183 y 5.182:

$$T_f' \cdot e^{Dy} + D \cdot T_f \cdot e^{Dy} = H \cdot e^{Dy} \quad (5.184)$$

Luego se multiplica  $T_f$  por la ecuación 5.183 y se deriva con respecto a "y":

$$\frac{d(T_f \cdot \mu)}{dy} = T_f' \cdot e^{Dy} + D \cdot T_f \cdot e^{Dy} \quad (5.185)$$

Reemplazamos 5.185 en 5.184.

$$\frac{d(T_f \cdot \mu)}{dy} = H \cdot e^{Dy}$$

$$d(T_f \cdot e^{Dy}) = H \cdot e^{Dy} \cdot dy$$

Se integra:

$$\int d(T_f \cdot e^{Dy}) = \int H \cdot e^{Dy} \cdot dy + C_3$$

Resolviendo la integral queda que:

$$T_f \cdot e^{Dy} = \frac{H}{D} \cdot e^{Dy} + C$$

$$T_f = \frac{H}{D} + C \cdot e^{-Dy} \quad (5.186)$$

Reemplazando los términos H y D representados por las ecuaciones 5.180 y 5.181, en la ecuación 5.186:

$$T_f = \frac{\frac{W \cdot F'' \cdot (U_p \cdot T_{amb} - q'_U)}{\dot{m}_1 \cdot C_p}}{\frac{W \cdot F'' \cdot U_p}{\dot{m}_1 \cdot C_p}} + C \cdot e^{\left(-\frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p}\right)}$$

Ordenando términos queda:

$$T_f = T_{amb} - \frac{q'_U}{U_p} + C \cdot e^{\left(-\frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p}\right)} \quad (5.187)$$

Para la condición  $y = 0$ ;  $T_f = T_{ini}$

$$C = T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p}$$

Reemplazando C en la ecuación 5.187, se obtiene la ecuación de la temperatura del fluido en función de la longitud de la bandeja de cocción.

$$T_f = T_{amb} - \frac{q'_U}{U_p} + \left(T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p}\right) \cdot e^{\left(-\frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p}\right)} \quad (5.188)$$

Despejando de la ecuación 5.175,  $T_f - T_{amb}$ :

$$q_F = W \cdot F'' \cdot [U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_U]$$

$$\frac{q_F}{W \cdot F''} = U_p \cdot (T_f - T_{amb}) + q'_U$$

$$T_f - T_{amb} = \frac{q_F}{W \cdot F'' \cdot U_p} - \frac{q'_U}{U_p}$$

Y de la ecuación 5.188,  $T_f - T_{amb}$ :

$$T_f = T_{amb} - \frac{q'_U}{U_p} + \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)}$$

$$T_f - T_{amb} = -\frac{q'_U}{U_p} + \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)}$$

Igualando las dos ecuaciones:

$$\frac{q_F}{W \cdot F'' \cdot U_p} - \frac{q'_U}{U_p} = -\frac{q'_U}{U_p} + \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)}$$

Despejando  $q_F$  :

$$q_F = W \cdot F'' \cdot U_p \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)} \quad (5.189)$$

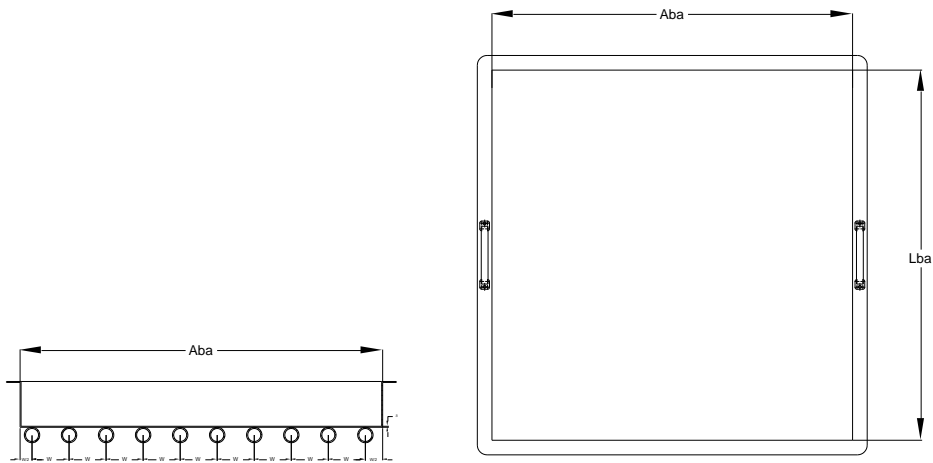
La ecuación 5.189 es la ecuación que representa la variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre en ( W/m ), para un solo tubo del arreglo.

La variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre expresado en ( W ) para un solo tubo es igual a:

$$Q_F = L_{ba} \cdot W \cdot F'' \cdot U_p \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_p} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_p \cdot L_{ba}}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)} \quad (5.190)$$

Para obtener la ecuación 5.190 se multiplica a la ecuación 5.189 por  $L_{ba}$  y en la misma ecuación 5.189 se reemplaza a " y " por  $L_{ba}$  .

En la figura 5.38 se observa las dimensiones  $L_{ba}$  y  $A_{ba}$  de la bandeja de cocción.



a) Vista transversal de la bandeja de cocción

b) Vista superior de la bandeja de cocción

Figura 5.38. Dimensiones de la bandeja de cocción.

$A_{ba}$  Ancho útil de la bandeja de cocción ( m ).

$L_{ba}$  Longitud útil de la bandeja de cocción ( m ).

Entonces el área de cocción se calcula con la siguiente fórmula.

$$A_{coc} = A_{ba} \cdot L_{ba} \quad ( 5.191 )$$

El número de tubos se puede calcular con la siguiente fórmula.

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{A_{ba}}{W} \quad ( 5.192 )$$

El caudal másico que fluye por un solo tubo no es el mismo que entra a la cocina, ya que a la cocina entra por la tubería principal y se divide por el arreglo de tubos de cobre, por lo tanto el caudal másico que fluye por un solo tubo se calcula con la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}}{N^{\circ}_{\text{tubos}}} \quad (5.193)$$

$\dot{m}$  Caudal másico del fluido de trabajo ( kg/s ).

Reemplazando 5.192 en 5.193 queda que:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m} \cdot W}{A_{ba}} \quad (5.194)$$

Reemplazando primero 5.194 en 5.190 y luego 5.191:

$$Q_F = L_{ba} \cdot W \cdot F'' \cdot U_P \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_P} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_P \cdot L_{ba}}{\dot{m} \cdot W \cdot C_P} \right)}$$

$$Q_F = L_{ba} \cdot W \cdot F'' \cdot U_P \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_P} \right) \cdot e^{\left( \frac{F'' \cdot U_P \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_P} \right)} \quad (5.195)$$

La ecuación 5.195 es la ecuación que representa la variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre en ( W ), para un solo tubo del arreglo, pero a diferencia de la ecuación 5.190, la ecuación 5.195 utiliza el caudal másico a la entrada y salida de la cocina.

Para calcular la variación del calor en la bandeja de cocción y el arreglo de tubos de cobre para todos los tubos de cobre del arreglo, expresado en ( W ), se multiplica la ecuación 5.195 por el número de tubos.

$$Q_{FT} = N^{\circ}_{\text{tubos}} \cdot L_{ba} \cdot W \cdot F'' \cdot U_P \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_P} \right) \cdot e^{\left( \frac{F'' \cdot U_P \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_P} \right)} \quad (5.196)$$



Reemplazando 5.192 en 5.196 finalmente se tiene que:

$$Q_{FT} = A_{coc} \cdot F'' \cdot U_P \cdot \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_P} \right) \cdot e^{\left( \frac{F'' \cdot U_P \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} \quad (5.197)$$

El calor  $Q_{FT}$  también puede ser calculado con la siguiente fórmula:

$$Q_{FT} = \frac{T_{mf} - T_{mp}}{R_{fp}} \quad (5.198)$$

$T_{mf}$  Temperatura media del fluido de trabajo ( K ).

$T_{mp}$  Temperatura media de la bandeja de cocción ( K ).

$R_{fp}$  Resistencia térmica desde el fluido de trabajo hasta la bandeja de cocción<sup>124</sup> ( K/W ).

$$R_{fp} = \frac{1}{h_f \cdot \pi \cdot D_i \cdot N^{\circ}_{tubos} \cdot L_{ba}} \quad (5.199)$$

La temperatura media del fluido de trabajo se calcula con la siguiente fórmula<sup>152</sup>:

$$T_{mf} = \frac{1}{L_{ba}} \cdot \int_0^{L_{ba}} T_f \cdot dy \quad (5.200)$$

Reemplazando la ecuación 5.188 en 5.200:

$$T_{mf} = \frac{1}{L_{ba}} \cdot \int_0^{L_{ba}} \left[ T_{amb} - \frac{q'_U}{U_P} + \left( T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_U}{U_P} \right) \cdot e^{\left( \frac{W \cdot F'' \cdot U_P \cdot y}{\dot{m}_1 \cdot C_p} \right)} \right] \cdot dy \quad (5.201)$$

<sup>124</sup> DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy Thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974. p. 152.

Resolviendo la integral de la ecuación 5.201 y luego reemplazando  $\dot{m}_1$ , se tiene que:

$$T_{mf} = T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} - \left( \frac{T_{ini} - T_{amb} + \frac{q'_u}{U_p}}{\frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p}} \right) \cdot \left[ e^{\left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} - 1 \right] \quad (5.202)$$

La temperatura inicial del fluido de trabajo a la entrada de la cocina  $T_{ini}$ , se la puede calcular despejando esta variable de la ecuación 5.202.

$$T_{ini} = T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} - \frac{\left( T_{mf} - T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)}{e^{\left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} - 1} \quad (5.203)$$

Para calcular la temperatura media del fluido de trabajo es necesario encontrar una ecuación en función de la temperatura media de la bandeja de coccion, esto se logra igualando las ecuaciones 5.197 y 5.198 y despejando  $T_{ini}$ .

$$T_{ini} = T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} + \frac{T_{mf} - T_{mp}}{R_{fp} \cdot A_{coc} \cdot F'' \cdot U_p \cdot e^{\left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)}} \quad (5.204)$$

Luego se iguala la ecuación 5.204 con la ecuación 5.203 y se despeja  $T_{mf}$ .

$$T_{mf} = T_{amb} - \frac{q'_u}{U_p} + \frac{\left( T_{amb} - T_{mp} - \frac{q'_u}{U_p} \right) \cdot \left[ e^{\left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} - 1 \right]}{e^{\left( \frac{F'' \cdot U_p \cdot A_{coc}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} \cdot \left[ \frac{R_{fp}}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot (F'' \cdot A_{coc} \cdot U_p)^2 - 1 \right] + 1} \quad (5.205)$$

El calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina se puede expresar como<sup>125</sup>:

<sup>125</sup> CENGEL, Y., BOLES, M. Termodinámica Tomo I. 2da. ed. México. McGraw-Hill. 2000. p.147

$$Q_U = \frac{\Delta E_{\text{int}}}{t_{\text{coc}}} \quad (5.206)$$

$\Delta E_{\text{int}}$  Variación de la energía interna del aire y los alimentos al interior de la cocina ( J ).

$t_{\text{coc}}$  Tiempo requerido para la cocción ( s ).

$$\Delta E_{\text{int}} = \Delta E_{\text{al}} + \Delta E_{\text{aire}} \quad (5.207)$$

$\Delta E_{\text{al}}$  Variación de la energía interna de los alimentos ( J ).

$\Delta E_{\text{aire}}$  Variación de la energía interna del aire al interior de la cocina ( J ).

$$\Delta E_{\text{al}} = m_{\text{al}} \cdot C_{p_{\text{al}}} \cdot (T_{\text{coc}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.208)$$

$$\Delta E_{\text{aire}} = m_{\text{aire}} \cdot C_{p_{\text{aire}}} \cdot (T_{\text{coc}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.209)$$

$m_{\text{al}}$  Masa de los alimentos ( kg ).

$m_{\text{aire}}$  Masa del aire al interior de la cocina ( kg ).

$C_{p_{\text{al}}}$  Calor específico de los alimentos ( J/kg.K ).

$C_{p_{\text{aire}}}$  Calor específico del aire ( J/kg.K ).

$T_{\text{coc}}$  Temperatura de cocción ( K ).

$$m_{\text{aire}} = A_{\text{coc}} \cdot H_{\text{ca}} \cdot \rho_a \quad (5.210)$$

$\rho_a$  Densidad del aire ( kg/m<sup>3</sup> ).

Las propiedades térmicas del aire  $C_{p_{\text{aire}}}$  y  $\rho_a$  deben ser evaluadas a la temperatura  $T_{\text{as}}$ .

$$T_{\text{as}} = \frac{T_{\text{coc}} + T_{\text{amb}}}{2} \quad (5.211)$$

El calor útil que absorbe los alimentos y el aire al interior de la cocina expresado en ( W/m<sup>2</sup> ) se puede expresar como:

$$q'_U = \frac{Q_U}{A_{coc}} \quad ( 5.212 )$$

Para calcular la temperatura media de la bandeja de cocción, necesaria para la cocción de los alimentos se puede calcular con la siguiente fórmula<sup>126</sup>:

$$Q_{al} = A_{coc} \cdot h_{coc} \cdot (T_{mp} - T_{mal}) \quad ( 5.213 )$$

$Q_{al}$  Calor transferido a los alimentos ( W ).

$\bar{T}_{mal}$  Temperatura media en el interior de los alimentos ( W ).

$h_{coc}$  Coeficiente de transferencia de calor desde la bandeja de cocción hacia los alimentos ( m<sup>2</sup>·K/W ).

$$Q_{al} = \frac{\Delta E_{al}}{t_{coc}} \quad ( 5.214 )$$

$$h_{coc} = \frac{k_{al}}{\frac{e_{al}}{2}} \quad ( 5.215 )$$

$k_{al}$  Conductividad térmica de los alimentos ( W/m.K ).

$e_{al}$  Espesor de los alimentos ( m ).

### **Geometría y arreglos del tanque calentador.**

El tanque calentador consiste de: recipiente de calentamiento, serpentín, aislante y forro. El serpentín transporta el fluido de trabajo que sale de la cocina

---

<sup>126</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

y cede calor al agua almacenada en el recipiente de calentamiento. Véase figura 5.39.

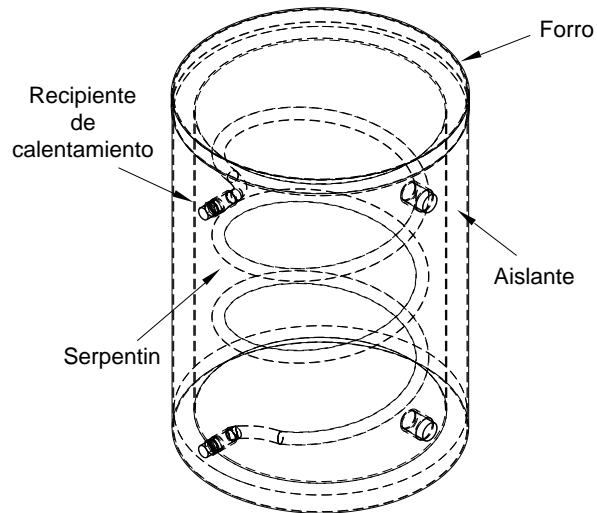


Figura 5.39. Partes del tanque calentador.

El tanque calentador tendrá una capacidad para agua de 23 lt, fabricado en acero inoxidable. El serpentín será de tubo de cobre flexible de  $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal. Para calcular la longitud del serpentín es necesario realizar un balance de energía en el fluido a calentar.

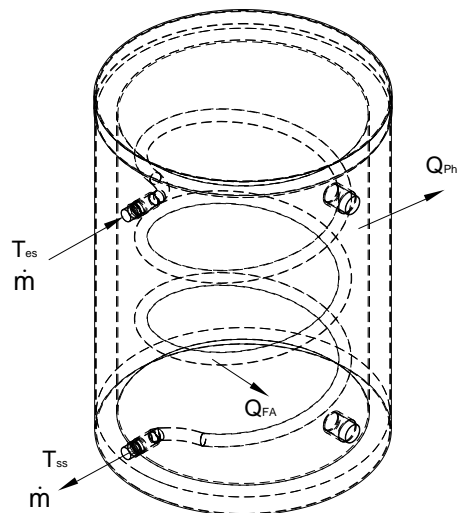


Figura 5.40. Balance de energía en el fluido a ser calentado.

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm}$$

$$Q_{FA} - Q_{Ph} = Q_h \quad (5.216)$$

$Q_{FA}$  Calor transferido desde el fluido de trabajo hasta el agua ( W ).

$Q_{Ph}$  Calor total de pérdidas desde el agua ( W ).

$Q_h$  Variación del calor del agua ( W ).

$$Q_h = \frac{\Delta E_{ih}}{t_{cal}} \quad (5.217)$$

$\Delta E_{ih}$  Variación de la energía interna del agua<sup>127</sup> ( J ).

$t_{cal}$  Tiempo requerido para el calentamiento ( J ).

$$\Delta E_{ih} = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{fh} - T_{ih}) \quad (5.218)$$

$m_h$  Masa del agua ( kg ).

$C_{ph}$  Calor específico del agua ( kg ).

$T_{fh}$  Temperatura a la que se calienta el agua ( K ).

$T_{ih}$  Temperatura inicial del agua ( K ).

$$m_h = V_h \times \rho_h \quad (5.219)$$

$V_h$  Volumen del agua ( m<sup>3</sup> ).

$\rho_h$  Densidad del agua ( kg/m<sup>3</sup> ).

El calor total de pérdidas desde el agua, se puede expresar con la siguiente formula<sup>128</sup>:

$$Q_{Ph} = U_{Ph} \cdot A_{iT} \cdot (T_h - T_{amb}) \quad (5.220)$$

$U_{Ph}$  Coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas en el tanque calentador ( W/m<sup>2</sup>·K ).

$A_{iT}$  Área interna del recipiente de calentamiento ( m<sup>2</sup> ).

<sup>127</sup> CENGEL, Y., BOLES, M. Termodinámica Tomo I. 2da. ed. México. McGraw-Hill. 2000. p.139

<sup>128</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.92.

$T_h$  Temperatura media del agua ( K ).

$$U_{Ph} = \frac{1}{R_{Ph} \cdot A_{iT}} \quad ( 5.221 )$$

$R_{Ph}$  Resistencia térmica total de pérdidas en el tanque calentador ( K/W ).

$$A_{iT} = \pi \cdot D_{iT} \cdot H_T \quad ( 5.222 )$$

$D_{iT}$  Diámetro interno del recipiente de calentamiento ( m ).

$H_T$  Altura del recipiente de calentamiento ( m ).

$$\bar{T}_h = \frac{T_{fh} + T_{ih}}{2} \quad ( 5.223 )$$

Para calcular  $R_{Ph}$ , se realiza una analogía eléctrica de las resistencias térmicas desde el agua hasta el medio ambiente. Figura 5.41.

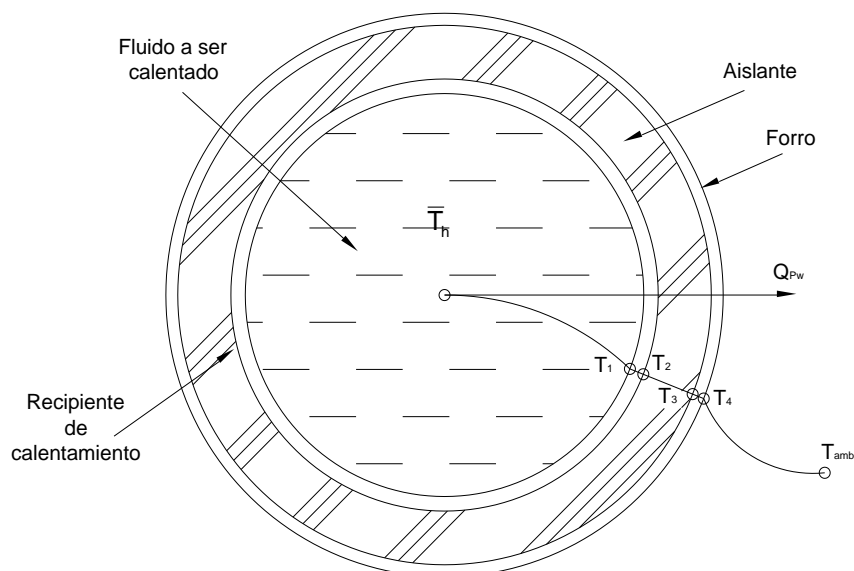


Figura 5.41. Vista superior del tanque calentador, y temperaturas en la pared cilíndrica compuesta.

Realizando la analogía eléctrica de las resistencias térmicas queda de la siguiente forma. Véase figura 5.42.



Figura 5.42. Analogía eléctrica de las resistencias térmicas de pérdida en el tanque calentador.

Las resistencias térmicas que se observan en la figura 5.42 se pueden representar por una sola. Véase figura 5.43.

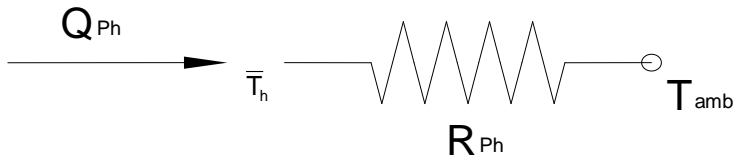


Figura 5.43. Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias de pérdida en el tanque calentador.

$R_{Ph}$  puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$R_{Ph} = R_{15} + R_{16} + R_{17} + R_{18} + R_{19} \quad (5.224)$$

$R_{15}$  Resistencia térmica por convección libre desde el agua hasta la pared del recipiente de calentamiento ( K/W ).

$$R_{15} = \frac{1}{\bar{h}_T \cdot A_{iT}} \quad (5.225)$$

$\bar{h}_T$  Coeficiente de transferencia de calor por convección libre entre el agua y la pared del recipiente de calentamiento<sup>129</sup> ( W/m<sup>2</sup>·K ).

<sup>129</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.p. 490 - 491.



$$\bar{h}_T = \frac{N_{ULT} \cdot k_h}{H_T} \quad (5.226)$$

$N_{ULT}$  Número de Nusselt para el agua.

$k_h$  Conductividad térmica del agua ( W/m·K ).

$$N_{ULT} = \frac{4}{3} \cdot \left( \frac{G_{rLh}}{4} \right)^{1/4} \cdot g(P_{rh}) \quad (5.227)$$

$G_{rLh}$  Número de Grashof para el agua.

$g(P_{rh})$  Número de Prandtl modificado.

$$G_{rLh} = \frac{g \cdot \beta_h \cdot (T_h - T_1) \cdot H_T^3}{\nu_h^2} \quad (5.228)$$

$\beta_h$  Coeficiente volumétrico de expansión térmica del agua (  $K^{-1}$  ).

$T_1$  Temperatura de la pared interna del recipiente de calentamiento ( K ).

$$\nu_h = \frac{\mu_h}{\rho_h} \quad (5.229)$$

$\nu_h$  Viscosidad cinemática del agua (  $m^2/s$  ).

$\rho_h$  Densidad del agua (  $kg/m^3$  ).

$\mu_h$  Viscosidad dinámica del agua (  $N \cdot s/m^2$  ).

$$\beta_h = \frac{1}{T_h} \quad (5.230)$$

$$g(P_{rh}) = \frac{0.75 \cdot P_{rh}^{1/2}}{\left( 0.609 + 1.221 \cdot P_{rh}^{1/2} + 1.238 \cdot P_{rh} \right)^{1/4}} \quad (5.231)$$

$P_{rh}$  Número de Prandtl para el agua.

R<sub>16</sub> Resistencia térmica de conducción por la pared del recipiente de calentamiento ( K/W ).

$$R_{16} = \frac{\ln\left(\frac{D_{eT}}{D_{iT}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_T \cdot k_T} \quad ( 5.232 )$$

D<sub>eT</sub> Diámetro exterior del recipiente de calentamiento ( m ).

k<sub>T</sub> Conductividad térmica del material del recipiente de calentamiento ( W/m·K ).

R<sub>17</sub> Resistencia térmica de conducción por el aislante del tanque calentador ( K/W ).

$$R_{17} = \frac{\ln\left(\frac{D_{iF}}{D_{eT}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_T \cdot k_2} \quad ( 5.233 )$$

D<sub>iF</sub> Diámetro interior del forro ( m ).

R<sub>18</sub> Resistencia térmica de conducción por la pared del forro ( K/W ).

$$R_{18} = \frac{\ln\left(\frac{D_{eF}}{D_{iF}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_T \cdot k_F} \quad ( 5.234 )$$

D<sub>eF</sub> Diámetro exterior del forro ( m ).

k<sub>F</sub> Conductividad térmica del material del forro ( W/m·K ).

R<sub>19</sub> Resistencia térmica de convección forzada entre la pared externa del forro y el medio ambiente ( K/W ).

$$R_{19} = \frac{1}{h_v \cdot A_{eF}} \quad ( 5.235 )$$

A<sub>eF</sub> Área exterior del forro ( m<sup>2</sup> ).

$$A_{eF} = \pi \cdot D_{eF} \cdot H_F \quad ( 5.236 )$$

$H_F$  Altura del forro ( m ).

Todo el calor se lo transfiere desde el fluido de trabajo, por esa razón es necesario realizar un balance de energía en el fluido de trabajo, que entra al serpentín del tanque calentador. Véase figura 5.44.

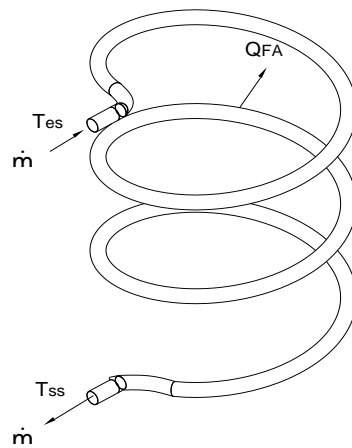


Figura 5.44. Serpentín.

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{alm}$$

$$E_{ent} = 0$$

$$-E_{int} = \Delta E_{alm}$$

$$-Q_{FA} = Q_A \quad ( 5.237 )$$

$Q_A$  Variación de la energía en el fluido de trabajo ( W ).

$$Q_A = \dot{m} \cdot C_P \cdot (T_{ss} - T_{es}) \quad ( 5.238 )$$

$T_{es}$  Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del serpentín ( K ).

$T_{ss}$  Temperatura del fluido de trabajo a la salida del serpentín ( K ).

El calor transferido desde el fluido de trabajo hasta el agua se puede expresar como:

$$Q_{FA} = A_{iST} \cdot U_T \cdot \Delta T_{mL} \quad (5.239)$$

$A_{iST}$  Área interna por metro lineal del serpentín (  $m^2$  ).

$$A_{iST} = \pi \cdot D_{iS} \cdot L_S \quad (5.240)$$

$D_{iS}$  Diámetro interno del serpentín ( m ).

$L_S$  Longitud del serpentín ( m ).

$\Delta T_{mL}$  Diferencia de temperaturas media logarítmica ( K ).

$$\Delta T_{mL} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (5.241)$$

$$\Delta T_1 = T_{eS} - T_{ih} \quad (5.242)$$

$$\Delta T_2 = T_{sS} - T_{fh} \quad (5.243)$$

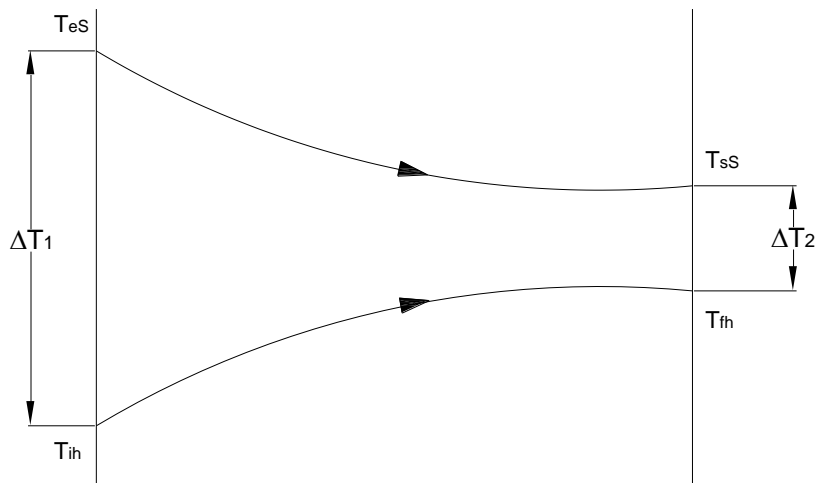


Figura 5.45. Distribución de temperaturas en la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el agua.

Reemplazando 5.240 en 5.239 se tiene:

$$Q_{FA} = \pi \cdot D_{iS} \cdot L_S \cdot U_T \cdot \Delta T_{mL}$$

La longitud del serpentín se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$L_S = \frac{Q_{FA}}{\pi \cdot D_{iS} \cdot U_T \cdot \Delta T_{mL}} \quad (5.244)$$

$U_T$  Coeficiente global de transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el agua (  $W/m^2 \cdot K$  ).

$$U_T = \frac{1}{R_T \cdot \pi \cdot D_{iS}} \quad (5.245)$$

$R_T$  Resistencia total de transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el agua (  $m \cdot K/W$  ).

Para calcular la resistencia total de transferencia de calor  $R_T$ , es necesario realizar una analogía eléctrica equivalente de las resistencias que intervienen en la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el agua. Véase figura 5.46.

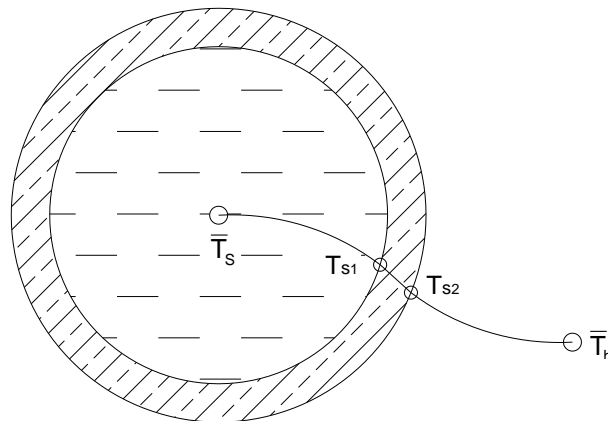


Figura 5.46. Vista transversal del serpentín y distribución de temperaturas en el serpentín.

$\bar{T}_s$  Temperatura media del fluido de trabajo que circula por el serpentín ( K ).

$T_{s1}$  Temperatura de la pared interna del serpentín ( K ).

$T_{s2}$  Temperatura de la pared externa del serpentín ( K ).

$$\bar{T}_s = \frac{T_{eS} - T_{sS}}{2} \quad ( 5.246 )$$

La analogía eléctrica de las resistencias queda de la siguiente forma. Véase figura 5.47.



Figura 5.47 Analogía eléctrica de las resistencias térmicas de transferencia de calor en el serpentín.

Las resistencias térmicas que se observan en la figura 5.47 se pueden representar por una sola. Véase figura 5.48.

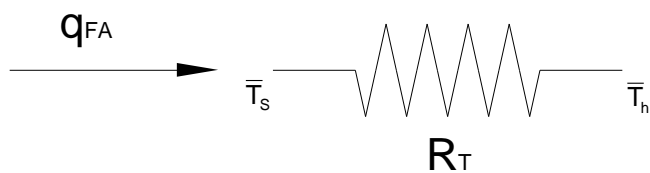


Figura 5.48. Red eléctrica térmica equivalente de las resistencias térmicas de transferencia de calor en el serpentín.

$R_T$  se puede calcular con la siguiente formula:

$$R_T = R_{20} + R_{21} + R_{22} \quad ( 5.247 )$$

R<sub>20</sub> Resistencia térmica por convección forzada entre el fluido de trabajo y la pared interna del serpentín<sup>130</sup> ( m·K/W ).

$$R_{20} = \frac{1}{h_{fs} \cdot \pi \cdot D_{iS}} \quad ( 5.248 )$$

h<sub>fs</sub> Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada<sup>131</sup> ( W/m<sup>2</sup>·K ).

$$h_{fs} = \frac{4.36 \cdot k_w}{D_{iS}} \text{ para } Re_D < 2000 \quad ( 5.249 )$$

R<sub>21</sub> Resistencia térmica por conducción en la pared del serpentín ( m·K/W ).

$$R_{21} = \frac{\ln \frac{D_{eS}}{D_{iS}}}{2 \cdot \pi \cdot k_S} \quad ( 5.250 )$$

k<sub>S</sub> Conductividad térmica del serpentín ( W/m·K ).

D<sub>eS</sub> Diámetro exterior del serpentín ( m ).

R<sub>22</sub> Resistencia térmica por convección libre entre la pared externa del serpentín y el agua ( m·K/W ).

$$R_{22} = \frac{1}{\bar{h}_3 \cdot \pi \cdot D_{eS}} \quad ( 5.251 )$$

$\bar{h}_3$  Coeficiente de transferencia de calor por convección libre<sup>132</sup> ( W/m<sup>2</sup>·K ).

---

<sup>130</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.90.

<sup>131</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.440.

<sup>132</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.501.

$$\bar{h}_3 = \frac{k_h}{D_{eS}} \cdot \bar{N}_{UDh} \quad (5.252)$$

$$\bar{N}_{UDh} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot R_{aD}^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{P_{rh}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (5.253)$$

$$R_{aD} = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{T}_{s1} - \bar{T}_h) \cdot D_{eS}^3}{\nu_h \cdot \alpha_h} \quad (5.254)$$

$\alpha_h$  Difusividad térmica del agua ( m<sup>2</sup>/s ).

$$\alpha_h = \frac{\nu_h}{P_{rh}} \quad (5.255)$$

### 5.4.3 DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL

Para el diseño y análisis de los elementos mecánicos y estructurales de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico, se emplea programas de modelado en sólido y análisis estructural por elementos finitos. Con esta clase de programas se puede variar fácilmente el espesor, el material y la geometría de los elementos para ajustarlos a los requerimientos de rigidez y resistencia.

Aplicando criterios de ingeniería se modela el diseño a ser analizado. Véase figura 5.49.



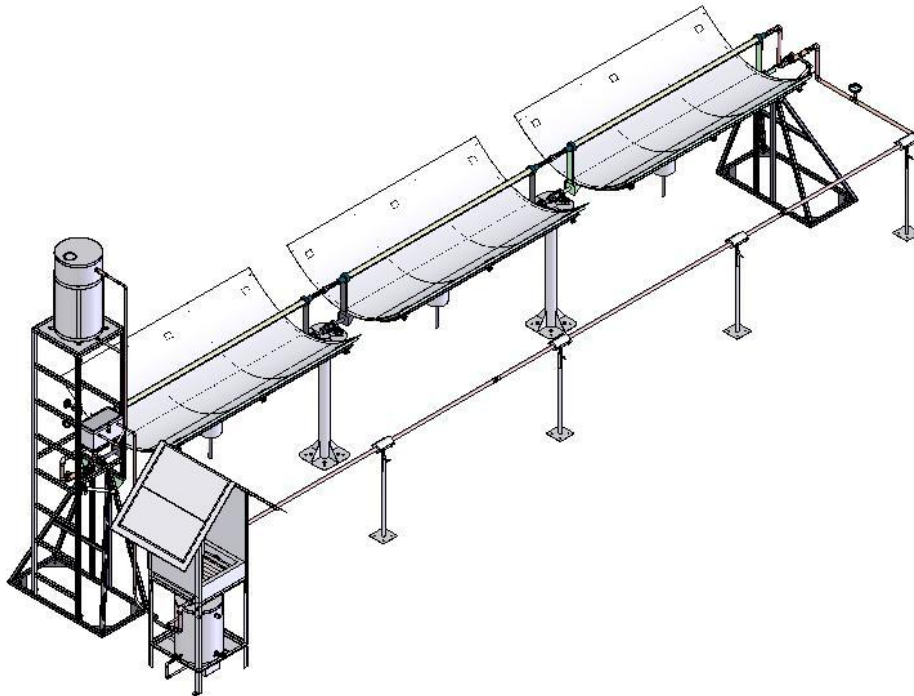


Figura 5.49. Modelado en sólido de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico

Cada componente mecánico del sistema solar térmico está sujeto a varias cargas y fuerzas como: torque, peso propio y presión producida por la velocidad del viento.

En la figura 5.50 se observa las fuerzas externas que inciden sobre los componentes mecánicos del sistema solar térmico.

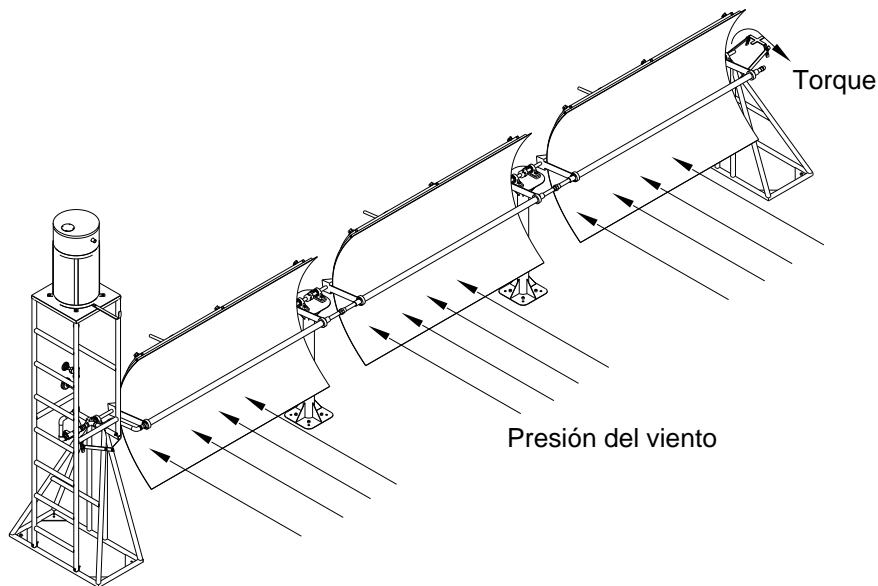


Figura 5.50. Fuerzas externas que inciden sobre los componentes mecánicos del sistema solar.

Para el análisis estructural de los componentes mecánicos del sistema solar térmico, se decide que componente o ensamblaje hay que analizar, se aísla el componente o ensamblaje a examinar de todos los cuerpos que lo rodean. Este aislamiento se logra identificando muy claramente que tipo y en que punto actúan las cargas y apoyos.

Haciendo una representación esquemática de los componentes aislados en la que figuran todas las fuerzas y apoyos aplicados a estos, se tiene la referencia para insertar los datos de entrada y así realizar los cálculos en el programa de análisis estructural por elementos finitos y SAP 2000.

Las cargas que actúan sobre el equipo se clasifican como:

- Cargas muertas.
- Cargas vivas.

Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijos en un mismo lugar; dentro de estas se consideran:

- Peso propio de los componentes.

Las cargas vivas pueden cambiar de lugar y magnitud; se producen debido al empleo del equipo; dentro de estas se consideran:

- Cargas debido al viento.
- Peso de personas.

#### 5.4.3.1 Sistema de seguimiento

Con el diseño inicial del módulo cilíndrico parabólico, el centro de gravedad no coincide con el eje de giro, por esa razón es necesario instalar contrapesos en la parte posterior, para desplazar hacia atrás el centro de gravedad y hacerlo coincidir con el eje de giro y así minimizar la potencia requerida en el esfuerzo de seguimiento.

No es necesario balancear dinámicamente porque la velocidad de giro es muy baja y no producirá vibraciones en las piezas rotatorias.

#### Balanceo del módulo cilíndrico parabólico

Para que el módulo cilíndrico parabólico este balanceado debe estar en equilibrio estático, el único requisito para el equilibrio estático es simplemente que la suma de todas las fuerzas en el conjunto móvil deben ser iguales a cero, incluyendo las fuerzas de inercia d'Alembert<sup>133</sup>.

$$\sum F - m \cdot a = 0 \quad ( 5.256 )$$

---

<sup>133</sup> NORTON, R.L. Diseño de Maquinaria. Traducido del inglés por Ana García. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2000. p.618.

A pesar de su nombre el equilibrio estático se aplica también a objetos en movimiento. Las fuerzas desequilibradas de interés se deben a aceleraciones de las masas del sistema.

Suponiendo que el conjunto gira a cierta velocidad angular constante " $n$ ". Las fuerzas de inercia serán centrífugas ( hacia fuera del centro ), como se muestra en la figura 5.51.

Como el conjunto gira, la figura 5.51 muestra una imagen de "cuadro congelado" de este. La posición en la que se "detuvo la acción" con el propósito de dibujar la imagen y realizar cálculos es arbitraria e irrelevante para el cálculo.

Las únicas fuerzas que actúan sobre este conjunto son las fuerzas de inercia. Para el equilibrio no importa que fuerzas externas actúen sobre el sistema, tampoco importa que tan rápido esté girando el conjunto, solo que este girando. Se establece un sistema coordenado con su origen en el centro de rotación y se descomponen las fuerzas inerciales en las componentes de este sistema coordenado. Véase figura 5.51.

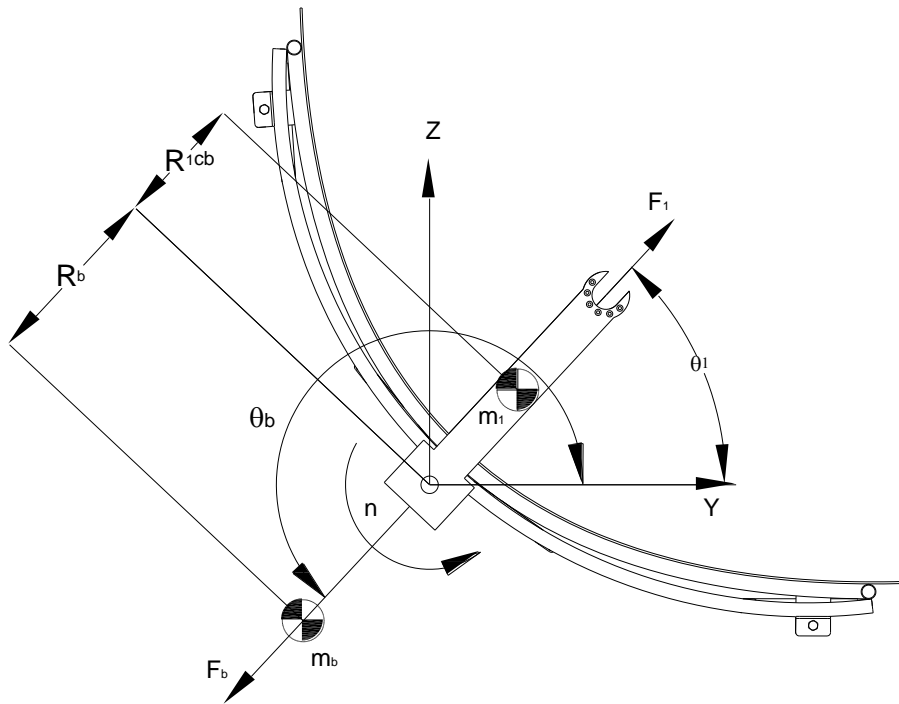


Figura 5.51. Cuadro congelado del giro del módulo cilíndrico parabólico

La ecuación vectorial para este conjunto es:

$$\begin{aligned}
 \sum F - m \cdot a &= 0 \\
 -m_1 \cdot a_1 - m_b \cdot a_b &= 0 \\
 m_b \cdot a_b &= -m_1 \cdot a_1 \\
 m_b \cdot R_b \cdot n^2 &= -m_1 \cdot R_{1cb} \cdot n^2 \\
 m_b \cdot R_b &= -m_1 \cdot R_{1cb} \quad (5.257)
 \end{aligned}$$

$R_b$  Radio al que debe ubicarse el centro de gravedad del contrapeso para balancear el sistema ( m ).

$R_{1cb}$  Radio al que esta ubicado el centro de gravedad de los componentes a ser balanceados en conjunto ( m ).

$m_b$  Masa del contrapeso ( kg ).

$m_1$  Masa total de los componentes a ser balanceados en conjunto ( kg ).

$$m_1 = \sum_{i=1}^n m_i \quad ( 5.258 )$$

Separando en las componentes “y” y “z”

$$m_b \cdot R_{by} = -m_1 \cdot R_{1y} \quad ( 5.259 )$$

$$m_b \cdot R_{bz} = -m_1 \cdot R_{1z} \quad ( 5.260 )$$

Es conveniente convertir los resultados a coordenadas polares

$$\theta_b = \text{arcTan} \left( \frac{m_b \cdot R_{bz}}{m_b \cdot R_{by}} \right) \quad ( 5.261 )$$

$$m_b \cdot R_b = \sqrt{(m_b \cdot R_{by})^2 + (m_b \cdot R_{bz})^2} \quad ( 5.262 )$$

El ángulo en el que se debe colocar la masa de equilibrio, con respecto al sistema coordenado de “cuadro congelado” arbitrariamente orientado, es  $\theta_b$ , determinado a partir de la ecuación 5.261.

Se advierte que los signos del numerador y del denominador de la ecuación 5.261 deben mantenerse individualmente y se debe calcular una función arcotangente de dos argumentos para obtener  $\theta_b$  en el cuadrante correcto.

El producto  $m_b \cdot R_b$  se determina a partir de la ecuación 5.262. Ahora hay una infinidad de soluciones disponibles. Se puede seleccionar un valor para  $m_b$  y determinar el radio necesario  $R_b$  en el que debe colocarse, o elegir un radio deseado y determinar la masa que debe colocarse ahí.

Para calcular el centro de gravedad de todos los componentes en conjunto se puede utilizar la siguiente fórmula<sup>134</sup>:

$$R_{1z} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot z_i}{m_1} \quad (5.263)$$

El contrapeso se fabricará de un tubo de acero, relleno con pequeños pedazos de metal para obtener el peso requerido.

El momento de inercia del contrapeso con respecto al centro de masa se puede calcular con la fórmula para un cilindro hueco<sup>135</sup>:

$$I_{GG} = \frac{m_b}{4} \cdot \left( R_{CT}^2 + r_{CT}^2 + \frac{H_{CT}^2}{3} \right) \quad (5.264)$$

$I_{GG}$  Momento de inercia del contrapeso con respecto al centro de masa (  $kg \cdot m^2$  )

$m_b$  Masa del contrapeso (  $kg$  ).

$R_{CT}$  Radio exterior del contrapeso (  $m$  ).

$r_{CT}$  Radio interior del contrapeso (  $m$  ).

$H_{CT}$  Altura del contrapeso (  $m$  ).

El momento de inercia del contrapeso con respecto al eje de giro se puede calcular con la siguiente fórmula<sup>136</sup>:

$$I_{XX} = I_{GG} + m_b \cdot R_b^2 \quad (5.265)$$

$I_{XX}$  Momento de inercia del contrapeso con respecto al eje de giro (  $kg \cdot m^2$  ).

<sup>134</sup> NORTON, R.L. Diseño de Maquinaria. Traducido del inglés por Ana García. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2000. p.535.

<sup>135</sup> MnGILL, J.D.y KING,W.W. Mecanica para Ingenieria. Traducido del inglés por Ing. Jose de la Cera. 3da. ed. México. Grupo Editorial Iberoamerica. 1991. p.568.

<sup>136</sup> NORTON, R.L. Diseño de Maquinaria. Traducido del inglés por Ana García. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2000. p.537.

Luego de haber balanceado el módulo cilíndrico parabólico se procede a diseñar el sistema de seguimiento, con el propósito de que los concentradores cilíndricos parabólicos estén siempre orientados hacia el Sol y se tenga así la mejor concentración de radiación solar en el absorbedor.

El sistema de seguimiento se diseñara con las siguientes características<sup>137</sup>:

- Un error del seguimiento del orden de  $0.25^\circ$ .
- El sistema debe girar en los dos sentidos, es decir hacia delante o hacia atrás.
- El giro total del sistema debe ser de por lo menos  $150^\circ$ .
- El motor y mecanismo de transmisión se seleccionaran de manera que tengan un movimiento rápido al regresarse.

El sistema de seguimiento refiriéndose a la parte mecánica tiene dos componentes importantes que son: el motor y el mecanismo de transmisión.

El motor suministra el torque necesario para crear el movimiento requerido del sistema solar a través del mecanismo de transmisión. El sistema solar tiene una velocidad de giro baja durante el día, ósea en la fase de operación, y relativamente alta al momento de regresar al inicio de la fase de operación, ya que el sistema solar debe regresar a su posición inicial al momento que salga el Sol al día siguiente, por lo cuál el motor óptimo para este tipo de requerimientos es un motor paso a paso.

---

<sup>137</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p.254.





Figura 5.52. Motor paso a paso.

En los motores paso a paso se puede regular la velocidad y la dirección de giro como en los convencionales pero tienen la gran diferencia de que se pueden dejar en una posición fija y se puede hacer un giro del número de grados o de vueltas que se desee. El estator está hecho con varias bobinas y el rotor consta de un imán permanente con un número de polos que depende del ángulo de cada paso. El número de pasos por vuelta de estos motores suele ser de 200, 96, 48 o 24. El giro del motor se hace conectando secuencialmente las bobinas y atrayendo hacia ellas al rotor. Dependiendo de cómo se vayan activando esas bobinas podemos hacer girar el motor de tres modos diferentes:

**Funcionamiento simple:** Las bobinas se activan una a una por separado, de esta forma se consigue un poco menos de fuerza pero el consumo es menor.

**Funcionamiento doble:** Cada vez se activan dos bobinas, así el motor tiene más fuerza ya que son dos bobinas las que arrastran y sujetan el rotor.

**Medio paso:** Es una mezcla de las dos anteriores, primero se activa una bobina y luego dos, así el ángulo de los pasos se reduce a la mitad al igual que la velocidad.

Los motores unipolares tienen una toma intermedia en cada bobina, esta va a Vcc o a masa según sea el circuito de control, luego solo tenemos que alimentar la bobina correspondiente. Tienen 6 cables pero en algunos modelos los dos comunes están unidos internamente y solo tienen 5.

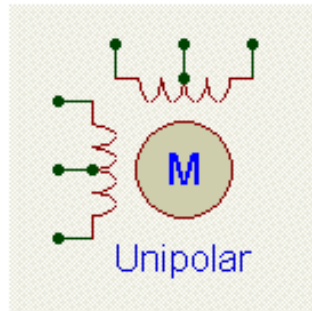


Figura 5.53 Representación de un motor paso a paso unipolar.

Los motores bipolares no tienen toma intermedia en las bobinas y para controlarlos se necesita invertir la alimentación de estas con un puente en "H" o un driver del tipo L293.

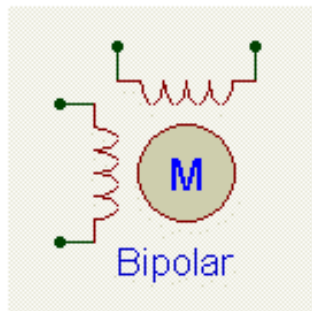


Figura 5.54. Representación de un motor paso a paso

La información más importante para lograr el movimiento requerido es:

- Cantidad total de pulsos del PLC o microcontrolador para llegar a la posición deseada.
- Resolución de la posición de carga.
- Velocidad de indexación ( frecuencia de pulsos del PLC o microcontrolador ) para alcanzar el tiempo de movimiento.
- Torque que tiene que suministrar el motor paso a paso, incluyendo un factor de seguridad.
- Relación de inercia del motor a la carga, como verificación.

Para calcular la cantidad total de pulsos que debe generar el PLC o el microcontrolador para hacer el movimiento hasta la posición deseada se utiliza la siguiente fórmula<sup>138</sup>:

$$P_{\text{total}} = \left( \frac{D_{\text{total}} \cdot i_r}{d_{\text{carga}}} \right) \cdot \theta_{\text{paso}} \quad (5.266)$$

$P_{\text{total}}$  Pulsos totales ( pulsos ).

$i_r$  Relación de reducción ( rev. motor/rev. mec. de trans. ).

$$i_r = \frac{n_m}{n_{mt}} \quad (5.267)$$

$n_m$  Número de revoluciones del motor ( r.p.m. )

$n_{mt}$  Número de revoluciones del mecanismo de transmisión ( r.p.m. )

$d_{\text{carga}}$  Distancia que se mueve la carga por rotación del eje del mecanismo de transmisión ( dist. carga en mm ó °/ rev. mec. de trans. ).

$\theta_{\text{paso}}$  Resolución del paso del accionamiento ( pasos/rev. motor ).

$D_{\text{total}}$  Distancia total del movimiento ( mm ó ° ).

La resolución de la posición de la carga indica cuanto se moverá la carga para un pulso o paso del eje del motor. La fórmula para determinar la resolución de la posición de la carga es<sup>85</sup>:

$$L_{\theta} = \left( \frac{d_{\text{carga}}}{\theta_{\text{paso}} \cdot i_r} \right) \quad (5.268)$$

$L_{\theta}$  Resolución de posición de la carga ( mm ó ° /paso ).

La velocidad de indexación o velocidad del tren de pulsos es la tasa de pulsos/s para obtener el tiempo de movimiento, el análisis se debe hacer en un perfil "trapezoidal" de movimiento que incluye aceleración y desaceleración controlada, velocidad inicial y final diferentes de cero. Véase figura 5.55.

<sup>138</sup> [www.automationdirect.com](http://www.automationdirect.com), Sistema de motores paso a paso ( Manual ), Español, 8-12-2005.

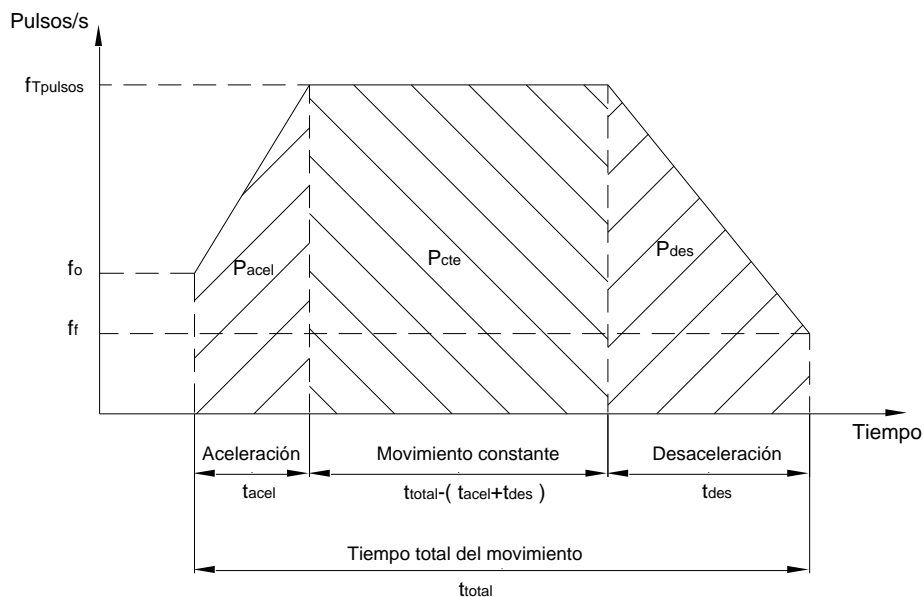


Figura 5.55. Perfil trapezoidal de movimiento.

De la figura 5.55 se desprenden las ecuaciones de la cantidad de pulsos para cada zona, ya que la cantidad de pulsos es igual al área bajo la curva.

Durante la aceleración los pulsos son igual a<sup>139</sup>:

$$P_{\text{acel}} = \left( \frac{f_{\text{Tpulsos}} + f_o}{2} \right) \cdot t_{\text{acel}} \quad (5.269)$$

$P_{\text{acel}}$  Cantidad de pulsos durante la aceleración ( pulsos ).

$f_{\text{Tpulsos}}$  Velocidad del tren de pulsos ( pulsos/s ) ( Hz ).

$f_o$  Velocidad inicial de pulsos ( pulsos/s ) ( Hz ).

$t_{\text{acel}}$  Tiempo de aceleración ( s ).

<sup>139</sup> www.automationdirect.com, Sistema de motores paso a paso ( Manual ), Español, 8-12-2005.

Durante el movimiento constante los pulsos son igual a<sup>140</sup>:

$$P_{cte} = f_{Tpulsos} \cdot [t_{total} - (t_{acel} + t_{des})] \quad (5.270)$$

$P_{cte}$  Cantidad de pulsos durante el movimiento constante ( pulsos ).

$t_{total}$  Tiempo total que toma el movimiento ( s ).

$t_{des}$  Tiempo de desaceleración ( s ).

Durante la desaceleración los pulsos son igual a<sup>87</sup>:

$$P_{des} = \left( \frac{f_{Tpulsos} + f_f}{2} \right) \cdot t_{des} \quad (5.271)$$

$P_{des}$  Cantidad de pulsos durante la desaceleración ( pulsos ).

$f_f$  Velocidad final de pulsos ( pulsos/s ).

$t_{des}$  Tiempo de desaceleración ( s ).

La cantidad de pulsos totales es igual a la suma de la cantidad de pulsos durante la aceleración, movimiento constante y desaceleración.

$$P_{total} = P_{acel} + P_{cte} + P_{des} \quad (5.272)$$

Reemplazando las ecuaciones 5.269, 5.270 y 5.271 en 5.272:

$$P_{total} = \left( \frac{f_{Tpulsos} + f_o}{2} \right) \cdot t_{acel} + f_{Tpulsos} \cdot [t_{total} - (t_{acel} + t_{des})] + \left( \frac{f_{Tpulsos} + f_f}{2} \right) \cdot t_{des} \quad (5.273)$$

Despejando  $f_{Tpulsos}$  de la ecuación 5.273, se obtiene la ecuación de la velocidad del tren de pulsos en función de la cantidad total de pulsos.

<sup>140</sup> [www.automationdirect.com](http://www.automationdirect.com), Sistema de motores paso a paso ( Manual ), Español, 8-12-2005.

$$f_{\text{Tpulsos}} = \frac{2 \cdot P_{\text{total}} - (f_o \cdot t_{\text{acel}} + f_f \cdot t_{\text{des}})}{2 \cdot t_{\text{total}} - (t_{\text{acel}} + t_{\text{des}})} \quad (5.274)$$

El número de revoluciones del motor se puede calcular multiplicando la cantidad total de pulsos por 60 que es una constante de transformación de segundos a minutos y dividiendo para la resolución del paso del accionamiento.

$$n_m = \frac{f_{\text{Tpulsos}} \cdot 60}{\theta_{\text{paso}}} \quad (5.275)$$

El torque que requiere ser suministrado por el motor al mecanismo de transmisión debe ser mayor que el torque necesario para acelerar la carga desde el reposo hasta la velocidad requerida y que el torque resistivo a velocidad constante producida por fuerzas externas, por esa razón se aplica al torque que debe suministrar el motor un factor de seguridad entre 15% a 100%, para evitar que el motor deje de ejecutar pasos o se pare por cambios de carga, ya que hay varios efectos difíciles de cuantificar, tal como rozamiento, desgaste del mecanismo de transmisión, etc.

El torque mínimo que se debe aplicar al eje del módulo cilíndrico parabólico se puede calcular aplicando la fórmula de la forma rotacional de la segunda ley de Newton<sup>141</sup>:

$$\sum \tau = I_T \cdot \alpha_{\angle} \quad (5.276)$$

$\Sigma \tau$  Sumatoria de pares de torsión con respecto al centro de masa ( N·m ).

$I_T$  Momento de inercia de masa de los componentes que se están acelerando con respecto al eje de giro ( Kg·m<sup>2</sup> ).

$\alpha_{\angle}$  Aceleración angular ( rad/s<sup>2</sup> ).

---

<sup>141</sup> NORTON, R.L. Diseño de Maquinaria. Traducido del inglés por Ana García. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2000. p.535.

Si se realiza un DCL ( Diagrama de Cuerpo Libre ) en los tres módulos cilíndricos parabólicos se puede observar las fuerzas y reacciones que inciden en este conjunto. Véase figura 5.56.

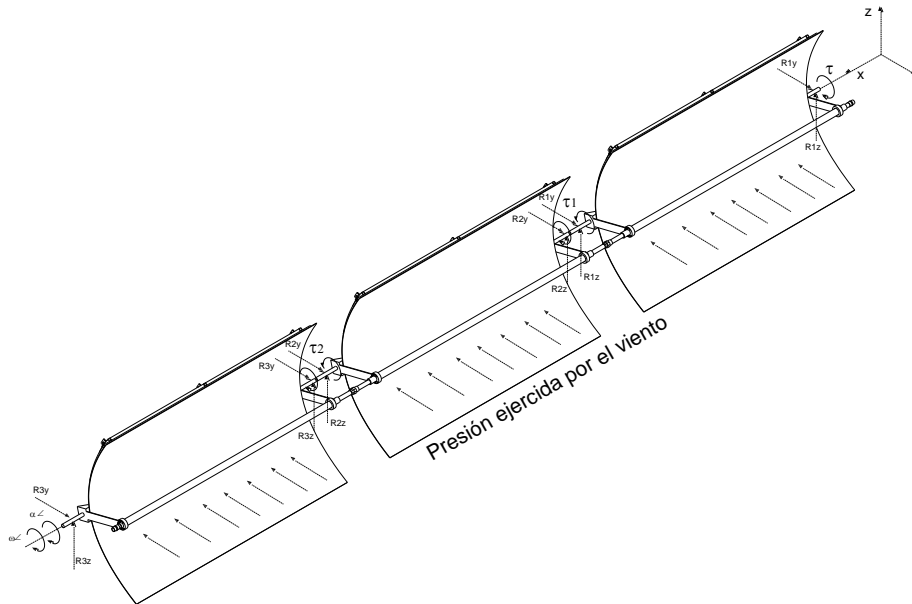


Figura 5.56. Diagrama de Cuerpo Libre de los tres módulos cilíndricos parabólicos en conjunto.

La presión ejercida por el viento se puede calcular aproximadamente como<sup>142</sup>:

$$P_v = 0.0000473 \cdot V_{V2}^2 \quad ( 5.277 )$$

$P_v$  Presión ejercida por el viento (  $\text{KN}/\text{m}^2$  ).

$V_{V2}$  Velocidad del viento máxima que se presenta en una localidad (  $\text{km}/\text{h}$  ).

Los sistemas cilíndricos parabólicos se diseñan para vientos con velocidad máxima de  $113 \text{ km}/\text{h}$ <sup>143</sup>

<sup>142</sup> J.B. Jonson, F.E. Turneasure, y C.W. Bryan. Modern Framed Structures.3ra. ed. New York. John Wiley & Sons, Inc. 1910 p.47.

La línea de acción de la fuerza ejercida por la presión del viento se localiza en el centroide de la parábola del módulo cilíndrico parabólico, esta fuerza produce un torque alrededor del eje de giro que es igual a multiplicar la fuerza producida del viento por la distancia perpendicular a la línea de acción desde el eje de giro.

El mayor torque producido será cuando la distancia sea máxima y esto ocurre cuando el eje de la parábola está alineado con el eje "y". Véase figura 5.57.

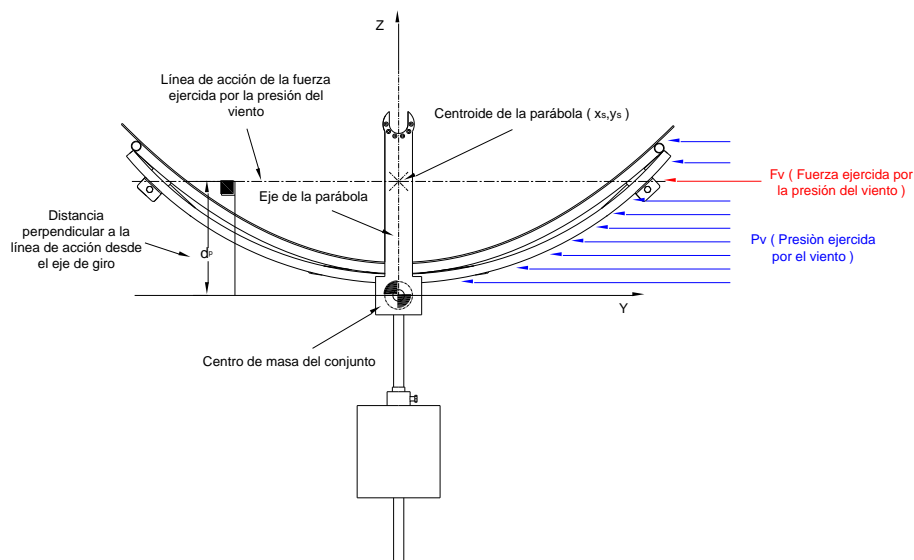


Figura 5.57. Acción de la presión del viento en el módulo cilíndrico parabólico.

La fuerza ejercida por la presión del viento puede ser calculada con la siguiente fórmula:

$$( 5.278 )$$

<sup>143</sup> ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGIA. Manual de generación eléctrica con energía solar. 1993. p. 136



$$F_V = 1000 \cdot P_V \cdot A_A$$

$F_V$  Fuerza ejercida por la presión del viento ( N ).

$A_A$  Área de acción de la presión del viento en el sistema cilíndrico parabólico (  $m^2$  ).

El área de acción de la presión del viento en el sistema cilíndrico parabólico como se puede ver en la figura 5.57 es igual a la mitad del área de la parábola, entonces se puede calcular como:

$$A_A = \frac{A_S}{2} \quad (5.279)$$

Aplicando la fórmula 5.276 se tiene que:

$$\sum \tau = I_T \cdot \alpha_{\angle}$$

$$\tau_e - F_V \cdot d_p = I_T \cdot \alpha_{\angle}$$

Despejando  $\tau_e$  :

$$\tau_e = I_T \cdot \alpha_{\angle} + F_V \cdot d_p \quad (5.280)$$

La aceleración angular  $\alpha_{\angle}$  es la variación de la velocidad angular en un tiempo determinado y puede ser expresada<sup>144</sup>:

$$\alpha_{\angle} = \frac{\Delta n}{t_a} \quad (5.281)$$

Reemplazando 5.281 en 5.280:

$$\tau_e = I_T \cdot \left( \frac{\Delta n}{t_{\text{acel}}} \right) + F_V \cdot d_p \quad (5.282)$$

$\tau_e$  Torque mínimo aplicado al eje para girar los componentes ( N·m ).

<sup>144</sup> MOTT, R.L. Diseño de Elementos de Maquinas. Traducido del inglés por Arturo Cordova just. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2002. p.651.

$\Delta n$  Variación de la velocidad angular de los componentes que giran ( rad/s ).

$t_{\text{acel}}$  Tiempo de aceleración ( s ).

$d_p$  Distancia perpendicular a la línea de acción de la fuerza ejercida por la presión del viento desde el eje de giro ( m ).

La distancia  $d_p$  es igual a la componente en el eje “z” del centroide cuando el eje de la parábola está alineado con el eje “z” del sistema de coordenadas. Las coordenadas del centroide son (  $y_s, z_s$  ) y se calculan con las siguientes fórmulas<sup>145</sup>:

$$y_s = \frac{M_z}{S} \quad ( 5.283 )$$

$$z_s = \frac{M_y}{S} \quad ( 5.284 )$$

$M_y$  Momento estático de una curva en el eje y (  $m^2$  ).

$M_z$  Momento estático de una curva en el eje z (  $m^2$  ).

$S$  Longitud de arco de la curva ( m ).

Para calcular  $M_y$  y  $M_z$  se integran las ecuaciones<sup>145</sup> 5.285 y 5.286.

$$dM_y = z \cdot \sqrt{1+z'^2} \cdot dy \quad ( 5.285 )$$

$$dM_z = y \cdot \sqrt{1+z'^2} \cdot dy \quad ( 5.286 )$$

La velocidad a la cual se traslada el Sol, debido al movimiento de rotación de la tierra, es 15° por hora, que será la misma velocidad a la que rotará el conjunto para poder seguir el movimiento del Sol<sup>146</sup>, esta velocidad es relativamente baja y la inercia de los módulos cilíndricos parabólicos será grande debido a su tamaño, por esa razón es necesario seleccionar un mecanismo de transmisión

<sup>145</sup> GIECK, K. Manual de formulas tecnicas. Decimo sexta ed. México. Representaciones y servicios de ingenieria. 1975. p. J7

<sup>146</sup> ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993. p. 255.

que aumente el torque y disminuya la velocidad de giro, con el mecanismo de transmisión el torque que debe entregar el motor será menor para poder mover todo el sistema.

Es necesario aplicar un factor de seguridad al torque mínimo aplicado al eje para girar los componentes, para poder seleccionar el motor y el mecanismo de transmisión, y cubrir cargas que no se hayan tomado en cuenta en el cálculo como fuerzas de fricción, desalineamiento, inercia del mecanismo de transmisión etc.

$$\tau = \tau_e \cdot \left( 1 + \frac{\text{F.S.}}{100} \right) \quad (5.287)$$

$\tau$  Torque aplicado al eje para girar los componentes (N·m).

F.S. Factor de seguridad (%).

Los mecanismos de transmisión pierden potencia debido a la fricción interna entre sus elementos, por esa razón la eficiencia de estos mecanismos se define como la relación entre la potencia de entrada y la potencia de salida<sup>147</sup>.

$$\eta_r = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}} = \frac{\tau \cdot n}{\tau_m \cdot n_m} \quad (5.288)$$

$\tau_m$  Torque que debe generar el motor ( N·m )

Reemplazando la ecuación 5.267 en 5.288 y despejando  $\tau_m$  se tiene que:

$$\tau_m = \frac{\tau}{\eta_r \cdot i_r} \quad (5.289)$$

---

<sup>147</sup> MOTT, R.L. Diseño de Elementos de Maquinas. Traducido del inglés por Arturo Cordova just. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2002. p.511.

### 5.4.3.2 Estructura soporte

La estructura soporte es la encargada de dar la rigidez y soportar el peso del concentrador cilíndrico parabólico, junto con la fuerza que produce el viento al que esta sometido el sistema.

La mayor carga ejercida será por la presión del viento que incide en el concentrador cilíndrico parabólico, y este transmite esa carga a la estructura soporte y esta a las estructuras base del sistema.

Para el diseño estructural se calcula la presión que ejerce el viento en toda el área del concentrador cilíndrico parabólico, la presión ejercida por el viento se calcula con la ecuación 5.277. La fuerza aplicada en el área interna del concentrador se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$F_{V2} = 1000 \cdot P_V \cdot A_{ic} \quad ( 5.290 )$$

$F_{V2}$  Fuerza ejercida por la presión del viento en el área interna de un concentrador ( N ).

$A_{ic}$  Área interna de un concentrador cilíndrico parabólico (  $m^2$  ).

$$A_{ic} = S \cdot L_1 \quad ( 5.291 )$$

$L_1$  Longitud de un concentrador cilíndrico parabólico ( m ).

En la figura 5.58 se observa las cargas que actúan en la estructura soporte y los tipos de apoyos que existen.

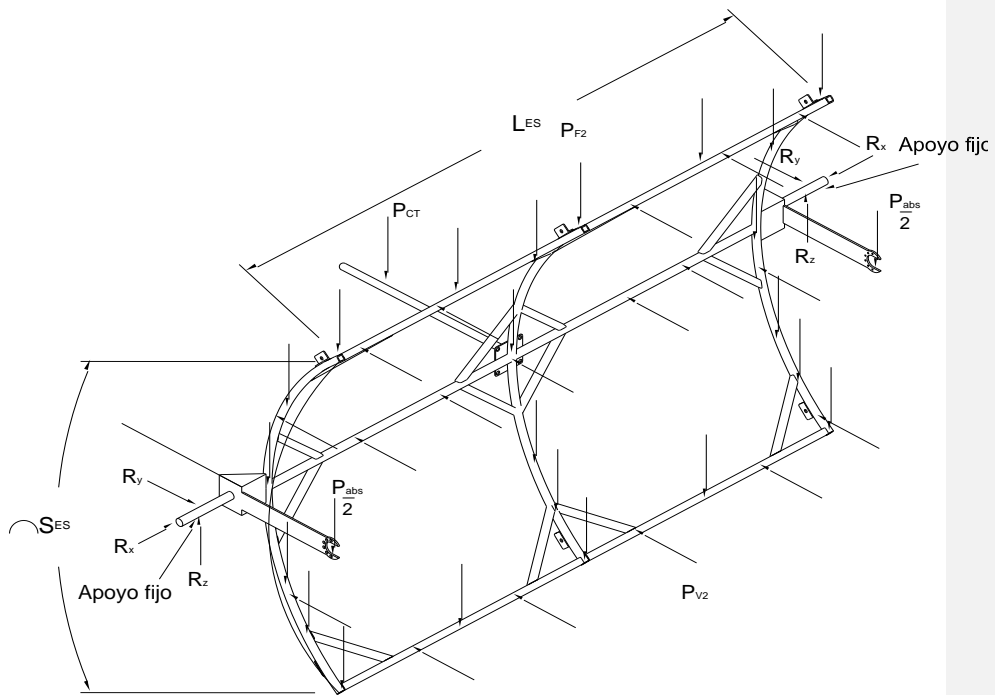


Figura 5.58. Cargas y tipos de apoyos que actúan en la estructura soporte.

En los ejes de la estructura soporte actúan las siguientes cargas y apoyos. Véase figura 5.59.

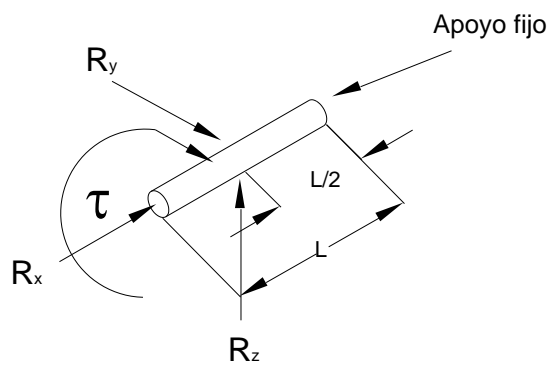


Figura 5.59. Cargas y tipos de apoyos que actúan en los ejes de la estructura soporte.

Las cargas que se observan en la figura 5.58 y 5.59 significan:

$R_X$  Reacción en el eje x.

$R_Y$  Reacción en el eje y.

$R_Z$  Reacción en el eje z.

$P_{F2}$  Peso del concentrador sobre longitud de apoyo ( N/m ).

$$P_{F2} = \frac{(m_{con} + m_{RA}) \cdot g}{L_{AP}} \quad ( 5.292 )$$

$m_{con}$  Masa de la concha cilíndrica parabólica ( kg ).

$m_{RA}$  Masa de los refuerzos de aluminio ( kg ).

$L_{AP}$  Longitud de apoyo de los perfiles de la estructura soporte ( m ).

$$L_{AP} = 3 \cdot S_{ES} + 3 \cdot L_{ES} \quad ( 5.293 )$$

$S_{ES}$  Longitud de la parábola de la estructura soporte ( m ).

$L_{ES}$  Longitud de la estructura soporte ( m ).

$P_{V2}$  Fuerza ejercida por la presión del viento sobre longitud de apoyo ( N/m ).

$$P_{V2} = \frac{F_{V2}}{L_{AP}} \quad ( 5.294 )$$

$P_{abs}$  Peso del absorbedor ( N ).

$$P_{abs} = ( m_{tabs} + m_{cu} + 2 \cdot m_{ta} ) \cdot g \quad ( 5.295 )$$

$m_{tabs}$  Masa del tubo del absorbedor ( kg ).

$m_{cu}$  Masa de la cubierta ( kg ).

$m_{ta}$  Masa de la tapa ( kg ).

$P_{CT}$  Peso del contrapeso ( N ).

$$P_{CT} = m_b \cdot g \quad ( 5.296 )$$

$m_b$  Masa del contrapeso ( kg ).

En el Anexo 18 se puede observar el análisis estructural de la estructura soporte.

### 5.4.3.3 Base

La estructura base soporta todas las cargas que se transmiten del módulo cilíndrico parabólico, el peso del tanque de alimentación, el peso de una persona promedio y la presión del viento.

El peso del tanque de alimentación cuando esta cargado con el fluido de trabajo es igual a la suma del tanque en sí más el peso del fluido que esta contenido en este.

El peso del tanque es igual a:

$$P_{\text{tanque}} = \left[ \frac{h_{ta} \cdot \pi}{4} \cdot (D_{ta}^2 - d_{ta}^2) + \left( \frac{d_{ta}^2 \cdot \pi}{2} \right) \cdot e_{tac} \right] \cdot g \cdot \rho_m \quad ( 5.297 )$$

$P_{\text{tanque}}$  Peso del tanque alimentador ( N ).

$h_{ta}$  Altura del tanque ( m ).

$D_{ta}$  Diámetro exterior del tanque de alimentación ( m ).

$d_{ta}$  Diámetro interior del tanque de alimentación ( m ).

$\rho_m$  Densidad del material del tanque de alimentación ( kg/m<sup>3</sup> ).

$e_{tac}$  Espesor del material del tanque calentador ( m ).

$g$  Aceleración gravitacional ( m/s<sup>2</sup> ).

El peso del fluido de trabajo contenido en el tanque es igual a:

$$P_w = \left( \frac{d_{ta}^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot h_{ta} \cdot g \cdot \rho_w \quad (5.298)$$

$P_w$  Peso del fluido de trabajo contenido en el tanque ( N ).

$\rho_w$  Densidad del fluido de trabajo (  $kg/m^3$  ).

El peso que debe soportar la estructura base ejercido por el tanque cuando esta cargado con el fluido de trabajo es igual a:

$$P_T = P_{tanque} + P_w \quad (5.299)$$

$P_T$  Peso del tanque alimentador cargado con fluido de trabajo ( N ).

La estructura base debe ser capaz de soportar el peso de una persona en las escalerillas y en la parte donde se coloca el tanque de alimentación, todo esto para poder realizar el mantenimiento.

Se diseñara para la masa de una persona promedio de 80 kg.

$$P_{per} = m_{per} \cdot g \quad (5.300)$$

$P_{per}$  Peso de una persona promedio ( N ).

$m_{per}$  Masa de una persona promedio ( kg ).

La fuerza que ejerce el viento sobre la estructura base se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$P_{V3} = 1000 \cdot P_V \cdot A_{pba} \quad (5.301)$$

$P_{V3}$  Fuerza ejercida en la base por la presión del viento ( N/m ).

$A_{pba}$  Ancho del perfil con el que se construye la base ( m ).

En la figura 5.60 se observa claramente en que puntos actúan las cargas sobre los componentes, y que tipos de apoyos existen.



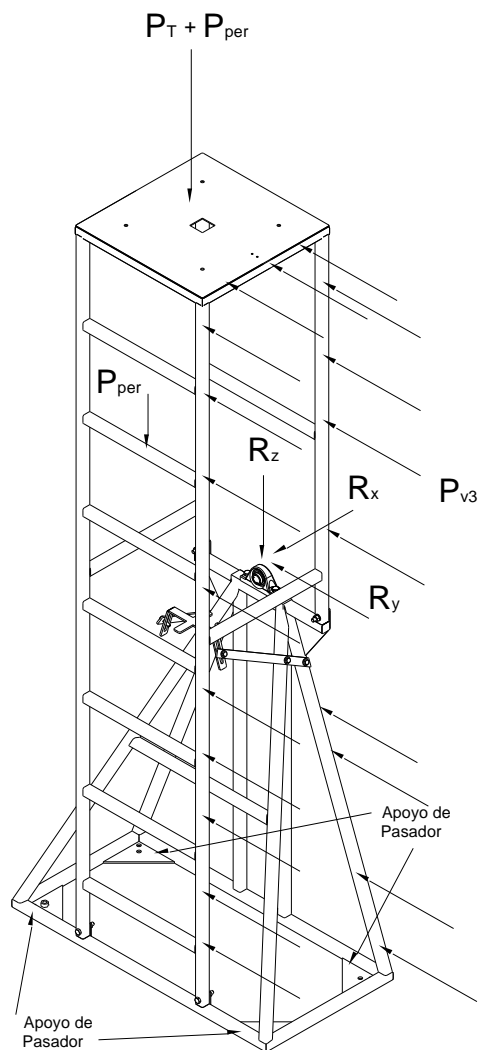


Figura 5.60. Cargas y tipos de apoyo que actúan en la estructura base.

En el Anexo 21 se puede observar el análisis estructural de la base.

#### 5.4.3.4 Columna y Membranas rigirizadoras

Las columnas se encuentran en la parte intermedia del sistema cilíndrico parabólico y soportan las cargas que se transmiten de los módulos cilíndricos parabólicos.

Las columnas tienen membranas rigirizadoras que ayudan a dar mayos rigidez a estas. En la figura 5.61 se observa las cargas que actúan en la columna y los tipos de apoyo que existen.

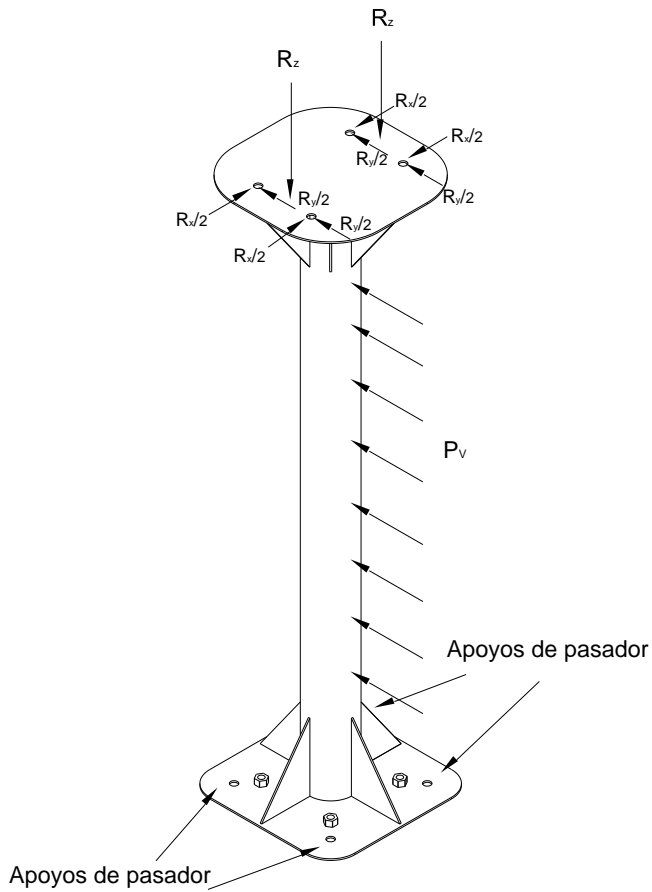


Figura 5.61. Cargas y tipos de apoyo que actúan en la columna y membranas rigirizadoras.

En el Anexo 23 se puede observar el análisis estructural de la columna y membranas rigirizadoras.

#### 5.4.4 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA SOLAR EN CONJUNTO

El fluido de trabajo que es aceite térmico, se alimenta desde el tanque de alimentación, baja por la tubería de alimentación para entrar al absorbedor del módulo cilíndrico parabólico inicial, al momento que pasa por el interior del primer absorbedor el fluido de trabajo se calienta debido a la concentración de radiación en el absorbedor y la transferencia de calor hacia el fluido, de igual forma ocurre cuando pasa por el absorbedor intermedio y final.

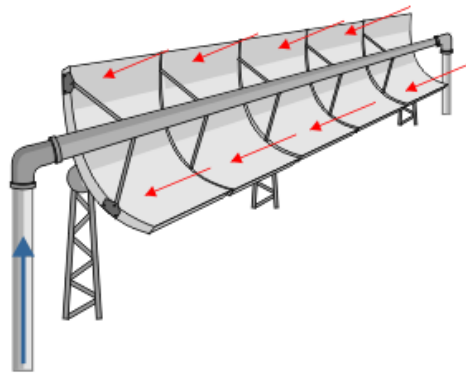


Figura 5.62. Concentrador cilíndrico parabólico.

Al salir el fluido de trabajo del absorbedor final se encuentra a una temperatura mayor a la inicial, aproximadamente 170 °C, y se traslada mediante el sistema de tubería de conexión al módulo de calentamiento. En el módulo de calentamiento se encuentra la cocina y el tanque calentador, el fluido de trabajo al momento de fluir por el arreglo de tubos de cobre al interior de la cocina cede calor a los alimentos, aumentando la temperatura de los alimentos y disminuyendo la temperatura del fluido.

Cuando sale el fluido de la cocina entra al serpentín del tanque calentador cediendo calor al agua que se encuentra dentro del tanque calentador, aumentando la temperatura del agua y disminuyendo aún mas la temperatura del fluido. El fluido que sale del serpentín del tanque calentador se traslada

hacia la bomba, la cuál bombea el fluido hacia el tanque alimentador y así se cierra el ciclo para empezar de nuevo el proceso.

En la tubería de alimentación se encuentra una válvula de compuerta de 1" para permitir o cerrar el paso del fluido y un termómetro de carátula para poder censar la temperatura inicial a la que el fluido entra a los absorbedores, también hay un termómetro a la salida del concentrador final en la tubería de conexión al módulo de calentamiento para censar la temperatura del fluido a la salida del concentrador.

A la salida del tanque calentador se encuentra una llave de globo que permite regular el flujo del fluido de trabajo.

## CAPÍTULO 6

### CONSTRUCCIÓN DE LA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO CON APLICACIÓN AL SECTOR RURAL MARGINAL

#### 6.1 PLAN DE TRABAJO

##### 6.1.1 ORGANIGRAMAS DE PROCESOS

El organigrama de procesos es un diagrama que presenta un cuadro general de cómo se suceden tan solo las principales operaciones e inspecciones.

Los organigramas de procesos de fabricación son muy útiles en el momento de planificar la forma de fabricación, que herramientas, mano de obra, materiales y maquinaria que se necesitará. Constituyen, pues, una clave muy cómoda, que ahorra mucha escritura y permite indicar con claridad exactamente lo que ocurre durante el proceso que se analiza.


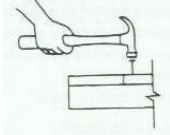
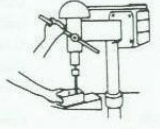

Cada organigrama para cada pieza esta denominado por el plano en la que se encuentra la pieza, la marca a la que pertenece, las dimensiones de cada pieza y sus materiales.



Para hacer constar en un organigrama de proceso todo lo referente a un trabajo u operación resulta mucho más fácil emplear una serie de cinco símbolos uniformes<sup>148</sup> que conjuntamente sirven para representar todos los tipos de actividades o sucesos que probablemente se den en cualquier fabrica.




---

<sup>148</sup> Los símbolos utilizados son los recomendados por la Asociación de Ingenieros Mecánicos de Estados Unidos ( ASME ) y adoptados en BSI: *Glosary of terms used in management services, BSI 3138 ( Londres 1991 )*.

Las actividades de un proceso se las representan con los símbolos siguientes:

SIMBOLO	OPERACIÓN		
	Indica las principales fases del proceso, método o procedimiento. Por lo común, la pieza, material o producto del caso se modifica o cambia durante la operación.		
EJEMPLOS			
	Clavar	Agujerear	Mecanografiar

SIMBOLO	INSPECCIÓN		
	Indica la inspección de la calidad y/o la verificación de la cantidad.		
EJEMPLOS			
	Control de cantidad y/o calidad	Lectura de indicador	Lectura de un documento

SIMBOLO	TRANSPORTE		
	Indica el movimiento de los trabajadores, materiales y equipo de un lugar a otro.		
EJEMPLOS			
	Por carro	Por aparejo	A mano

SIMBOLO	DEPÓSITO PROVISIONAL O ESPERA		
	Indica demora en el desarrollo de los hechos: por ejemplo, trabajo en suspenso entre dos operaciones sucesivas, o abandono momentáneo, no registrado, de cualquier objeto hasta que se necesite		
EJEMPLOS			
	Material en espera de ser procesado	Trabajador en espera de ascensor	Documento en espera de clasificación

SIMBOLO	ALMACENAMIENTO PERMANENTE		
	Indica deposito de un objeto bajo vigilancia en un almacén donde se lo recibe o entrega mediante alguna forma de autorización o donde se guarda con fines de referencia		
EJEMPLOS			
	Almacenamiento a granel	Deposito de productos terminados	Archivo

Los organigramas de procesos para la construcción de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico se exponen en el Anexo 45.

### 6.1.2 HOJA DE PROCESOS

La hoja de proceso del reflector parabólico se expone en el Anexo 44.

### 6.1.3 TIEMPOS PRODUCTIVOS

Los tiempos productivos se refieren al estudio de tiempos, que es una técnica de medición del trabajo empleada para registrar los tiempos y ritmos de trabajo correspondientes a los elementos de una tarea definida, efectuada en condiciones determinadas.

El estudio de tiempos exige cierto material fundamental, a saber:

- Un cronometro
- Un tablero de observaciones

### 6.1.3.1 Tiempo de habilitación

Es aquel en que la máquina deja momentáneamente de funcionar con fines de producción, mientras la adaptan, la ajustan, la limpian, etc.

Los tiempos que se presentan en la tabla 6.1 son tiempos globales de habilitación para todas las piezas que se hayan fabricado con estos procesos.

**Tabla 6.1.** Tiempo de habilitación.

<b>Proceso</b>	<b>Tiempo de habilitación ( Horas )</b>
Soldaduras	0.11
Fabricación Fibra de Vidrio	0.18
Limpieza	0.20
Torneria	0.50
Ensamblaje de Tuberías	0.35
Pintura	0.10
Fabricación de Forros	0.26
Aislamientos	0.12
Ensamblaje de Estructuras	1.1
Fabricación de Tanques y Cocina	0.07
Fabricación de Estructuras	0.2
<b>Total</b>	<b>3.19</b>

Fuente: Propia



### 6.1.3.2 Tiempo de trabajador o manipulación

Es aquel tiempo en el que se prepara la materia prima, para trabajar con la máquina.

Los tiempos que se presentan en la tabla 6.2 son tiempos globales de manipulación para todas las piezas que se hayan fabricado con estos procesos.

**Tabla 6.2.** Tiempo de trabajador o manipulación.

<b>Proceso</b>	<b>Tiempo de manipulación ( Horas )</b>
Soldaduras	0.25
Fabricación Fibra de Vidrio	0.60
Limpieza	0.45
Torneria	0.80
Ensamblaje de Tuberías	0.25
Pintura	0.25
Fabricación de Forros	0.40
Aislamientos	0.52
Ensamblaje de Estructuras	4.66
Fabricación de Tanques y Cocina	0.20
Fabricación de Estructuras	0.45
<b>Total</b>	<b>8.83</b>

Fuente: Propia

### 6.1.3.3 Tiempo de máquina

Es aquel tiempo en que la maquina efectivamente funciona.

Los tiempos que se presentan en la tabla 6.3 son tiempos globales de maquina para todas las piezas que se hayan fabricado con estos procesos.

**Tabla 6.3.** Tiempo de máquina.

<b>Proceso</b>	<b>Tiempo de máquina ( Horas )</b>
Soldaduras	9.45
Fabricación Fibra de Vidrio	3
Limpieza	10.18
Tornería	13.45
Ensamblaje de Tuberías	7.26
Pintura	4.56
Fabricación de Forros	9.17
Aislamientos	4.31
Ensamblaje de Estructuras	8.59
Fabricación de Tanques y Cocina	7.67
Fabricación de Estructuras	6.20
<b>Total</b>	<b>83.84</b>

Fuente: Propia

#### 6.1.3.4 Tiempo muerto

Es aquel tiempo en que la maquina no puede funcionar con fines de producción ni fines accesorios por avería, operaciones de mantenimiento u otras razones análogas.

Los tiempos que se presentan en la tabla 6.4 son tiempos muertos globales para todas las piezas que se hayan fabricado con estos procesos.

**Tabla 6.4.** Tiempo muerto.

<b>Proceso</b>	<b>Tiempo muerto ( Horas )</b>
Soldaduras	0.19
Fabricación Fibra de Vidrio	0.22
Limpieza	0.17
Tornería	0.25

**Tabla 6.4.** Tiempo muerto ( Continuación ).

Ensamblaje de Tuberías	0.14
Pintura	0.09
Fabricación de Forros	0.17
Aislamientos	0.05
Ensamblaje de Estructuras	0.65
Fabricación de Tanques y Cocina	0.06
Fabricación de Estructuras	0.15
<b>Total</b>	<b>2.14</b>

Fuente: Propia

**6.1.4 REQUERIMIENTOS DE MANO DE OBRA.**

En la tabla a continuación se expone los requerimientos de mano de obra para la construcción de la cocina solar de tipo cilíndrico parabólico. Los tiempos de esta tabla son los tiempos productivos que requiere la fabricación de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.

**Tabla 6.5.** Requerimientos de mano de obra.

<b>Proceso</b>	<b>Horas – Hombre ( H-H )</b>
Soldaduras	10
Fabricación Fibra de Vidrio	4
Limpieza	11
Tornería	15
Ensamblaje de Tuberías	8
Pintura	5
Fabricación de Forros	10
Aislamientos	5
Ensamblaje de Estructuras	15
Fabricación de Tanques y Cocina	8
Fabricación de Estructuras	7
<b>Total</b>	<b>98</b>

Fuente: Propia

## 6.2 CONSTRUCCIÓN

### 6.2.1 ADQUISICIÓN DE MATERIALES EXISTENTES EN EL MERCADO LOCAL

Los materiales para la construcción de la cocina solar de tipo cilíndrico parabólico se los puede adquirir en el mercado local y se presentan en la siguiente tabla.

**Tabla 6.6.** Materiales existentes en el mercado local.

<b>Material</b>	<b>Proveedor</b>
Fibra de vidrio	Fibras Pedrotti
Tubos y láminas de aluminio	Cedal
Tubería y accesorios de cobre	Kiwi
Perfiles, láminas y tubos de acero SA-36	Dipac
Perfiles, láminas de acero SA-304	Mundometales
Láminas de Tol Galvanizado	Dipac
Pinturas, fondo, diluyente, lijas, masilla, sellador, waipe	Pintulac
Sikaflex	Sika
Pernos, tuercas, tornillos, arandelas, remaches, pernos de anclaje	Castillo Hnos.
Aceite térmico Regal R&O 46	Conauto
Lana de vidrio ( Aislante térmico )	Megafrio
Acoples móviles	Cucasa
Bomba	Anglo ecuatoriana
Electrodos	AGA
Varillas de aporte de plata	Megafrio
Película Reflectiva	Importadora Jacquita
Matrimonios, chumaceras	Castillo Hnos.
Eje de transmisión	Iván Bohmann
Válvula de compuerta 1"	Electrovalle

**Tabla 6.6.** Materiales existentes en el mercado local ( Continuación ).

Válvula de globo ½"	Kiwi
Termómetros de carátula	Electrovalle
Manguera ½" de alta temperatura	Cucasa
Tabla triplex	Playwood
Duralón	Electrovalle
Tubos de vidrio	Electrovalle
Cera Cauba	Fibras Pedrotti
Desmoldante PVA	Rgquimec
Peroxido de Metil Etil Cetona	Fibras Pedrotti
Resina Poliéster	Pinturas Cóndor
Estireno monómero	Cepsa
Aerosil	Cepsa
Cobalto 12%	Cepsa
Mecperoxido	Cepsa
Tinte poliéster ( Color blanco )	Resiquin
Talco tino	Resiquin

Fuente: Propia

### 6.2.2 CONSTRUCCIÓN DEL CONCENTRADOR SOLAR

La parte más crítica de la cocina solar experimental de tipo cilíndrico parabólico es la construcción de los concentradores solares, debido a que su geometría debe ser lo más precisa posible, ya que de esto depende que toda la radiación que llegue a los concentradores incida sobre el absorbedor.

Los concentradores se fabrican en fibra de vidrio debido que este material es resistente, liviano y fácil de moldear.

Lo necesario para fabricar los concentradores es tener un molde macho donde se pueda moldear los concentradores con la fibra de vidrio, de la precisión con que se fabrique el molde dependerá la precisión de los concentradores, será

necesario fabricar dos moldes el primero para poder fabricar el primer concentrador, y el segundo y definitivo para fabricar los demás concentradores.

Es necesario construir dos moldes porque el primero se verá afectado en su geometría cuando se moldee el primer concentrador, con el primer concentrador construido se podrá moldear un segundo y definitivo molde en fibra de vidrio para construir los demás concentradores, y no sólo eso, si en un futuro se necesitaría construir más concentradores se podrían hacer con el molde definitivo en fibra de vidrio.

A continuación se describe paso a paso la construcción del primer molde:

1. Con la ecuación de la parábola previamente calculada y ayudándose de una hoja de cálculo se imprimen las coordenadas "y", "z"; variando las coordenadas en "y" cada 10 mm y calculando las coordenadas en "z".
2. Se traza un eje de coordenadas en una tabla triplex de 10 mm de espesor y se marcan las coordenadas antes calculadas, se traza la curva de la parábola uniendo todos los puntos marcados con un curvígrafo.



Figura 6.1. Parábola dibujada en tabla triplex.

3. Con una caladora se recorta la parábola dibujada en la tabla triplex, con esto se obtiene dos plantillas, macho y hembra, de la parábola.
4. Con la plantilla macho se dibuja la parábola en 6 tablas triplex más, que servirán de costillas y darán la geometría necesaria al molde.
5. Se recortan con caladora las demás parábolas dibujadas.
6. En una mesa plana horizontal se ubican todas las plantillas macho perpendicularmente a la mesa, se colocan entre ellas separadores y se clavan las plantillas a estos, la distancia entre la primera costilla y la última debe ser mayor a 200 mm que la longitud del concentrador que se va a fabricar con el molde.



Figura 6.2. Ubicación de las plantillas macho como costillas del primer molde.

7. Las plantillas pasarán a ser las costillas del molde, encima de estas se coloca una lámina de aglomerado de 2 mm de espesor y se clavan a las costillas.



Figura 6.3. Colocación del aglomerado encima de las costillas.

8. Con masilla automotriz se arreglan las imperfecciones en la superficie del molde, untando masilla y luego lijando hasta obtener el acabado que se requiere.



Figura 6.4. Masilla de relleno y acabado.





Figura 6.5. Arreglo de imperfecciones en la superficie del molde.



Figura 6.6. Lijado del exceso de masilla en la superficie del molde.

9. Con la plantilla hembra antes fabricada, se la coloca encima del molde y se la hace recorrer por toda la superficie del molde para controlar la calidad de la geometría.
10. Se fondea la superficie del molde se deja secar el fondo y de nuevo se realiza el paso 9.



Figura 6.7. Proceso de fondeado de la superficie del molde.



Figura 6.8. Terminación del proceso de fondeado de la superficie.

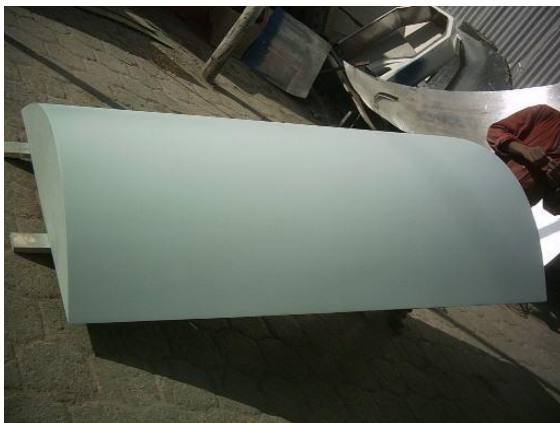


Figura 6.9. Proceso de secado del fondo.

11. Si la superficie tiene imperfecciones se repite el paso 8 y luego el paso 10.



Figura 6.10. Corrección de imperfecciones en la superficie.



Figura 6.11. Fondeado de la superficie después de corregir imperfecciones.



Figura 6.12. Superficie del molde dada la terminación de fondeado.

12. Se pinta la superficie del molde y se deja secar la pintura.



Figura 6.13. Proceso de pintura de la superficie del molde.



Figura 6.14. Proceso de secado de la pintura en la superficie del molde.

13. Cuando la superficie este pintada y sin imperfecciones se unta con una espátula por toda la superficie del molde una capa fina de sikaflex, que es un pegamento especial y muy resistente.

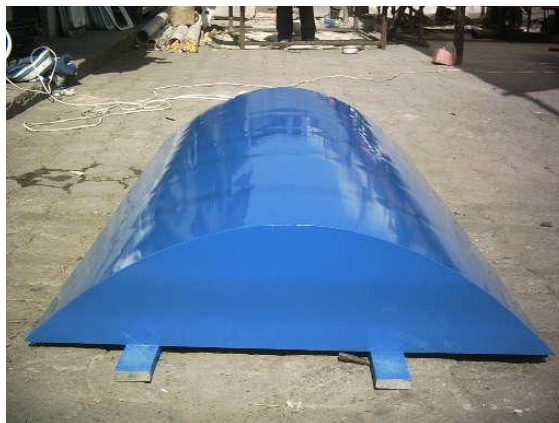


Figura 6.15. Verificación del secado de la pintura.



Figura 6.16. Colocación del pegamento sikaflex.

14. Se espera 2 min para que el pegamento este en punto para el pegado.

15. A continuación se colocan láminas de aluminio de 0.8 mm de espesor.

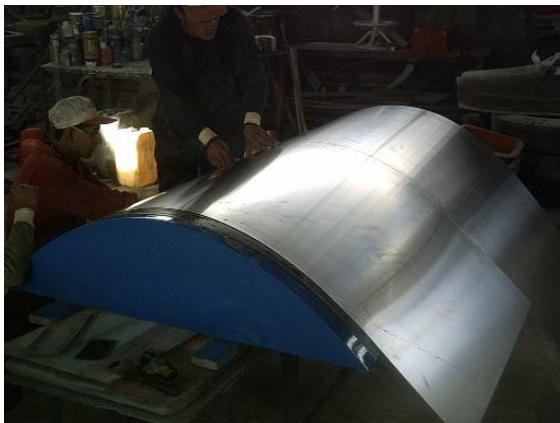


Figura 6.17. Colocación de las láminas de aluminio.

16. Se espera 30 min para que el pegamento seque.





Figura 6.18. Secado del pegamento.

17. Se recortan los excedentes de las láminas de aluminio.



Figura 6.19. Recorte de los excedentes de las láminas de aluminio.

18. Se pinta la superficie y se deja secar la pintura.



Figura 6.20. Pintado de la superficie luego de colocadas las laminas de aluminio.

19. En la unión entre las láminas de aluminio se presenta una cavidad, para corregir esto, se unta masilla automotriz y con lija fina se corrige esta parte de la superficie.



Figura 6.21. Cavidad que se presenta entre las láminas de las láminas de aluminio.





Figura 6.22. Corrección de la cavidad.



Figura 6.23. Terminación de la corrección de la cavidad.

20. Se repite el paso 11.

21. Se repite el paso 12.



Figura 6.24. Primer molde terminado.

Hasta aquí se describió los pasos para la construcción del primer molde, a continuación se describe los pasos para la construcción del primer concentrador:

1. Se unta una capa muy fina de cera cauba con un trapo limpio, por toda la superficie del molde.



Figura 6.25. Colocación de la cera cauba.



Figura 6.26. Cera cauba.

2. Con trapo limpio se humedece toda la superficie del molde con desmoldante PVA, y se deja secar por 10 min.



Figura 6.27. Colocación del desmoldante PVA.



Figura 6.28. Desmoldante PVA.

3. Se prepara el gelco, que es una capa base que se coloca sobre el molde que va a dar el color al concentrador, en el gelco se va adherir la fibra de vidrio. En la tabla 6.3 se presenta los componentes y cantidades para prepara el gelco.

**Tabla 6.7.** Compuestos y cantidades para la preparación del Gelco.

<b>Compuesto</b>	<b>Cantidad</b>
Resina Poliéster	4 gal
Estireno monómero	1 gal
Aerosil	0.5 kg
Cobalto 12%	1/8 lt
Tinte poliéster ( Color blanco )	1/16 kg

Fuente: Fibras Pedrotti



Figura 6.29. Resina Poliéster.



Figura 6.30. Estireno Monómero.



Figura 6.31. Aerosil.



Figura 6.32. Cobalto 12%.



Figura 6.33. Tinte Poliéster ( Color blanco ).



Figura 6.34. Colocación del Gelco.



4. A la mezcla del gelco se coloca 1/5 lt de peroxido de metil etil cetona y con una pistola rociadora-mezcladora, se rocía uniformemente sobre toda la superficie del molde.



Figura 6.35. Peroxido de Metil Etil Cetona.

5. Se deja secar el gelco por 15 min.

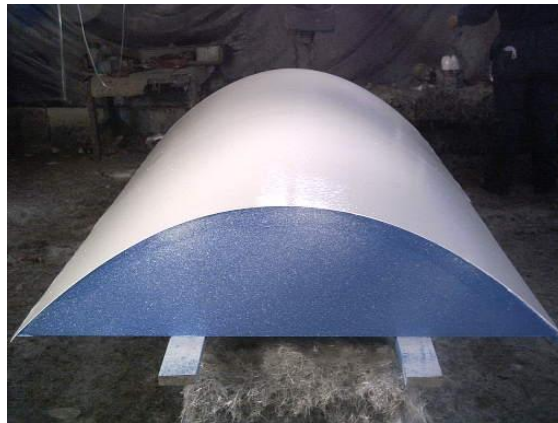


Figura 6.36. Proceso de secado del gelco.

6. Seco el gelco se prepara la resina que junto con la fibra de vidrio darán la resistencia y forma al primer concentrador. La mezcla se prepara con los compuestos y cantidades de la tabla 6.4.

**Tabla 6.8.** Compuestos y cantidades para la preparación de la resina.

<b>Compuesto</b>	<b>Cantidad</b>
Resina Poliéster	40 gal
Estireno monómero	5 gal
Talco tino	25 kg
Cobalto 12%	1/2 lt
Peroxido de Metil Etil Cetona	15 ml

Fuente: Fibras Pedrotti

7. Con la ayuda de una herramienta especial que es una pistola rociadora-mezcladora de fibra de vidrio, la resina preparada y peroxido de metil etil cetona, se rocía una capa de 2 mm de espesor sobre toda la superficie del molde, y se deja secar por 5 min.



Figura 6.37. Pistola rociadora-mezcladora de fibra de vidrio.





Figura 6.38. Colocación de la fibra de vidrio.

8. Con un rodillo se asienta la fibra de vidrio a la superficie del molde.
9. Se vuelve a dar una nueva capa de 2 mm de espesor y se deja secar por 5 min.
10. Se repite el paso 8
11. Se repite el paso 9.
12. Se repite el paso 8.
13. Con una cuchilla se recortan los bordes de la fibra de vidrio.



Figura 6.39. Recortes de los bordes de la fibra de vidrio.

14. Lo siguiente es medir la longitud requerida del concentrador y señalar en la fibra de vidrio.

15. Se barolan tubos de aluminio con la forma del molde y se colocan encima de la fibra de vidrio, teniendo cuidado que estén ubicados a una misma distancia entre sí y que la distancia entre el primer y el último tubo sea menor que la longitud requería por el concentrador.

16. Se colocan refuerzos longitudinales de tubos de aluminio y se remachan a los tubos barolados.

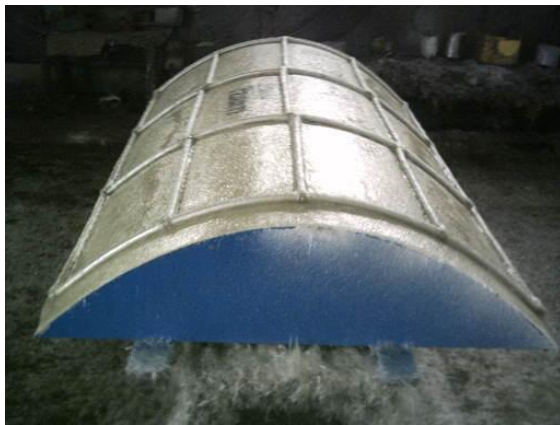


Figura 6.40. Colocación de los refuerzos de aluminio.

17. Para fijar todos los tubos de aluminio se rocía una última capa de fibra de vidrio sobre estos.

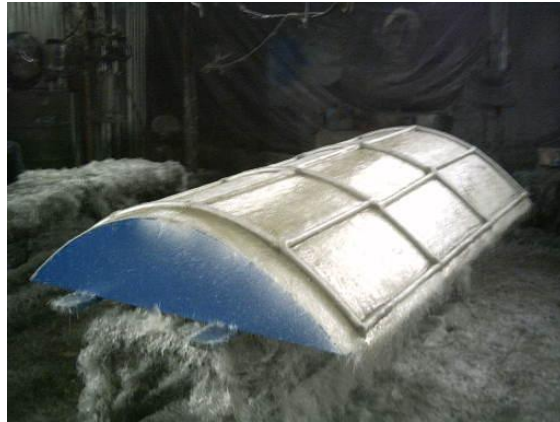


Figura 6.41. Fijación de los refuerzos de aluminio con fibra de vidrio.

18. Todo esto se deja secar por 1 hora.

19. Una vez seca la fibra de vidrio se desmolda el primer concentrador, como el molde es mayor a 200 mm de la longitud del concentrador, se manipula en la parte que sobran los 200 mm para no dañar la demás superficie.



Figura 6.42. Primer concentrador desmoldado.

20. Cuando el concentrador se desmolda se vuelve a medir la longitud requerida del concentrador y con una caladora se corta el excedente.

21. Se inspecciona la superficie interior de la superficie y se observa si tiene imperfecciones, en que caso de que las haya, se las corrige con masilla automotriz para acabado.



Figura 6.43. Superficie interior del primer concentrador corregida con masilla automotriz para acabados.

22. Se fondea la superficie interior del concentrador.



Figura 6.44. Superficie fondeada del primer concentrador.

23. Se deja secar por 15 min.

24. Se pinta la superficie interior del concentrador de color blanco y se deja secar la pintura por 4 horas.

Luego de haber construido el primer concentrador, se fabrica el segundo y definitivo molde que servirá para moldear los demás concentradores.

Los pasos para construir el molde definitivo son:

1. En la superficie interior del concentrador se unta una capa muy fina de cera cauba con un trapo limpio.
2. Toda la superficie interior del concentrador se humedece con desmoldante PVA.
3. Se rocía Gelco por toda la superficie interior del concentrador.
4. Se deja secar por 15 min.
5. Se rocía con la pistola rociadora-mezcladora de fibra de vidrio, resina y peróxido de metil etil cetona, una capa de 3 mm de espesor por toda la superficie interior del concentrador.



Figura 6.45. Rociado de fibra de vidrio en la superficie interior del concentrador.

6. Se deja secar por 5 min., y se vuelve a rociar una capa de 3 mm de espesor.
7. Se deja secar por 5 min. y con una cuchilla se recortan los bordes de la fibra de vidrio.
8. Con un rodillo se asienta toda la fibra de vidrio rociada hasta que el espesor sea de 5 mm.



Figura 6.46. Acentamiento de la fibra de vidrio con rodillo.

9. Se deja secar por 15 min.
10. De el primer molde se extraen las costillas en forma de parábola y se las coloca sobre la fibra de vidrio, esto servirá como refuerzo para el segundo molde.



Figura 6.47. Costillas en forma de parábola extraídas del primer molde.

11. Se rocía una capa de fibra de vidrio en las uniones de las costillas.
12. Se deja secar por 1 hora.
13. Se desmolda el molde definitivo.
14. Observar si no existe imperfecciones, y de ser así se corrige con masilla automotriz para acabados y se lija la superficie.
15. Se fondea la superficie del molde definitivo y se deja secar por 15 min.
16. Para terminar el molde definitivo se pinta la superficie del molde definitivo y se deja secar por 4 horas.

Fabricado el molde definitivo se pueden fabricar todos los concentradores necesarios para el sistema solar térmico cilíndrico parabólico.

Los pasos para construir los concentradores restantes son:

1. En la superficie del molde definitivo se unta una capa muy fina de cera cauba con un trapo limpio.

2. Toda la superficie del molde se humedece con desmoldante PVA.
3. Se rocía Gelco por toda la superficie del molde.
4. Se deja secar por 15 min.
5. Se rocía con la pistola mezcladora de fibra de vidrio, resina y peróxido de metil etil cetona, una capa de 2 mm de espesor por toda la superficie del molde.
6. Con un rodillo se repasa toda la superficie para acentar la fibra de vidrio hasta un espesor de 1 mm.
7. Se deja secar por 5 min. y se vuelve a dar una capa de 2 mm de espesor.
8. Se repite el paso 6.
9. Se repite el paso 7.
10. Se repite el paso 6.
11. Se ubican las pletinas de enganche y se rocía encima fibra de vidrio para fijarlas.
12. Se barolan tubos de aluminio con la forma parabólica y se colocan sobre la fibra de vidrio, teniendo en cuidado que estén ubicados a una misma distancia entre sí y a una distancia entre el primer y el último tubo menor que la longitud requerida del concentrador.
13. Se colocan refuerzos longitudinales de tubos de aluminio y se remachan a los tubos barolados.



14. Para fijar todos los tubos de aluminio se rocía una última capa de fibra de vidrio sobre estos.
15. Se deja secar por 30 min.
16. Una vez seca la fibra de vidrio se desmolda el concentrador.
17. Se inspecciona la superficie interior de la superficie y se observa si tiene imperfecciones, en caso de que las haya, se las corrige con masilla automotriz para acabados.
18. Se fondea la superficie interior del concentrador y se deja secar por 15 min.
19. Se pinta la superficie interior del concentrador con color blanco y se deja secar por 4 horas.



Figura 6.48. Concentradores Cilíndricos Parabólicos.

### 6.2.3 CONSTRUCCIÓN DEL ABSORBEDOR

El absorbedor es el elemento del colector de tipo cilíndrico parabólico donde se concentran todos los rayos solares que llegan al concentrador. Por el interior del absorbedor recorre el fluido de trabajo a ser calentado.

Los pasos para la construcción del absorbedor son:

1. Tornear las tapas a medida, que son las que van a soportar el tubo de cobre y el tubo de vidrio.
2. Realizar agujeros en las tapas y roscar los agujeros para colocar tornillos.
3. Fondear las tapas con fondo para plástico.
4. Pintar las tapas con pintura de alta temperatura.
5. Cortar el tubo de cobre a medida.



Figura 6.49. Tubo de cobre.

6. Pintar el tubo de cobre de color negro mate y dejar secar por 30 min.



Figura 6.50. Proceso de pintura del tubo de cobre.

7. En la mitad de la superficie exterior del tubo de cobre pegar lana de vidrio.
8. Cortar el tubo de vidrio con la herramienta rotary tool, para no tener problemas de roturas o despostillamientos.



Figura 6.51. Proceso de corte del tubo de vidrio.

9. Lijar los extremos del tubo de vidrio.



Figura 6.52. Proceso de lijado del tubo de vidrio.

10. Colocar el tubo de cobre con la lana de vidrio pegada a él dentro del tubo de vidrio.



Figura 6.53. Colocación del tubo de cobre dentro del tubo de vidrio.

11. Colocar las tapas a cada lado del tubo de vidrio e introducir el tubo de cobre por el interior del agujero de las tapas.

12. Pegar las tapas al tubo de vidrio con silicón de alta temperatura.

13. Soldar con suelda de plata los acoples a cada lado del tubo de cobre.

#### **6.2.4 CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO**

El colector cilíndrico parabólico consta de la estructura soporte, el concentrador y el absorbedor.

Los pasos para construir el colector son:

1. Barolar tubos cuadrados de acero con la forma de la superficie exterior del concentrador.
2. Cortar y soldar refuerzos longitudinales a los tubos barolados.
3. Cortar y soldar refuerzos diagonales a los tubos barolados y refuerzos longitudinales.



Figura 6.54. Construcción de la estructura soporte.

4. Fabricar los soportes para el absorbedor.
5. Soldar platinas soporte para los ejes.
6. Agujerear platinas soporte con el diámetro de los ejes.
7. Soldar los ejes a las platinas soporte.
8. Soldar los soportes para el absorbedor a las platinas soporte.
9. Fabricar platinas de enganche.
10. Soldar las platinas de enganche a los tubos barolados.
11. Fondear la estructura soporte y dejar secar por 15 min.
12. Pintar la estructura soporte y dejar secar por 4 horas.



Figura 6.55. Proceso de pintura de la estructura soporte.

13. Fabricar soporte para contrapesos.
14. Fabricar el contrapeso.

15. Ensamblar la estructura soporte con el concentrador cilíndrico parabólico.

16. Cortar la película reflectante a medida y colocar sobre la superficie interior del concentrador.



Figura 6.56. Película reflectante colocada sobre la superficie interior del concentrador.





## CAPÍTULO 7

### MONTAJE, INSTALACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA

#### 7.1 MONTAJE DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO

El montaje se lo realiza conforme se indica en los planos de los anexos 46, 47 y 48. Para el montaje del sistema solar térmico se necesita un suelo lo suficiente plano para la alineación posterior de los ejes.

Los pasos a seguir para el montaje son:

1. Con una brújula ubicar el norte.



Figura 7.1. Ubicación del norte con una brújula.

2. Con la ayuda de una cuerda de diámetro de 1 mm y sujetadores, se ubica un eje paralelo al suelo en dirección norte sur; la cuerda debe tener una longitud mayor a la del sistema solar térmico. Véase plano CS02 – 00/01.

3. A un lado del eje con dirección Norte-Sur y paralelo a este se ubica la base uno y la base dos como se observa en el plano CS02 – 00/01.
4. Ubicado las bases 1 y 2, se marca con un rayador la posición y los lugares donde deben ir los agujeros.



Figura 7.2. Marca en el piso de la ubicación de las bases.

5. En las marcas de los agujeros se realizan perforaciones al suelo con taladro y brocas de concreto de  $\frac{1}{2}$ ”; la profundidad de la perforación debe ser menor a 5 cm de la longitud de los pernos de anclaje.
6. Con la ayuda de un martillo de goma se colocan los pernos de anclaje de  $\frac{1}{2}$ ” en cada uno de los agujeros.



Figura 7.3. Colocación de los pernos de anclaje.

7. Se ubican las bases 1 y 2 en las posiciones antes mencionadas y se ajustan las tuercas y arandelas de los pernos de anclaje para fijar las bases al suelo. Véase plano CS02 – 00/08.



Figura 7.4. Fijación de las bases.

8. Se ubican las columnas ( véase plano CS02 – 00/08 ) como se muestra en el plano CS02 – 00/01, paralelas al eje con la dirección Norte – Sur.
9. Ubicadas las columnas se marca con un rayador la posición y lugares donde deben ir los agujeros.



Figura 7.5. Ubicación de las columnas.

10. Se repite el paso 5.

11. Se repite el paso 6.

12. Se ubican las columnas en las posiciones antes marcadas y se ajustan las tuercas y arandelas de los pernos de anclaje, para fijar las columnas al suelo.



Figura 7.6. Fijación de las columnas.

13. Se coloca una chumacera en un eje de un colector cilíndrico parabólico y el otro eje se introduce en la chumacera de la base 1, la chumacera que se encuentra libre se la ensambla sobre una columna como se muestra en el plano CS02 – 00/08.

14. Se repite el paso 13 para el otro colector cilíndrico parabólico.

15. Para el colector cilíndrico parabólico intermedio se colocan las chumaceras en los ejes y se ensamblan sobre las columnas como está en el plano CS02 – 00/08.

16. Cuando estén montados los 3 colectores se colocan los acoples flexibles en los ejes de los colectores cilíndricos parabólicos y a

continuación se debe dejar a la distancia entre ellos como se muestra en el plano CS02 – 00/01.



Figura 7.7. Colocación de las chumaceras y acoples flexibles.

17. Ensamblar los absorbedores a los soportes de las estructuras soportes.



Figura 7.8. Ensamblaje de los absorbedores.

18. Ensamblar a los colectores cilíndricos parabólicos los contrapesos y soportes de los contrapesos como se indica en el plano CS02 – 00/02.



Figura 7.9. Ensamblaje de los contrapesos y soportes para contrapesos.

19. Cuando se ensamble los contrapesos procurar recorrerlos hacia atrás para que la boca de los concentradores queden hacia arriba.



Figura 7.10. Ubicación y ajustaje de los contrapesos.

20. Ensamblar los soportes de acoples móviles y platinas a las bases 1 y 2 como se indica en los planos CS02 – 00/07 y CS02 – 00/09.



21. Se ubican los soportes para tubería según el plano CS02 – 00/02 y se marcan los agujeros y la posición.
22. Se repite el paso 5.
23. Se repite el paso 6.
24. Se ubican los soportes para tubería según las posiciones antes marcadas y se ajustan las tuercas y arandelas de los pernos de anclaje para fijar los soportes al suelo.
25. Se ubica la estructura soporte para cocina según el plano CS02 – 00/02 y se marcan los agujeros y la posición.
26. Se repite el paso 5.
27. Se repite el paso 6.
28. Se ubica el soporte para cocina según la posición antes marcada y se ajustan las tuercas y arandelas de los pernos de anclaje para fijar el soporte al suelo.
29. Se coloca la cocina sobre la estructura soporte para la cocina como se indica en el plano CS02 – 00/06.
30. Ensamblar la caseta de protección, y ubicar el calentador de agua según el plano CS02 – 00/06.



Figura 7.11. Ubicacion y ensamblaje de la caseta de protección, cocina y tanque calentador.

31. Ensamblar la escalerilla, el soporte de tubería de descarga y el soporte del tanque calentador según el plano CS02 – 00/07.



Figura 7.12. Ensamblaje de la escalerilla.



32. Ubicar el tanque alimentador como indica el plano CS02 – 00/07.



Figura 7.13. Ubicación del tanque alimentador.

## **7.2 INSTALACIÓN DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO**

La instalación se la realiza según lo indicado en los planos de los anexos 46, 47 y 48.

En esta sección se indica la instalación de tuberías, aislante, válvulas, sistema de bombeo, instrumentos de medición, carga del fluido térmico y balanceo del sistema.

Los pasos a seguir para realizar la instalación son:

1. Unir los ejes de los módulos cilíndricos parabólicos junto con los matrimonios hasta que se acoplen.

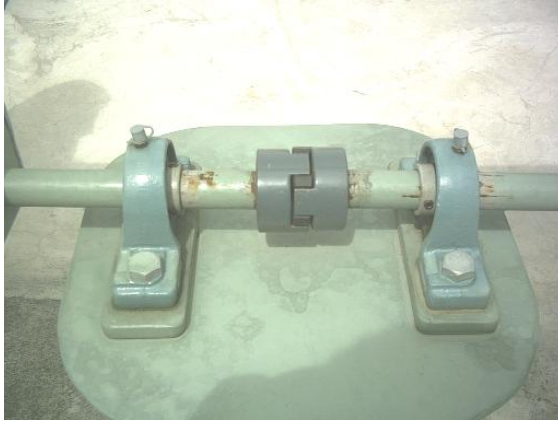


Figura 7.14. Acoplamiento de los ejes y acoples.

2. Colocar los pernos de nivelación en las bases y columnas.



Figura 7.15. Pernos de nivelación.

3. En caso de que los ejes estén desnivelados usar los pernos de nivelación para obtener paralelismo entre los ejes de los módulos cilíndricos parabólicos.
4. Nivelados los ejes, ajustar los prisioneros de los matrimonios y de las chumaceras.



Figura 7.16. Prisioneros de los matrimonios.

5. Balancear los módulos cilíndricos parabólicos desplazando el contrapeso hacia atrás o hacia delante, para equilibrarlos alrededor del eje de giro.



Figura 7.17. Desplazamiento hacia atrás del contrapeso.

6. Balancear los módulos cilíndricos parabólicos desplazando el soporte para contrapeso hacia un lado o hacia el otro para equilibrarlo.



Figura 7.18. Desplazamiento del soporte para contrapeso.

7. Ajustar los prisioneros de los contrapesos y los pernos de los soportes de los contrapesos.



Figura 7.19. Desplazamiento del soporte para contrapeso.

8. Ajustar entre sí las universales de los absorbedores.



Figura 7.20. Universales de los absorbentes.

9. Colocar un acople móvil en el extremo inferior de la tubería codada y acoplada N3, como se indica en el plano CS02 – 00/11 untando silicón de alta temperatura en las juntas.



Figura 7.21. Acople móvil.

10. Instalar la tubería acoplada N1 al tanque de alimentación según los planos CS02 – 00/11 CS02 – 00/02, untando silicón de alta temperatura en las juntas.
11. Instalar la válvula de compuerta de una pulgada (1") en la parte superior de la tubería N3, como se indica en el plano CS02 – 00/11.

12. Instalar la tubería acoplada N2 según plano CS02 – 00/11, untado silicón de alta temperatura en las juntas.
13. Ajustar la universal de unión entre la tubería N1 y N2.
14. Instalar la tubería N4 al absorbedor inicial untando silicón en las junta.
15. Ajustar la tubería N4 y el acople móvil utilizando permatex en la junta.
16. Instalar el termómetro a la tubería N3 usando teflón en la rosca de este.
17. Colocar dos abrazaderas entre el soporte de acople móvil y el acople móvil para fijarlos.



Figura 7.22. Colocación de las abrazaderas.

18. Forrar las tuberías N1, N2, N3 y N4 con lana de vidrio y sujetado con cinta de aluminio.
19. Instalar la tubería N5 al absorbedor final según el plano CS02 – 00/12, usando silicón de alta temperatura en las juntas.
20. Colocar un acople móvil en la tubería N6 según en plano CS02 – 00/12, usando silicón de alta temperatura en las juntas.

21. Ubicar sobre un soporte de tubería a la tubería N6 según el plano CS02– 00/12.
22. Ajustar la unión entre la tubería N5 y el acople móvil usando permatex en la junta.
23. Instalar la tubería N7 como se indica en el plano CS02 – 00/12, usando silicón en las juntas.
24. Instalar la tubería N8 como se indica en el plano CS02 – 00/12, usando silicón en las juntas.
25. Ajustar las universales de unión entre la tubería N8 y la cocina.
26. Instalar en termómetro a la tubería N6 usando teflón en la rosca de este.
27. Colocar dos abrazaderas entre el soporte de acople móvil y el acople móvil para fijarlos.
28. Forrar las tuberías N5, N6, N7 y N8 con lana de vidrio y sujetado con cinta de aluminio.
29. Nivelar la tubería usando el nivelador de abrazadera, véase plano CS02– 10, y ajustar la mariposa del nivelador.
30. Colocar todas las abrazaderas a los soportes para tubería.
31. Instalar la tubería de conexión cocina – calentador, ajustado las universales de unión de la cocina y del calentador de agua a la tubería.
32. Instalar la tubería N9 y N10 a la válvula de globo de ½ “, como se indica en el plano CS02 – 00/13, usando silicón en las juntas.
33. Ubicar el sistema de bombeo según el plano CS02 – 00/01.

34. Instalar la tubería de conexión a la bomba, ajustando las universales de unión del calentador de agua y del sistema de bombeo.
35. Instalar la tubería N13 y N12 a la manguera de ½ “ de alta temperatura utilizando abrazaderas para fijarlas, véase plano CS02 – 00/14.
36. Instalar la tubería N11 al tanque alimentador véase plano CS02 – 00/14, utilizando silicón en las juntas.
37. Ajustar la universal de unión entre la tubería N11 y N12.
38. Abrir la válvula de compuerta de 1 “ de la tubería de alimentación y cerrar la válvula de globo de la tubería de conexión a la bomba.
39. Cargar agua en el tanque de alimentación hasta llenarlo.
40. Observar si existe fuga entre las uniones roscadas o soldadas.
41. Corregir todas las fugas.
42. Conectar las bombas a la energía eléctrica y probar su funcionamiento.
43. Desconectar la tubería de conexión a la bomba.
44. Dejar escapar toda el agua del sistema térmico.
45. Esperar ocho horas para que se evapore parte del agua residual.
46. Colocar un galón de aceite térmico en el tanque de alimentación y dejar correr por todo el sistema de tubería para arrastrar toda el agua que se encuentre en el interior.
47. Instalar la tubería de conexión a la bomba.



48. Cerrar todas las válvulas y llenar el tanque de alimentación con 15 gal de aceite térmico.

49. Abrir la válvula de compuerta y dejar correr el aceite térmico.



Figura 7.23. Válvula de compuerta.

50. En la parte de universal de unión entre la tubería conexión y el sistema de bombeo, aflojar esta universal y a la salida de la boca colocar un recipiente de plástico junto con una balanza electrónica.

51. Abrir la válvula de globo  $\frac{1}{4}$  de vuelta.



Figura 7.24. Válvula de globo de la tubería de conexión a la bomba.

52. Tomar el caudal del flujo del aceite térmico y calibrarlo a 12 Kg/hr.
53. Una vez calibrado el caudal marcar la posición de la palanca de la válvula.
54. Cerrar la válvula de globo.
55. Ajustar la universal de unión entre la tubería de conexión a la bomba y el sistema de bombeo.
56. Abrir la válvula de globo hasta la marca de la posición de la palanca de la válvula y retirar la palanca quitando el perno de fijación a está.
57. Realizar pruebas de la bomba.
58. Llenar con agua el calentador de agua con 23 lt.



Figura 7.25. Tanque de calentamiento lleno de agua.

## 7.3 ENSAYOS DEL SISTEMA

### 7.3.1 DEFINICIÓN DE PARÁMETROS Y VARIABLES A EVALUAR

La cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico con aplicación al sector rural marginal da la posibilidad de realizar pruebas de generación térmica con diferentes fluidos de trabajo y materiales reflectantes, por esta razón es necesario definir los parámetros termofísicos del fluido de trabajo con el que se va a trabajar y las propiedades ópticas del material reflectante.

Los parámetros necesarios de conocer del fluido de trabajo son:

$C_p$  Calor específico a presión constante del fluido de trabajo ( J/kg·K ).

$k_w$  Conductividad térmica del fluido de trabajo ( W/m<sup>2</sup>·K ).

$\mu$  Viscosidad dinámica del fluido de trabajo ( N·s/m<sup>2</sup> ).

El parámetro necesario de conocer del material reflectante es:

$\zeta$  Reflejanza de la superficie del concentrador.

Los siguientes parámetros se necesitan para realizar cálculos y análisis de datos de las pruebas que se realizan con el sistema, estos parámetros son constantes y son parte del diseño del sistema solar térmico; estos parámetros son:

$B$  Apertura de boca de la parábola ( m ).

$\gamma$  Factor de forma de la superficie del concentrador.

$\alpha_{ab}$  Absortancia del tubo del absorbedor.

$\tau_{cu}$  Transmitancia de la cubierta.

$A_t$  Área por metro lineal del tubo del absorbedor ( m<sup>2</sup> ).

$A_a$  Área de apertura del concentrador ( m<sup>2</sup> ).

$D_t$  Diámetro exterior del tubo del absorbedor ( m ).

$D_c$  Diámetro exterior de la cubierta ( m ).

- L Longitud del concentrador ( m ).
- $\dot{m}$  Caudal másico del fluido de trabajo ( kg/s ).
- $m_h$  Masa del agua ( kg ).
- $C_{ph}$  Calor específico del agua ( kg ).
- $m_{al}$  Masa de los alimentos ( kg ).
- $C_{pal}$  Calor específico de los alimentos ( J/kg.K ).

Para analizar y evaluar el diseño de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico es necesario tomar los siguientes datos de prueba, para saber que tan eficiente es el sistema diseñado en la realidad, estos datos deben ser tomados cada 15 min desde las 9h00 hasta las 14h00.

La radiación solar se medirá con un panel fotovoltaico utilizando la corriente de cortocircuito que es igual a 3.68 A, esto significa que cuando en el panel fotovoltaico se mide una corriente de 3.68 A significa que esta llegando una radiación de  $1000 \text{ W/m}^2$ , para calcular la radiación a otros amperajes medidos se utiliza la regla de tres.

- T Temperatura del fluido de trabajo ( K ).
- $T_t$  Temperatura del tubo del absorbedor ( K ).( Tomada en 12 puntos diferentes cada 0.5 m ).
- $T_{amb}$  Temperatura ambiente local ( K ).
- $T_i$  Temperatura inicial del fluido de trabajo ( K )
- $G_b$  Radiación solar directa incidente sobre el concentrador (  $\text{W/m}^2$  ).
- $V_v$  Velocidad del viento local ( m/s ).
- $\bar{T}_{c1}$  Temperatura media de la cubierta en la parte no aislada ( K ).
- $\bar{T}_{c2}$  Temperatura media de la cubierta en la parte aislada ( K ).
- $T_{ial}$  Temperatura inicial de los alimentos ( K ).
- $T_{fal}$  Temperatura final de los alimentos ( K ).
- $T_{fh}$  Temperatura a la que se calienta el agua ( K ).
- $T_{ih}$  Temperatura inicial del agua ( K ).

### 7.3.2 PLANIFICACIÓN DE LAS PRUEBAS

Se realizarán dos análisis, el primero es analizar el rendimiento térmico de los concentradores y el segundo es verificar la fórmula de la temperatura de trabajo en función de la longitud del concentrador. El rendimiento térmico de los concentradores se analizan de dos maneras: la teórica y la experimental, con esta comparación se podrá observar que tan precisas son las ecuaciones obtenidas en el análisis matemático de los concentradores cilíndricos parabólicos, para esto se realizan los siguientes pasos:

Para el cálculo teórico del rendimiento térmico de los concentradores:

1. Se calcula el calor radiante efectivo que llega al tubo absorbedor con la fórmula 5.23.

$$Q_e = G_b \cdot A_a \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab} \quad (5.23)$$

2. Se calcula el factor de remoción con la fórmula 5.91.

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_t \cdot U_{TP}} \cdot \left[ 1 - e^{-\left( \frac{K \cdot A_t \cdot U_{TP}}{\dot{m} \cdot C_p} \right)} \right] \quad (5.91)$$

3. Se calcula el calor útil que absorbe el fluido de trabajo con la fórmula 5.92.

$$Q_{ut} = F_R \cdot [Q_e - A_t \cdot U_{TP} \cdot (T_i - T_{amb})] \quad (5.92)$$

4. Se calcula el rendimiento térmico de los concentradores con la ecuación 3.2.

$$\eta_c = \frac{Q_{ut}}{G_b \cdot A_a} \cdot 100\% \quad (3.2)$$

Los parámetros  $KI$  y  $U_{TP}$  se calculan con el programa "CDTC", ingresando los siguientes datos  $\bar{T}_t$ ,  $\bar{T}_{c1}$ ,  $\bar{T}_{c2}$ ,  $V_v$ ,  $T_{amb}$ ,  $C_p$ ,  $G_b$  y  $k_w$ .

Para el cálculo experimental del rendimiento térmico de los concentradores:

1. Se calcula el calor útil que absorbe el fluido de trabajo con la siguiente fórmula<sup>149</sup>:

$$Q_{utexp} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T - T_i) \quad (7.1)$$

2. Se calcula el rendimiento térmico de los concentradores con la ecuación 3.2.

$$\eta_{cexp} = \frac{Q_{utexp}}{G_b \cdot A_a} \cdot 100\% \quad (3.2)$$

Para comparar el rendimiento térmico experimental y teórico se utiliza la siguiente fórmula:

$$\text{Error}\% = \frac{\eta_{cexp} - \eta_c}{\eta_c} \quad (7.2)$$

Luego se grafica  $G_b$  vs  $\eta_c$  para los rendimientos térmicos de los datos tomados cada 15 min.

Para verificar la validez de la fórmula de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud del concentrador se realizan los siguientes pasos:

1. Se grafican los datos de  $T_t$  ( medidos cada 15 min ) vs  $L$ .
2. Se calcula el calor radiante efectivo que llega al tubo absorbedor en (  $W/m$  ) con la formula 5.25.

---

<sup>149</sup> INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. México. Prentice Hall. 1999. p.432.

$$q_e = G_b \cdot (B - D_c) \cdot \zeta \cdot \gamma \cdot \tau_{cu} \cdot \alpha_{ab} \quad (5.25)$$

3. Se calculan los valores para T con la fórmula 5.88 para valores de x cada 0.5 m.

$$T = \frac{q_e + \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot T_{amb}}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}} + \left[ (T_i - T_{amb}) - \frac{q_e}{\pi \cdot D_t \cdot U_{TP}} \right] \cdot e^{-\left( \frac{K \cdot \pi \cdot D_t \cdot U_{TP} \cdot x}{m \cdot C_p} \right)} \quad (5.88)$$

El calor que absorben los alimentos y el agua en un tiempo determinado se calculan con las siguientes fórmulas:

1. Se calcula el calor que absorben los alimentos con la siguiente fórmula:

$$Q_{al} = \frac{m_{al} \cdot C_{p_{al}} \cdot (T_{fal} - T_{ial})}{t_{ade}} \quad (7.3)$$

$t_{ade}$  Tiempo transcurrido hasta la temperatura final de los alimentos ( s ).

2. Se calcula el calor que absorbe el agua con la siguiente fórmula:

$$Q_h = \frac{m_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{fh} - T_{ih})}{t_{hde}} \quad (7.4)$$

$t_{hde}$  Tiempo transcurrido hasta la temperatura final del agua ( s ).

En el Anexo 41 se puede observar las hojas de toma de datos y cálculos para las pruebas térmicas de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.

### 7.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el Anexo 42 se observan los datos y resultados de las pruebas térmicas realizadas con la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.

Según los datos que se obtuvieron el 5 de Octubre del 2006 desde las 9h00 hasta las 14h00 ( véase Anexo 42 ) los cálculos que se realizaron para la eficiencia tanto teórica como experimental se pueden observar en la figura 7.26.

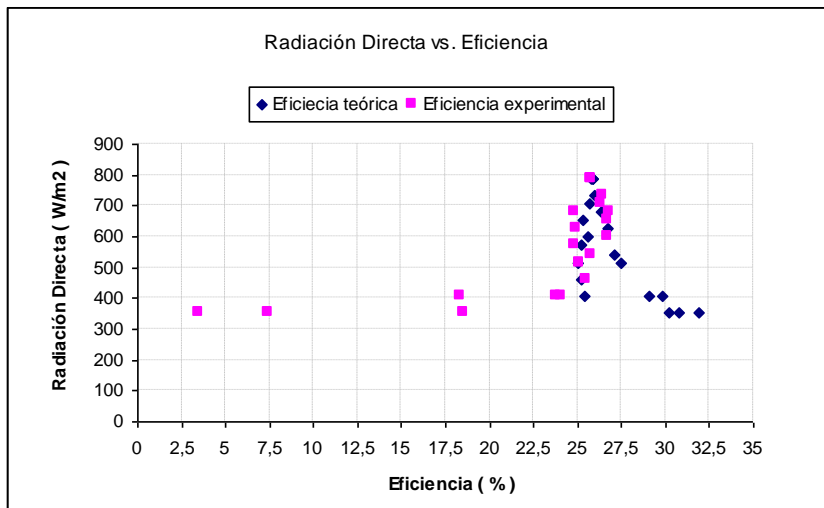


Figura 7.26. Radiación Directa vs. Eficiencia de los CCP.

Según la figura 7.26 los resultados que arrojaron los cálculos, la mayoría de puntos se ubican entre 25% y 27.5%, existen 5 puntos de la eficiencia experimental que se encuentran fuera de la tendencia, esta variación tan grande es debido a que al inicio de las pruebas el sistema no se encuentra en equilibrio térmico, esto quiere decir que gran parte del calor que se toma del Sol sirve para calentar algunos accesorios como el tubo del absorbedor, tuberías y también parte del fluido de trabajo que se encuentra al final de los absorbedores, por esta razón los datos que se encuentran tan dispersos pertenecen a los datos tomados desde las 9h00 hasta las 10h00. A partir de las 10h00 el sistema se equilibra térmicamente en su interior, es por eso que desde esta hora los datos no se encuentran muy dispersos y mantienen la



tendencia entre 25% Y 27.5% independiente de la radiación solar directa que se recibe.

Para calcular la eficiencia promedio tanto teórica como experimental se toman los datos desde las 10h00 hasta las 14h00 debido a que no tienen gran dispersión y así evitar un error en el cálculo de la eficiencia.

Para la eficiencia teórica se calculó un promedio de:

$$\eta_c = 25.942\%$$

Para la eficiencia experimental se calculó un promedio de:

$$\eta_{cexp} = 25.66\%$$

Tomando en cuenta estos valores se puede concluir que el método de cálculo de la eficiencia teórica cumple con las expectativas propuestas para la estimación de la eficiencia de los concentradores cilíndricos parabólicos, así la eficiencia real de los concentradores tiene el valor de **25%**.

La ecuación de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud del absorbedor es una ecuación muy importante para realizar el diseño de los concentradores cilíndricos parabólicos, por esta razón es necesario comprobar su validez. Para comprobar su validez para el cálculo se deben tomar datos de la temperatura de la superficie del tubo del absorbedor, ya que el espesor de la tubería es pequeño y la conductividad del cobre es alta y la temperatura del fluido de trabajo que atraviesa los absorbedores es muy similar, se la puede comparar con los datos que arroje los cálculos que se realicen con la ecuación de la temperatura del fluido de trabajo.

Se toman los datos cada 0.5m y se calcula la temperatura para la misma variación de longitud y se compara los datos para verificar la validez de la ecuación.

Los datos y cálculos que se observan en el Anexo 42 se los grafico para los datos tomados desde las 9h00 hasta las 14h00 cada 15 min.

Según los gráficos del Anexo 42 se observa que entre los datos de la temperatura calculada y real hay una variación considerable desde las 9h00 hasta las 10h00, esta variación es debido que al inicio de las pruebas del sistema como ya se indicó anteriormente no se encontraba en equilibrio térmico, ya que la energía que se recibía del Sol sirve para calentar algunos accesorios del sistema y no se conduce al fluido de trabajo solamente como debería ser, eso sin tomar en cuenta las pérdidas normales hacia el medio ambiente que se presentan.

A partir de las 10h00 se observa en los gráficos del Anexo 42 que la curva de variación de la temperatura del fluido de trabajo vs. Longitud del absorbedor tanto la real como la calculada son muy parecidas y siguen la misma tendencia, independientemente de la hora que se hayan tomados los datos con sus variaciones obvias ambientales.

Con el análisis de los datos calculados se puede concluir que las ecuaciones que se obtuvieron para el modelo matemático del concentrador cilíndrico parabólico son perfectamente valederas para el diseño de concentradores solares cilíndricos parabólicos que se vayan a diseñar y producir a futuro.

Las posibilidades de desarrollo de esta tecnología son altas debido a que teniendo el modelo matemático de los concentradores cilíndricos parabólicos se facilita la opción de la programación de una hoja de cálculo o un programa que facilite la comparación de diferentes materiales reflectantes, superficies del absorbedor y fluidos de trabajo, todo esto a un bajo costo para el diseño de los concentradores solares cilíndricos parabólicos que puedan servir no solo para el calentamiento de agua o la cocción de alimentos, sino también la producción de vapor con fines de generación termoeléctrica, secado de productos agrícolas y refrigeración solar, existiendo un sin número de aplicaciones de esta tecnología con aplicación al sector rural marginal.

## CAPÍTULO 8

### ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

#### 8.1 COSTOS ACTUALES DE COCINAS SOLARES DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICOS

Cocinas solares, de tipo cilíndrico parabólico actualmente no se las puede encontrar a la venta en el país, la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico es la primera que se diseña y fabrica en el Ecuador. Según CIEMAT<sup>150</sup>, en España, el precio<sup>151</sup> de los concentradores cilíndricos parabólicos con sus respectivos absorbedores es de 2500 €/m<sup>2</sup>.

#### 8.2 COSTOS DE PRODUCCIÓN DE UNA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO

Los costos de producción de una cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico se obtiene sumando los costos directos del material, costos directos del trabajo y gastos generales, que se presentan en los subcapítulos 8.2.1, 8.2.2 y 8.2.3. Los datos que se presentan en las tablas que se exponen a continuación fueron obtenidos por el autor del proyecto.

**Tabla 8.1.** Costo Total de Producción de una Cocina Solar Experimental, de Tipo Cilíndrico Parabólico.

<b>Descripción</b>	<b>Costo Total</b>
COSTOS DIRECTOS DEL MATERIAL	\$ 3,955.44
COSTOS DIRECTOS DEL TRABAJO	\$ 2,184.20
GASTOS GENERALES	\$ 1,057.08
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCIÓN</b>	<b>\$ 7,196.72</b>

<sup>150</sup> Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas.

<sup>151</sup> <http://www.ciemat.es>, Solar termoeléctrica, Español, 19 - 05 - 2006.

## 8.2.1 COSTOS DIRECTOS DEL MATERIAL

Los costos directos del material se obtienen sumando los totales de materiales, adquisición y transporte que se observan en los subcapítulos 8.2.1.1, 8.2.1.2 y 8.2.1.3.

**Tabla 8.2.** Costos Directos del Material

Descripción	Valor
Total Materiales	\$ 3,632.29
Total Adquisición	\$ 161.15
Total Transporte	\$ 162.00
<b>COSTOS DIRECTOS DEL MATERIAL</b>	<b>\$ 3,955.44</b>

### 8.2.1.1 Materiales

**Tabla 8.3.** Costo de materiales Módulo Cilíndrico Parabólico.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Arandela plana M14	SA-194-B8	12	\$ 0,10	\$ 1,20
Arandela plana M10	SA-194-B8	18	\$ 0,07	\$ 1,26
Tuerca M14	SA-194-8	12	\$ 0,15	\$ 1,80
Tuerca M10	SA-194-8	18	\$ 0,10	\$ 1,80
Perno M14x30x30	SA-193-B8	12	\$ 0,30	\$ 3,60
Perno M10x50x50	SA-193-B8	18	\$ 0,20	\$ 3,60
Perno avellanado hexagonal	SA-193-B8	30	\$ 0,30	\$ 9,00
Tubo Ø21.3x647 e=2.3	Aluminio	12	\$ 2,90	\$ 34,80
Tubo Ø21.3xdes.1266 e=2.3	Aluminio	6	\$ 5,64	\$ 33,84
Tubo Ø21.3x1961 e=2.3	Aluminio	27	\$ 8,73	\$ 235,71
Platina de enganche 50x120 e=3	SA-36	18	\$ 0,55	\$ 9,90
Concha cilíndrica parabólica 1370x2000	Fibra de Vidrio	3	\$ 300,00	\$ 900,00
Eje Ø22x600	st-37	2	\$ 6,00	\$ 12,00
Lámina 39x39 e=3	SA-36	3	\$ 0,45	\$ 1,35
Lámina 100x150 e=3	SA-36	12	\$ 0,55	\$ 6,60

**Tabla 8.3.** Costo de materiales Módulo Cilíndrico Parabólico (Continuación).

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Lámina 180x180 e=3	SA-36	3	\$ 0.60	\$ 1.80
Tubo Ø27x240 e=2	Galvanizado	3	\$ 2.40	\$ 7.20
Bocin Øe50xØi27x30	st-37	3	\$ 10.00	\$ 30.00
Tubo Ø180x200 e=5	SA-120	3	\$ 20.00	\$ 60.00
Platina 90x83 e=4	SA-36	12	\$ 0.50	\$ 6.00
Platina 90x100 e=4	SA-36	6	\$ 0.50	\$ 3.00
Eje Ø25x200	st-37	6	\$ 13.00	\$ 78.00
Platina 50xdes.45 e=3	SA-36	18	\$ 0.45	\$ 8.10
Tubo cuadrado 20x20x257 e=2	SA-36	48	\$ 0.52	\$ 24.96
Tubo cuadrado 20x20x885 e=2	SA-36	6	\$ 1.78	\$ 10.68
Tubo cuadrado 20x20xdes.1312 e=2	SA-36	9	\$ 2.63	\$ 23.67
Lámina 136x358 e=5	SA-36	6	\$ 2.00	\$ 12.00
			Materiales 1	\$ 1,521.87

**Tabla 8.4.** Costo de materiales Elementos de los Absorbedores.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Tubo Øn 1" Tipo Lx2243	Cobre	1	\$ 23.18	\$ 23.18
Tubo Øn 1" Tipo Lx2384	Cobre	1	\$ 24.65	\$ 24.65
Universal H 1"	Cobre	2	\$ 3.10	\$ 6.20
Tubo Øn 1" Tipo Lx2301	Cobre	1	\$ 23.78	\$ 23.78
Universal M 1"	Cobre	2	\$ 3.10	\$ 6.20
Acople M CxC 1"	Cobre	2	\$ 2.80	\$ 5.60
Aislante Ø25 L=1984	Lana de vidrio	3	\$ 10.00	\$ 30.00
Cubierta L=1984	Vidrio	3	\$ 32.00	\$ 96.00
Tapa Ø75x80	Duralon	5	\$ 11.50	\$ 57.50
Tapa inicial Ø75x42	Duralon	1	\$ 8.50	\$ 8.50
			Materiales 2	\$ 281.61

**Tabla 8.5.** Costo de materiales Módulo de Calentamiento.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Tuerca M10	SA-194-8	8	\$ 0.10	\$ 0.80
Perno M10 30x30	SA-194-B8	8	\$ 0.18	\$ 1.44
Tubo Øn 1" Tipo Lx531	Cobre	1	\$ 5.50	\$ 5.50
Tubo Øn 1" Tipo Lx492	Cobre	1	\$ 5.10	\$ 5.10
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx404	Cobre	10	\$ 1.92	\$ 19.20
Universal H 1"	Cobre	3	\$ 3.10	\$ 9.30
Bandeja de cocción	AISI 304	1	\$ 23.30	\$ 23.30
Tapa inferior	AISI 304	5	\$ 5.00	\$ 25.00
Forro de tapa superior	AISI 304	1	\$ 7.80	\$ 7.80
Tapa superior	AISI 304	1	\$ 18.25	\$ 18.25
Carcaza	AISI 304	1	\$ 30.00	\$ 30.00
L 40x40x3 L=900	SA-36	4	\$ 2.10	\$ 8.40
Tubo cuadrado 20x20x2 L=768	SA-36	4	\$ 1.54	\$ 6.16
Tubo cuadrado 20x20x2 L=800	SA-36	5	\$ 1.80	\$ 9.00
Lámina 1536x800 e=1	Aluminio	1	\$ 7.80	\$ 7.80
L 40x40x3 L=800	SA-36	4	\$ 1.90	\$ 7.60
L 40x40x3 L=514	SA-36	4	\$ 1.20	\$ 4.80
Lamina 480x480 e=1	Tol Galvanizado	1	\$ 2.15	\$ 2.15
Universal H 1/2"	Cobre	1	\$ 1.60	\$ 1.60
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx122	Cobre	1	\$ 0.60	\$ 0.60
Codo 90° SxS 1/2"	Cobre	1	\$ 0.34	\$ 0.34
Reducción SxS 1" a 1/2"	Cobre	1	\$ 2.20	\$ 2.20
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx59	Cobre	1	\$ 0.28	\$ 0.28
Tubo Øn 1" Tipo Lx173	Cobre	1	\$ 1.80	\$ 1.80
Codo 90° SxS 1"	Cobre	2	\$ 1.80	\$ 3.60
Tubo Øn 1" Tipo Lx80	Cobre	1	\$ 0.83	\$ 0.83
Universal M 1"	Cobre	1	\$ 3.10	\$ 3.10
Reducción 1" a 1/2"	Plástico	1	\$ 0.40	\$ 0.40
Válvula de globo 1/2"	Varios	1	\$ 2.80	\$ 2.80
Tapón 1"	Galvanizado	1	\$ 0.18	\$ 0.18
Tapa forro des.Ø410	Tol Galvanizado	1	\$ 8.10	\$ 8.10
Forro tanque de calentamiento	Tol Galvanizado	1	\$ 13.05	\$ 13.05
Universal M 1/2"	Cobre	2	\$ 1.94	\$ 3.88
Acople M 1"	Cobre	2	\$ 2.80	\$ 5.60
Serpentín L=9100	Cobre flexible	1	\$ 38.04	\$ 38.04
Tanque de calentamiento	AISI 304	1	\$ 45.00	\$ 45.00
			Materiales 3	\$ 322.20

**Tabla 8.6.** Costo de materiales Módulo de Soporte y Alimentación.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Chumacera SKF SY 25TB	Varios	1	\$ 4.50	\$ 4.50
Perno completo M17x65x65	SA-193-B8	2	\$ 0.30	\$ 0.60
Perno completo M12x50x50	SA-193-B8	4	\$ 0.25	\$ 1.00
Perno completo M12x65x65	SA-193-B8	4	\$ 0.28	\$ 1.12
Perno completo M10x65x65	SA-193-B8	6	\$ 0.22	\$ 1.32
Perno completo M7x50x50	SA-193-B8	2	\$ 0.10	\$ 0.20
Tubo cuadrado 25x25x520 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.12	\$ 2.24
Tubo cuadrado 25x25x575 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.25	\$ 2.50
Tubo cuadrado 25x25x270 e=1.5	SA-36	1	\$ 0.60	\$ 0.60
Tubo cuadrado 25x25x1000 e=1.5	SA-36	2	\$ 2.18	\$ 4.36
Tubo cuadrado 25x25x500 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.10	\$ 2.20
Tubo cuadrado 25x25x562 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.22	\$ 2.44
Soporte de tubería de descarga 25x350	SA-36	1	\$ 2.25	\$ 2.25
Platina 25x422 e=5	SA-36	2	\$ 0.80	\$ 1.60
Soporte de acople móvil 25xdes.508	SA-36	1	\$ 3.50	\$ 3.50
Tubo cuadrado 25x25x2406 e=1.5	SA-36	2	\$ 5.21	\$ 10.42
Tubo cuadrado 25x25x1330 e=1.5	SA-36	2	\$ 2.88	\$ 5.76
Tubo cuadrado 25x25x450 e=1.5	SA-36	10	\$ 1.02	\$ 10.20
Tubo cuadrado 25x25x500 e=1.5	SA-36	4	\$ 1.10	\$ 4.40
Lámina 500x500 e=2	SA-36	1	\$ 3.20	\$ 3.20
Soporte del tanque calentador 25xdes.4345	SA-36	1	\$ 12.00	\$ 12.00
Tapa roscada 3"	Galvanizada	1	\$ 1.50	\$ 1.50
Tapa pequeña forro 100x100 e=1	Tol Gavanizado	1	\$ 0.50	\$ 0.50
Acople M 1"	Galvanizado	1	\$ 0.65	\$ 0.65
Tapa forro tanque calentador 366x366 e=1	Galvanizado	1	\$ 5.25	\$ 5.25
Acople M SxS 1"	Cobre	1	\$ 2.80	\$ 2.80
Forro tanque alimentador 650x974 e=1	Tol Gavanizado	1	\$ 6.50	\$ 6.50
Tanque de alimentación 703x1871 e=1	AISI 304	1	\$ 0.55	\$ 0.55
			<b>Materiales 4</b>	<b>\$ 94.16</b>

**Tabla 8.7. Costo de materiales Módulo de Soporte en el Extremo.**

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Chumacera SKF SY 25TB	Varios	1	\$ 4.50	\$ 4.50
Perno completo M17x65x65	SA-193-B8	2	\$ 30.00	\$ 60.00
Perno completo M10x65x65	SA-193-B8	6	\$ 22.00	\$ 132.00
Tubo cuadrado 25x25x520 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.13	\$ 2.26
Tubo cuadrado 25x25x575 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.25	\$ 2.50
Tubo cuadrado 25x25x270 e=1.5	SA-36	1	\$ 0.60	\$ 0.60
Tubo cuadrado 25x25x1000 e=1.5	SA-36	2	\$ 2.20	\$ 4.40
Tubo cuadrado 25x25x500 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.10	\$ 2.20
Tubo cuadrado 25x25x562 e=1.5	SA-36	2	\$ 1.25	\$ 2.50
Platina 25x422 e=5	SA-36	2	\$ 0.83	\$ 1.66
Soporte de acople movil 25xdes.508	SA-36	1	\$ 3.50	\$ 3.50
			Materiales 5	\$ 216.12

**Tabla 8.8. Costo de materiales Módulo de Soporte Intermedio.**

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Chumacera SKF SY 25TB	Varios	4	\$ 4.50	\$ 18.00
Perno completo M17x65x65	SA-193-B8	8	\$ 0.30	\$ 2.40
Alza 50x160 e=14	SA-36	4	\$ 2.50	\$ 10.00
Base inferior 300x300 e=3	SA-36	2	\$ 4.45	\$ 8.90
Base superior 300x300 e=3	SA-36	2	\$ 4.45	\$ 8.90
Cartela 100x140 e=3	SA-36	24	\$ 1.50	\$ 36.00
Tubo 3"x1090 e=4	SA-36	2	\$ 27.25	\$ 54.50
			Materiales 6	\$ 138.70

**Tabla 8.9. Costo de materiales Sistema de Bombeo.**

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Bomba	Varios	2	\$ 58.84	\$ 117.68
Caja de proteccion 1930x692 e=1	AISI 304	1	\$ 30.00	\$ 30.00
Bisagra	AISI 304	2	\$ 3.00	\$ 6.00
Aldaba	AISI 304	1	\$ 2.50	\$ 2.50
Manguera de descarga 1/2" L=150	Caucho	1	\$ 2.25	\$ 2.25
Manguera de succion 1/2" L=250	Caucho	1	\$ 4.25	\$ 4.25
Universal M CxS 1/2"	Cobre	2	\$ 2.23	\$ 4.46
			Materiales 7	\$ 167.14



**Tabla 8.10.** Costo de materiales Sistema de Tubería de Alimentación.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Acople H 1" CxS	Cobre	1	\$ 2.80	\$ 2.80
Tubo Øn 1" Tipo Lx224	Cobre	1	\$ 2.31	\$ 2.31
Tubo Øn 1" Tipo Lx94	Cobre	1	\$ 0.97	\$ 0.97
Tubo Øn 1" Tipo Lx59	Cobre	1	\$ 0.61	\$ 0.61
Tubo Øn 1" Tipo Lx50	Cobre	1	\$ 0.52	\$ 0.52
Acople móvil	Varios	1	\$ 30.00	\$ 30.00
Codo 90 1" CxS	Cobre	2	\$ 5.10	\$ 10.20
Tubo Øn 1" Tipo Lx154	Cobre	1	\$ 1.60	\$ 1.60
Tubo Øn 1" Tipo Lx127	Cobre	1	\$ 1.32	\$ 1.32
Codo 90 1" SxS	Cobre	5	\$ 1.80	\$ 9.00
Tubo Øn 1" Tipo Lx166	Cobre	1	\$ 1.72	\$ 1.72
Acople H 1/2" CxS	Cobre	1	\$ 1.40	\$ 1.40
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx60	Cobre	1	\$ 0.30	\$ 0.30
Tee reducción 1" a 1/2"	Cobre	1	\$ 1.83	\$ 1.83
Termómetro	Varios	1	\$ 20.00	\$ 20.00
Tubo Øn 1" Tipo Lx94	Cobre	1	\$ 0.97	\$ 0.97
Válvula de compuerta 1"	Varios	1	\$ 39.00	\$ 39.00
Tubo Øn 1" Tipo Lx396	Cobre	1	\$ 4.10	\$ 4.10
Universal H 1"	Cobre	1	\$ 3.10	\$ 3.10
Universal M 1"	Cobre	1	\$ 3.10	\$ 3.10
Tubo Øn 1" Tipo Lx230	Cobre	1	\$ 2.40	\$ 2.40
Acople M 1" CxS	Cobre	1	\$ 2.80	\$ 2.80
			Materiales 8	\$ 140.05

**Tabla 8.11.** Costo de materiales Sistema de Tubería de Conexión al Módulo de Calentamiento.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Aislante des.80x4460	Lana de vidrio	1	\$ 3.00	\$ 3.00
Perno completo M10	SA-193-B8	10	\$ 0.20	\$ 2.00
Lámina 150x150 e=3	SA-36	4	\$ 0.50	\$ 2.00
Tubo Øn 7/8" x 740	SA-36	4	\$ 3.10	\$ 12.40
Nivelador de abrazadera	AISI 304	4	\$ 23.00	\$ 92.00
Eje Ø 22 L=200	st-37	4	\$ 4.40	\$ 17.60
Abrazadera 148x150 e=1	AISI 304	4	\$ 7.00	\$ 28.00
Universal M 1"	Cobre	1	\$ 3.10	\$ 3.10

**Tabla 8.11.** Costo de materiales Sistema de Tubería de Conexión al Módulo de Calentamiento ( Continuación ).

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Tubo Øn 1" Tipo Lx3006	Cobre	1	\$ 31.06	\$ 31.06
Tubo Øn 1" Tipo Lx3012	Cobre	1	\$ 31.12	\$ 31.12
Acople M 1" CxS	Cobre	2	\$ 2.80	\$ 5.60
Tubo Øn 1" Tipo Lx1388	Cobre	1	\$ 14.34	\$ 14.34
Tubo Øn 1" Tipo Lx608	Cobre	1	\$ 6.30	\$ 6.30
Acople H 1/2" CxS	Cobre	1	\$ 1.40	\$ 1.40
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx60	Cobre	1	\$ 0.25	\$ 0.25
Tee reducción 1" a 1/2"	Cobre	1	\$ 1.83	\$ 1.83
Tubo Øn 1" Tipo Lx360	Cobre	1	\$ 3.72	\$ 3.72
Tubo Øn 1" Tipo Lx266	Cobre	1	\$ 2.75	\$ 2.75
Tubo Øn 1" Tipo Lx50	Cobre	1	\$ 0.52	\$ 0.52
Tubo Øn 1" Tipo Lx60	Cobre	1	\$ 0.62	\$ 0.62
Tubo Øn 1" Tipo Lx327	Cobre	1	\$ 3.40	\$ 3.40
Codo 90 1" SxS	Cobre	5	\$ 1.80	\$ 9.00
Tubo Øn 1" Tipo Lx60	Cobre	1	\$ 0.62	\$ 0.62
Acople H 1" CxS	Cobre	4	\$ 2.80	\$ 11.20
Termómetro	Varios	1	\$ 20.00	\$ 20.00
Acople móvil	Varios	1	\$ 30.00	\$ 30.00
			Materiales 9	\$ 330.83

**Tabla 8.12.** Costo de materiales Tubería de Conexión a la Bomba.

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Válvula de globo 1/2"	Varios	1	\$ 2.80	\$ 2.80
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx317	Cobre	1	\$ 1.25	\$ 1.25
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx109	Cobre	2	\$ 0.44	\$ 0.88
Codo 90 1/2" SxS	Cobre	1	\$ 0.34	\$ 0.34
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx25	Cobre	1	\$ 0.10	\$ 0.10
Válvula de globo 1/2"	Varios	1	\$ 2.80	\$ 2.80
Acople M 1/2" CxS	Cobre	1	\$ 1.40	\$ 1.40
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx39	Cobre	1	\$ 0.12	\$ 0.12
Universal H 1/2"	Cobre	2	\$ 1.55	\$ 3.10
			Materiales 10	\$ 12.79

**Tabla 8.13. Costo de materiales Tubería de Descarga.**

Descripción	Material	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx200	Cobre	1	\$ 0.80	\$ 0.80
Manguera 1/2" alta temperatura L=300	Caucho	1	\$ 2.75	\$ 2.75
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx262	Cobre	1	\$ 1.04	\$ 1.04
Unión 1/2" SxS	Cobre	1	\$ 0.80	\$ 0.80
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx2790	Cobre	1	\$ 11.10	\$ 11.10
Codo 90 1/2" SxS	Cobre	1	\$ 0.34	\$ 0.34
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx50	Cobre	1	\$ 0.20	\$ 0.20
Universal M 1/2"	Cobre	1	\$ 1.55	\$ 1.55
Universal H 1/2"	Cobre	2	\$ 1.55	\$ 3.10
Tubo Øn 1/2" Tipo Lx119	Cobre	1	\$ 0.47	\$ 0.47
Reducción 1" a 1/2" SxS	Cobre	1	\$ 2.20	\$ 2.20
Tubo Øn 1" Tipo Lx77	Cobre	1	\$ 0.31	\$ 0.31
Acople H 1" CxS	Cobre	1	\$ 2.80	\$ 2.80
			Materiales 11	\$ 27.46

**Tabla 8.14. Costo de Varios Materiales.**

Descripción	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
Silicón	3	\$ 3.50	\$ 10.50
Galón de pintura	2	\$ 16.20	\$ 32.40
Galón de fondo	2	\$ 10.35	\$ 20.70
Benzomatic	1	\$ 9.63	\$ 9.63
Cuarto de Galón fondo para plástico	1	\$ 10.38	\$ 10.38
Caneca (5 gal) aceite Regal R&O 46	3	\$ 50.00	\$ 150.00
Electrodos 6011 x 1/8"	5	\$ 2.99	\$ 14.95
Disco abrasivo Ø 7"x1/4"	2	\$ 2.50	\$ 5.00
Disco abrasivo Ø 7"x1/8"	2	\$ 2.15	\$ 4.30
Pernos de anclaje	20	\$ 0.35	\$ 7.00
Cinta de aluminio	1	\$ 5.00	\$ 5.00
Abrazaderas	6	\$ 0.50	\$ 3.00
Permatex	1	\$ 3.50	\$ 3.50
Brocas	GB	\$ 35.00	\$ 35.00
Película reflectiva "Dark Sylver"	20	\$ 3.40	\$ 68.00
		Materiales 11	\$ 379.36

**Tabla 8.15. Costo Total Materiales.**

Materiales 1	\$ 1,521.87
Materiales 2	\$ 281.61
Materiales 3	\$ 322.20
Materiales 4	\$ 94.16
Materiales 5	\$ 216.12
Materiales 6	\$ 138.70
Materiales 7	\$ 167.14
Materiales 8	\$ 140.05
Materiales 9	\$ 330.83
Materiales 10	\$ 12.79
Materiales 11	\$ 27.46
Materiales 12	\$ 379.36
<b>Total Materiales</b>	<b>\$ 3,632.29</b>

**8.2.1.2 Adquisición****Tabla 8.16. Costo de Adquisición.**

<b>Materiales</b>		<b>Adquisición ( 5% Materiales )</b>
Materiales 1	\$ 1,521.87	\$ 76.09
Materiales 2	\$ 109.46	\$ 5.47
Materiales 3	\$ 27.46	\$ 1.37
Materiales 4	\$ 94.16	\$ 4.71
Materiales 5	\$ 216.12	\$ 10.81
Materiales 6	\$ 138.70	\$ 6.94
Materiales 7	\$ 167.14	\$ 8.36
Materiales 8	\$ 140.05	\$ 7.00
Materiales 9	\$ 330.83	\$ 16.54
Materiales 10	\$ 12.79	\$ 0.64
Materiales 11	\$ 27.46	\$ 1.37
Materiales 12	\$ 379.36	\$ 18.97
<b>Total Adquisición</b>		<b>\$ 161.15</b>

### 8.2.1.3 Transporte

**Tabla 8.17.** Costo de Transporte.

<b>Descripción</b>	<b>Transporte</b>
Módulo Cilíndrico Parabólico	\$ 35.00
Elementos de los Absorbedores	\$ 20.00
Módulo de Calentamiento	\$ 15.00
Módulo de Soporte y Alimentación	\$ 25.00
Módulo de Soporte en el Extremo	\$ 15.00
Módulo de Soporte Intermedio	\$ 10.00
Sistema de Bombeo	\$ 5.00
Sistema de Tubería de Alimentación	\$ 5.00
Sistema de Tubería de Conexión al Módulo de Calentamiento	\$ 10.00
Tubería de Conexión a la Bomba	\$ 2.00
Tubería de Descarga	\$ 5.00
Varios Materiales	\$ 15.00
<b>Total Transporte</b>	<b>\$ 162.00</b>

### 8.2.2 COSTOS DIRECTOS DEL TRABAJO

Los costos directos del trabajo se refieren a los costos de mano de obra, vease el subcapítulo 8.2.2.1.

**Tabla 8.18.** Costos Directos del Trabajo.

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Total servicios no profesionales	\$ 224.20
Total servicios profesionales	\$ 1,960.00
<b>COSTOS DIRECTOS DEL TRABAJO</b>	<b>\$ 2,184.20</b>

### 8.2.2.1 Mano de obra

La mano de obra incluye los servicios no profesionales y profesionales, los valores se pueden observar en las tablas 8.19 y 8.20.

#### 8.2.2.1.1 Servicios no profesionales

**Tabla 8.19.** Servicios no profesionales.

<b>Posición</b>	<b>H - H</b>	<b>Valor H - H</b>	<b>Valor Total</b>
Soldaduras	10	\$ 2.50	\$ 25.00
Fabricación Fibra de Vidrio	4	\$ 1.50	\$ 6.00
Limpieza	11	\$ 1.25	\$ 13.75
Torneria	15	\$ 3.50	\$ 52.50
Ensamblaje de Tuberías	8	\$ 2.35	\$ 18.80
Pintura	5	\$ 2.30	\$ 11.50
Fabricación de Forros	10	\$ 1.77	\$ 17.70
Aislamientos	5	\$ 1.69	\$ 8.45
Ensamblaje de Estructuras	15	\$ 2.20	\$ 33.00
Fabricación de Tanques y Cocina	8	\$ 2.50	\$ 20.00
Fabricación de Estructuras	7	\$ 2.50	\$ 17.50
<b>Total servicios no profesionales</b>			<b>\$ 224.20</b>

#### 8.2.2.1.2 Servicios profesionales

**Tabla 8.20.** Servicios profesionales.

<b>Posición</b>	<b>Horas - H</b>	<b>Valor H - H</b>	<b>Valor Total</b>
Director	20	20	\$ 400.00
Codirector	15	20	\$ 300.00
Ejecutor	180	7	\$ 1,260.00
<b>Total servicios profesionales</b>			<b>\$ 1,960.00</b>

### 8.2.3 GASTOS GENERALES

Los gastos generales son los servicios básicos, imprevistos e impuestos, cuyos valores se observan en las tablas 8.22, 8.23 y 8.24.

**Tabla 8.21.** Gastos generales.

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Total servicios básicos	\$ 198.00
Total imprevistos	\$ 88.00
Total impuestos	\$ 771.08
<b>GASTOS GENERALES</b>	<b>\$ 1,057.08</b>

#### 8.2.3.1 Servicios básicos

**Tabla 8.22.** Servicios básicos.

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Energía eléctrica	\$ 120.00
Agua	\$ 30.00
Teléfono	\$ 15.00
Internet	\$ 8.00
Útiles de oficina	\$ 25.00
<b>Total servicios básicos</b>	<b>\$ 198.00</b>

#### 8.2.3.2 Imprevistos

**Tabla 8.23.** Imprevistos.

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Libros	\$ 60.00
Revistas	\$ 15.00
Varios	\$ 13.00
<b>Total imprevistos</b>	<b>\$ 88.00</b>

### 8.2.3.3 Impuestos.

**Tabla 8.24.** Impuestos.

Descripción	Valor	IVA 12%
Costos directos del material	\$ 3,955.44	\$ 474.65
Costos directos del trabajo	\$ 2,184.20	\$ 262.10
Servicios básicos	\$ 198.00	\$ 23.76
Imprevistos	\$ 88.00	\$ 10.56
<b>Total impuestos</b>	<b>\$</b>	<b>\$ 771.08</b>

## 8.3 COSTO OPERACIONAL DE UNA COCINA SOLAR EXPERIMENTAL, DE TIPO CILÍNDRICO PARABÓLICO

Los costos operacionales de una cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico se obtiene sumando los costos de mano de obra, insumos, imprevistos, servicios básicos que se presentan en los subcapítulos 8.3.1, 8.3.2, 8.3.3 y 8.3.4. Los datos que se presentan en las tablas que se exponen a continuación fueron obtenidos por el autor del proyecto.

**Tabla 8.25.** Costo Total Operacional de una Cocina Solar Experimental, de Tipo Cilíndrico Parabólico.

Descripción	Costo por Hora de Operación
Mano de obra de operación	\$ 7.50
Insumos	\$ 7.00
Imprevistos de operación	\$ 3.00
Servicios básicos de operación	\$ 2.00
<b>COSTO OPERACIONAL POR HORA DE FUNCIONAMIENTO</b>	<b>\$ 19.50</b>



### 8.3.1 MANO DE OBRA

**Tabla 8.26.** Mano de obra de operación.

<b>Posición</b>	<b>Valor H - H</b>
Operador	\$ 6.00
Mantenimiento	\$ 1.50
<b>Total mano de obra de operación</b>	<b>\$ 7.50</b>

### 8.3.2 INSUMOS

**Tabla 8.27.** Mano de obra de operación.

<b>Descripción</b>	<b>Costo por Hora de Operación</b>
Carga térmica	\$ 5.00
Materiales de Limpieza	\$ 2.00
<b>Total insumos</b>	<b>\$ 7.00</b>

### 8.3.3 IMPREVISTOS

**Tabla 8.28.** Imprevistos de operación.

<b>Descripción</b>	<b>Costo por Hora de Operación</b>
Reparaciones	\$ 2.00
Varios	\$ 1.00
<b>Total imprevistos de operación</b>	<b>\$ 3.00</b>

### 8.3.4 SERVICIOS BÁSICOS

**Tabla 8.29.** Servicios básicos de operación.

<b>Descripción</b>	<b>Costo por Hora de Operación</b>
Energía eléctrica	\$ 1.00
Agua	\$ 1.00
<b>Total servicios básicos de operación</b>	<b>\$ 2.00</b>

## 8.4 PERÍODO DE RECUPERACIÓN

Para hallar el periodo de recuperación se realiza un análisis económico para el cual se debe tomar en cuenta todos los ingresos, costos y gastos que involucra llevar a cabo este proyecto, cuyo análisis se resume a continuación. Los datos que se presentan en las tablas siguientes fueron obtenidos por el autor del proyecto.

### Ingresos

Para comprobar la factibilidad del proyecto es necesario obtener ingresos por la fabricación y uso de esta tecnología, razón por la cual se han establecido los siguientes medios:

- Por alquiler de la máquina
- Por venta de prototipos
- Seminarios y cursos
- Asesoría de proyectos

**Tabla 8.30. Ingresos**

<b>Ingresos</b>	<b>2007 Total</b>	<b>2008 Total</b>	<b>2009 Total</b>	<b>2010 Total</b>	<b>2011 Total</b>
<b>Ingresos por alquiler de la máquina</b>	\$ 6,000.00	\$ 6,300.00	\$ 6,615.00	\$ 6,945.75	\$ 7,293.04
<b>Ingresos por venta de prototipos</b>	\$ 9,917.98	\$ 10,885.04	\$ 11,897.08	\$ 12,954.10	\$ 14,056.10
<b>Ingresos por seminarios y cursos</b>	\$ 3,000.00	\$ 4,725.00	\$ 4,961.25	\$ 5,209.31	\$ 5,469.78
<b>Ingresos por asesorías de proyectos</b>	\$ 2,000.00	\$ 2,100.00	\$ 2,205.00	\$ 2,315.25	\$ 2,431.01
<b>Total Ingresos</b>	<b>\$ 20,917.98</b>	<b>\$ 24,010.04</b>	<b>\$ 25,678.33</b>	<b>\$ 27,424.41</b>	<b>\$ 29,249.92</b>

Los ingresos por alquiler de la máquina comprenden el alquiler de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico para pruebas y ensayos de laboratorio a instituciones o personas para uso particular.

**Tabla 8.31. Ingresos por alquiler de la máquina.**

<b>Año</b>	<b>Número de usuarios</b>	<b>Número de horas</b>	<b>Valor de hora</b>	<b>Total</b>
2007	40	6	\$ 25.00	\$ 6,000.00
2008	40	6	\$ 26.25	\$ 6,300.00
2009	40	6	\$ 27.56	\$ 6,615.00
2010	40	6	\$ 28.94	\$ 6,945.75
2011	40	6	\$ 30.39	\$ 7,293.04

Los ingresos por la venta de prototipos comprenden la venta de cocinas solares, de tipo cilíndrico parabólico con características similares al anteriormente construido para pruebas y ensayos para uso particular.

**Tabla 8.32.** Ingresos por venta de prototipos.

<b>Año</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Total</b>
2007	1	\$ 9,917.98	\$ 9,917.98
2008	1	\$ 10,885.04	\$ 10,885.04
2009	1	\$ 11,897.08	\$ 11,897.08
2010	1	\$ 12,954.10	\$ 12,954.10
2011	1	\$ 14,056.10	\$ 14,056.10

Los ingresos por cursos y seminarios comprenden la capacitación sobre tecnologías de energía solar de media temperatura y construcción de concentradores de tipo cilíndricos parabólicos dirigidos a sectores productivos.

**Tabla 8.33.** Ingresos por seminarios y cursos.

<b>Año</b>	<b>Número de participantes</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Total</b>
2007	10	\$ 300.00	\$ 3,000.00
2008	15	\$ 315.00	\$ 4,725.00
2009	15	\$ 330.75	\$ 4,961.25
2010	15	\$ 347.29	\$ 5,209.31
2011	15	\$ 364.65	\$ 5,469.78

Los ingresos por asesorías de proyectos comprenden la asesoría a los sectores productivos que han adquirido o están interesados en el desarrollo de estas tecnologías.

**Tabla 8.34.** Ingresos por asesorías de proyectos.

<b>Año</b>	<b>Número de usuarios</b>	<b>Número de horas</b>	<b>Valor hora</b>	<b>Total</b>
2007	2	40	\$ 25.00	\$ 2,000.00
2008	2	40	\$ 26.25	\$ 2,100.00
2009	2	40	\$ 27.56	\$ 2,205.00
2010	2	40	\$ 28.94	\$ 2,315.25
2011	2	40	\$ 30.39	\$ 2,431.01

### Costos

Estos costos son los requeridos para generar los ingresos y se los expone en las tablas 8.35, 8.36, 8.37, 8.38 y 8.39.

**Tabla 8.35.** Costos por alquiler de la maquina.

<b>Año</b>	<b>Número de horas de operación</b>	<b>Costo operacional por hora</b>	<b>Total</b>
2007	6	\$ 19.50	\$ 117.00
2008	6	\$ 20.48	\$ 122.85
2009	6	\$ 21.50	\$ 128.99
2010	6	\$ 22.57	\$ 135.44
2011	6	\$ 23.70	\$ 142.21

**Tabla 8.36.** Costos por venta de prototipos

<b>Año</b>	<b>Número de horas de capacitación</b>	<b>Costo de capacitación por hora</b>	<b>Costo operacional por hora</b>	<b>Total</b>
2007	5	\$ 12.00	\$ 19.50	\$ 157.50
2008	5	\$ 12.60	\$ 20.48	\$ 165.38
2009	5	\$ 13.23	\$ 21.50	\$ 173.64
2010	5	\$ 13.89	\$ 22.57	\$ 182.33
2011	5	\$ 14.59	\$ 23.70	\$ 191.44

**Tabla 8.37. Costos por seminarios y cursos**

<b>Año</b>	<b>Número de horas de duración del seminario</b>	<b>Número de participantes</b>	<b>Alquiler del local por hora</b>	<b>Alquiler de mobiliarios y equipos por hora</b>	<b>Publicidad</b>	<b>Número de horas de operación</b>	<b>Costo operacional por hora</b>	<b>Honorarios de expositor y ayudante por hora</b>	<b>Material didáctico por unidad</b>	<b>Total</b>
2007	25	10	\$ 10.00	\$ 3.50	\$ 200.00	5	\$ 19.50	\$ 20.00	\$ 20.00	\$1,138.50
2008	25	15	\$ 10.50	\$ 3.68	\$ 210.00	5	\$ 20.48	\$ 21.00	\$ 21.00	\$1,300.43
2009	25	18	\$ 11.03	\$ 3.86	\$ 220.50	5	\$ 21.50	\$ 22.05	\$ 22.05	\$1,431.60
2010	25	22	\$ 11.58	\$ 4.05	\$ 231.53	5	\$ 22.57	\$ 23.15	\$ 23.15	\$1,595.79
2011	25	22	\$ 12.16	\$ 4.25	\$ 243.10	5	\$ 23.70	\$ 24.31	\$ 24.31	\$1,675.58

**Tabla 8.38. Costos por asesorías de proyectos.**

<b>Año</b>	<b>Número de horas de asesoría</b>	<b>Honorarios Profesionales</b>	<b>Viáticos</b>	<b>Número de horas de operación</b>	<b>Costo operacional por hora</b>	<b>Total</b>
2007	80	\$ 10.00	\$ 5.00	5	\$ 19.50	\$ 1,297.50
2008	80	\$ 10.50	\$ 5.25	5	\$ 20.48	\$ 1,362.38
2009	80	\$ 11.03	\$ 5.51	5	\$ 21.50	\$ 1,430.49
2010	80	\$ 11.58	\$ 5.79	5	\$ 22.57	\$ 1,502.02
2011	80	\$ 12.16	\$ 6.08	5	\$ 23.70	\$ 1,577.12

**Tabla 8.39. Costos por ingresos**

<b>Costos</b>	<b>2007 Total</b>	<b>2008 Total</b>	<b>2009 Total</b>	<b>2010 Total</b>	<b>2011 Total</b>
<b>Costos por alquiler de la máquina</b>	\$ 234.00	\$ 245.70	\$ 257.99	\$ 270.88	\$ 284.43
<b>Costos por venta de prototipos</b>	\$ 157.50	\$ 165.38	\$ 173.64	\$ 182.33	\$ 191.44
<b>Costos por seminarios y cursos</b>	\$ 1,138.50	\$ 1,300.43	\$ 1,365.45	\$ 1,433.72	\$ 1,505.40
<b>Costos por asesorías de proyectos</b>	\$ 1,297.50	\$ 1,362.38	\$ 1,430.49	\$ 1,502.02	\$ 1,577.12
<b>Total Ingresos</b>	<b>\$ 2,827.50</b>	<b>\$ 3,073.88</b>	<b>\$ 3,227.57</b>	<b>\$ 3,388.95</b>	<b>\$ 3,558.39</b>

**Tabla 8.40. Flujo de fondos**

	2006	2007	2008	2009	2010	2011
	0	1	2	3	4	5
<b>INGRESOS</b>						
INGRESOS POR ALQUILER DE LA MÁQUINA		\$ 6,000.00	\$ 6,300.00	\$ 6,615.00	\$ 6,945.75	\$ 7,293.04
INGRESOS POR VENTA DE PROTOTIPOS		\$ 9,917.98	\$ 10,885.04	\$ 11,897.08	\$ 12,954.10	\$ 14,056.10
INGRESOS POR SEMINARIOS Y CURSOS		\$ 3,000.00	\$ 4,725.00	\$ 4,961.25	\$ 5,209.31	\$ 5,469.78
INGRESOS POR ASESORIAS DE PROYECTOS		\$ 2,000.00	\$ 2,100.00	\$ 2,205.00	\$ 2,315.25	\$ 2,431.01
<b>UTILIDAD BRUTA</b>		<b>\$ 20,917.98</b>	<b>\$ 24,010.04</b>	<b>\$ 25,678.33</b>	<b>\$ 27,424.41</b>	<b>\$ 29,249.92</b>
<b>COSTOS</b>						
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCIÓN</b>	<b>\$ 7,196.72</b>	<b>\$ 7,556.56</b>	<b>\$ 7,916.39</b>	<b>\$ 8,276.23</b>	<b>\$ 8,636.07</b>	<b>\$ 8,995.90</b>
COSTOS DIRECTOS DEL MATERIAL	\$ 3,955.44	\$ 4,153.22	\$ 4,350.99	\$ 4,548.76	\$ 4,746.53	\$ 4,944.31
COSTOS DIRECTOS DEL TRABAJO	\$ 2,184.20	\$ 2,293.41	\$ 2,402.62	\$ 2,511.83	\$ 2,621.04	\$ 2,730.25
GASTOS GENERALES	\$ 1,057.08	\$ 1,109.93	\$ 1,162.79	\$ 1,215.64	\$ 1,268.49	\$ 1,321.35
<b>COSTOS POR INGRESOS</b>						
COSTOS POR ALQUILER DE LA MÁQUINA		\$ 234.00	\$ 245.70	\$ 257.99	\$ 270.88	\$ 284.43
COSTOS POR VENTA DE PROTOTIPOS		\$ 157.50	\$ 165.38	\$ 173.64	\$ 182.33	\$ 191.44
COSTOS POR SEMINARIOS Y CURSOS		\$ 1,138.50	\$ 1,300.43	\$ 1,365.45	\$ 1,433.72	\$ 1,505.40



**Tabla 8.40. Flujo de fondos ( Continuación )**

<b>COSTOS POR ASESORIAS DE PROYECTOS</b>		\$ 1,297.50	\$ 1,362.38	\$ 1,430.49	\$ 1,502.02	\$ 1,577.12
<b>TOTAL COSTOS POR INGRESOS</b>		<b>\$ 2,827.50</b>	<b>\$ 3,073.88</b>	<b>\$ 3,227.57</b>	<b>\$ 3,388.95</b>	<b>\$ 3,558.39</b>
<b>GASTOS ADMINISTRATIVOS Y VENTAS</b>		\$ 565.50	\$ 614.78	\$ 645.51	\$ 677.79	\$ 711.68
<b>DEPRECIACIÓN</b>		\$ 539.75	\$ 539.75	\$ 539.75	\$ 539.75	\$ 539.75
<b>TOTAL COSTOS</b>		<b>\$ 11,489.31</b>	<b>\$ 12,144.80</b>	<b>\$ 12,689.07</b>	<b>\$ 13,242.56</b>	<b>\$ 13,805.73</b>
<b>UTILIDAD OPERACIONAL</b>		<b>\$ 9,428.67</b>	<b>\$ 11,865.24</b>	<b>\$ 12,989.26</b>	<b>\$ 14,181.85</b>	<b>\$ 15,444.20</b>
<b>PARTICIPACION LABORAL ( 15% )</b>		\$ 1,414.30	\$ 1,779.79	\$ 1,948.39	\$ 2,127.28	\$ 2,316.63
<b>IMPUESTO A LA RENTA ( 25% )</b>		\$ 2,003.59	\$ 2,521.36	\$ 2,760.22	\$ 3,013.64	\$ 3,281.89
<b>UTILIDAD NETA</b>		<b>\$ 6,010.78</b>	<b>\$ 7,564.09</b>	<b>\$ 8,280.66</b>	<b>\$ 9,040.93</b>	<b>\$ 9,845.67</b>
<b>FLUJO DE FONDOS NETO PURO</b>	\$ -7,197	\$ 6,010.78	\$ 7,564.09	\$ 8,280.66	\$ 9,040.93	\$ 9,845.67
<b>TASA PERTINENTE DE DESCUENTO</b>		15%	15%	15%	15%	15%
<b>FACTOR DE VALOR ACTUAL A LA TASA DE DESCUENTO</b>		0.87	0.76	0.66	0.57	0.50
<b>VALOR PRESENTE DE LOS FLUJOS DE FONDOS</b>		\$5,226.76	\$5,719.54	\$5,444.67	\$5,169.18	\$4,895.04
<b>VALOR PRESENTE ACUMULADO</b>		\$5,226.76	\$10,946.30	\$16,390.97	\$21,560.15	\$26,455.19
<b>COSTO ( INVERSION ) DEL PROYECTO</b>	\$ -7,197					
<b>SUMA DE LOS FLUJOS DE CAJA ACTUALIZADOS</b>	\$ 26,455.19					

**Tabla 8.41.** Indicadores financieros

INDICADORES	PROYECTO RENTABLE
TASA INTERNA DE RETORNO ( TIR ) = 95%	SI
VALOR ACTUAL NETO ( VAN ) = \$16,746.50	SI
RELACION COSTO-BENEFICIO =3.68	SI
PERIODO REAL DE RECUPERACION = 1.4 Años	1 año 4 meses 24 días

**Tasa Interna de Retorno (TIR):** La tasa interna de retorno o TIR es la tasa de interés pagada sobre saldos insolutos de dinero tomado en préstamo o la tasa de interés ganada sobre el saldo no recuperado de una inversión (préstamo), de tal manera que el pago o ingreso final, lleva el saldo considerado a cero, considerando el interés. La TIR es, pues, una medida relativa de la rentabilidad de una inversión, es aquella tasa que iguala el valor presente de los flujos netos de todos los años del horizonte de evaluación con la inversión inicial.

Para la rentabilidad del proyecto la tasa de retorno debe ser superior a la tasa de descuento o tasa de interés bancaria anual promedio actual. Este método también se basa en el valor temporal del dinero y en los flujos de caja durante toda la vida útil del proyecto. La tasa interna de retorno utiliza el concepto del valor presente, pero intenta evitar la elección arbitraria de una tasa de interés al evaluar una inversión propuesta.

En el flujo de fondos anteriormente analizado el valor de TIR es de 95 % resultando mayor que el 15 % correspondiente a la tasa de descuento lo que indica que el proyecto si es rentable.

**Valor Actual Neto (VAN):** Valor que indica el saldo recuperado de la inversión a través del flujo de capital con los ingresos proyectados al año de inversión. En la evaluación del proyecto el VAN tiene que ser de valor positivo es decir mayor que cero, este método de evaluación es una aplicación directa del concepto del valor presente del dinero. Es necesario escoger una tasa de

interés igual al costo del capital o la tasa de interés a la cual el dinero es prestado para financiar el proyecto.

En el flujo analizado para la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico con aplicación al sector rural marginal se ha obtenido un VAN = \$16,746.50 lo que indica que el proyecto es rentable.

**Relación Costo/Beneficio:** Relación de los beneficios a los costos asociados con un proyecto particular. Un proyecto se considera atractivo cuando los beneficios derivados desde su implantación exceden a los costos asociados. Para el caso particular de este proyecto la relación costo beneficio es = 3.68 lo que significa \$ 3.68 de retorno por cada dólar gastado.

**Periodo Real de Recuperación:** Tiempo en el que se recupera la inversión realizada de un proyecto, indica en que lapso de tiempo se recupera la inversión realizada en un proyecto como consecuencia de las utilidades generadas por cada período de operación del proyecto sujeto a estudio. El periodo real de recuperación para la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico con aplicación al sector rural marginal es de 1.4 años o lo que es igual, 1 año 4 meses y 24 días.

## **8.5 ANÁLISIS COMPARATIVO DEL SISTEMA CONSTRUIDO VS. SISTEMAS SIMILARES EXISTENTES**

Los componentes críticos respecto a la tecnología utilizada, de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico con aplicación al sector rural marginal son los concentradores cilíndricos parabólicos y absorbedores

El precio de importación de los concentradores desde España hasta la ESPE, de la misma cantidad de m<sup>2</sup> que tienen los concentradores que la cocina solar, se puede observar en la tabla 8.42.

**Tabla 8.42** Precio de una máquina similar existente importada.

PRECIO MÁQUINA SIMILAR EXISTENTE EN ESPAÑA (€ /m <sup>2</sup> )		2,800.00
PRECIO MÁQUINA SIMILAR EXISTENTE EN ESPAÑA ( \$/m <sup>2</sup> )		3,500.00
Peso de la máquina ( kg/m <sup>2</sup> )		55.5
Metros cuadrados necesarios a importar m <sup>2</sup> ( BxL )		7.2
Precio maquina en España		\$ 25,200.00
Transporte desde fabrica hasta puerto		\$ 150.00
Embalaje		\$ 80.00
Precio FOB		\$ 25,430.00
Peso kg		399.6
Costo flete \$/kg		\$ 1.00
Flete		\$ 399.60
Seguros 1% de FOB		\$ 254.30
<b>CIF</b>	<b>FOB+Seguros y Fletes</b>	<b>\$ 26,083.90</b>
Aduana 5% de CIF		\$ 1,304.20
Bodega 0.04% de CIF		\$ 10.43
Tasa de modernización 0.05% de CIF		\$ 13.04
Aporte INNFA 0.50% de CIF		\$ 130.42
<b>Base imponible</b>		<b>\$ 27,541.99</b>
IVA 12% de base imponible		\$ 3,305.04
Transporte desde puerto hasta ESPE		\$ 100.00
Verificadoras 1% de FOB		\$ 254.30
Agente de Aduana		\$ 134.96
<b>TOTAL LIQUIDADO EN ESPE</b>		<b>\$ 31,336.29</b>

Fuente: Propia<sup>152</sup>

C.I.F.: Costo seguros y fletes. Puerto de destino convenido.

F.O.B.: Franco a Bordo. Puerto de carga convenido.

<sup>152</sup> Los valores de los aranceles de importación fueron consultados en el folleto del Seminario: Avaluo Técnico de Maquinaria y Equipos Industriales.

En la tabla 8.1 se indica el costo de producción de la cocina es de \$ 7,196.72. La diferencia entre importar los concentradores y el costo de producción de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico es de:

$$\text{\$ } 31,336.29 - \text{\$ } 7,196.72 = \text{\$ } 24,139.57$$

Importar los concentradores tendrá un costo de \$ 24,139.57 más que el costo de producción de la cocina construida.

La relación entre la importación y el costo de producción es:

$$\frac{\text{\$}31,336.29}{\text{\$}7,196.72} \cdot 100\% = 435.4\%$$

Los concentradores importados son 435.4% más costosos que la producción de la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico.

Hay que tener en cuenta que la importación de los concentradores incluye los absorbedores, para ponerlos en funcionamiento es necesario construir las bases, tanques, tuberías, la cocina, etc. Por lo que el costo de producción de un sistema solar construido con concentradores cilíndricos parabólicos importados similar a la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico es más alto a \$ 31,336.29.

La diferencia alta de costo entre un sistema con concentradores importados y la cocina solar fabricada en Ecuador, es por la venta de tecnología que realizan los países desarrollados, hay que tener en cuenta que la venta de los concentradores en el exterior solamente incluye los concentradores y los absorbedores en sí, mas no el cómo fabricarlos ni tampoco información del modelo matemático que los gobierna, sin esta información no es posible homologar esta tecnología con otros diseños y modelos similares para estudios posteriores a futuro.



## CAPÍTULO 9

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### CONCLUSIONES:

1. Se realizó el Diseño y Construcción de una Cocina Solar Experimental, de tipo Cilíndrico Parabólico con Aplicación al Sector Rural Marginal, la misma que sirvió y servirá para realizar pruebas de generación térmica y la homologación a futuro de sistemas solares de tipo cilíndrico parabólico.
2. La realización de las pruebas de generación térmica valió para comprobar la validez de las ecuaciones del modelo matemático de los concentradores cilíndricos parabólicos.
3. La eficiencia térmica de los concentradores cilíndricos parabólicos es de 25%.
4. La ecuación de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud del absorbedor es perfectamente valedera para el diseño de concentradores solares.
5. La posibilidad de desarrollar la tecnología de los concentradores solares cilíndricos parabólicos es alta debido a que su fabricación es sencilla, y su diseño se facilitará con la utilización de las ecuaciones del modelo matemático.
6. La base de datos experimentales creada con las pruebas de generación térmica que se realizó, servirá para comprender el comportamiento térmico de los concentradores solares en diferentes condiciones de trabajo.

## RECOMENDACIONES:

1. Se puede homologar futuros sistemas solares de tipo cilíndrico parabólico probando y experimentado con los concentradores ya construidos obteniendo datos reales y poder predecir el comportamiento de nuevos diseños
2. Se recomienda tomar en cuenta el tipo de fluido de trabajo con el que se realiza las pruebas, ya que el modelo matemático que aquí se expone sirve para pruebas en las que el fluido de trabajo no presente cambio de fase, es decir con un punto de ebullición alto.
3. Se puede mejorar la eficiencia de los concentradores utilizando materiales reflectivos con reflectividades más altas que se los puede conseguir en el exterior, o reduciendo las pérdidas como tener absorbedores que en el espacio comprendido entre el tubo del absorbedor y la cubierta se extraiga el aire que se encuentre ocupado este lugar.
4. Si el fluido de trabajo presenta cambio de fase, es necesario obtener otra ecuación de la temperatura del fluido de trabajo en función de la longitud del absorbedor.
5. Se debe poner especial énfasis en la fabricación del molde de los concentradores solares, ya que de esto depende la eficiencia con la que los rayos solares se reflejen al absorbedor.
6. La base de datos de las pruebas que se realizaron con la cocina solar experimental, de tipo cilíndrico parabólico sirve para entender el funcionamiento del sistema, se necesita realizar nuevas pruebas y una base de datos diferente para observar el comportamiento de los concentradores ya sea con diferentes materiales reflectantes o fluidos de trabajo.



## REFERENCIAS

### BIBLIOGRÁFICAS

ALMANZA, R., MUÑOZ, F. Ingeniería de la energía solar. Primera ed. México. El Colegio Nacional. 1993.

Barbieri, A., Sodré, U. La Función Cuadrática (parábola). Primera ed. Brasil. Encino Fundamental: Projct Matweb. s.f.

BJORKSTEN, J., y LAPPALA, R. P., Photodegradation of plastic films, Primera ed. Plastics Technology. 1957.

CENGEL, Y., BOLES, M. Termodinámica Tomo I. 2da. ed. México. McGraw-Hill. 2000.

DUFFIE, J. A. y BECKMAN, W. A., Solar Energy Thermal Processes, Primera ed. Nueva York, John Wiley and Sons. 1974.

GIECK, K. Manual de formulas tecnicas. Decimo sexta ed. México. Representaciones y servicios de ingenieria. 1975.

INCROPERA, F., DeWITT, D. Fundamentos de Transferencia de calor. 4a. ed. Mexico. Prentice Hall. 1999.

J.B. Jonson, F.E. Turneasure, y C.W. Bryan. Modern Framed Structures.3ra. ed. New York. John Wiley & Sons, Inc. 1910.

KREITH, F., DAVENPOT, R. y FEUSTEL, J., Status Review and Prospects for Solar Industrial Process Heat ( SIPH ).

LEHMANN, H.C. Geometría Analítica. Primera ed. México. Editorial Limusa. 1994.

MEINEL, A.B. Y MEINEL, M.P., Applied Solar Energy. An Introduccion., E.U.A., Addison – Wesley Publishing Co.,1976.

MnGILL, J.D.y KING,W.W. Mecanica para Ingenieria. Traducido del inglés por Ing. Jose de la Cera. 3da. ed. México. Grupo Editorial Iberoamerica. 1991.

MOTT, R.L. Diseño de Elementos de Maquinas. Traducido del inglés por Arturo Cordova just. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2002.

NORTON, R.L. Diseño de Maquinaria. Traducido del inglés por Ana García. 2da. ed. México. Mc Graw-Hill. 2000.

THEKAEKARA, M.P. Data Incident Solar Energy. Institute for Environmental. Suppl. Proc. 20<sup>th</sup> Ann Meeting Inst. for Enviromental Sci. 1974. p. 21.

#### **PUBLICACIONES NO PERIÓDICAS**

ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGÍA. Manual de generación eléctrica con energía solar. 1993. p. 136

#### **DIRECCIONES DE INTERNET**

<http://mail.inenco.net/~asadedit/avermas/averma4/08-11.pdf>, Estudio de Materiales Reflectivos para Concentradores Solares, Español, 2002.

<http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/Solar4.pdf>, Concentradores solares de media temperatura, Español. 14 -11-2003.

[www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF](http://www.tucbbs.com.ar/users/arias/Antenas.PDF). Antenas con reflectores parabólicos. Español. 05-04-2004.

<http://www.esi.us.es/php/infgen/aulav/sistercon.pdf>, Sistemas termosolares de concentración, Español, 19 - 05 - 2004.

[http://www.sky.net.co/energia/FV\\_Anexo4.PDF](http://www.sky.net.co/energia/FV_Anexo4.PDF), Radiación solar, Español, 14 - 06 - 2004.

[http://www.solartronic.com/Sistemas\\_Fotovoltaicos/Curso\\_Breve/curso\\_iteso.pdf](http://www.solartronic.com/Sistemas_Fotovoltaicos/Curso_Breve/curso_iteso.pdf), Energía Solar, Español, 15 - 07 - 2004.

[www.automationdirect.com](http://www.automationdirect.com), Sistema de motores paso a paso ( Manual ), Español, 8-12-2005.