

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**CONSTRUCCIÓN Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO
TÉRMICO DE UN DESHIDRATADOR INDIRECTO DE CACAO
PARA PRUEBAS DE LABORATORIO**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Coursey Esáa, Allan David
Fraute Hernández, Mariana Elizabeth
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2013

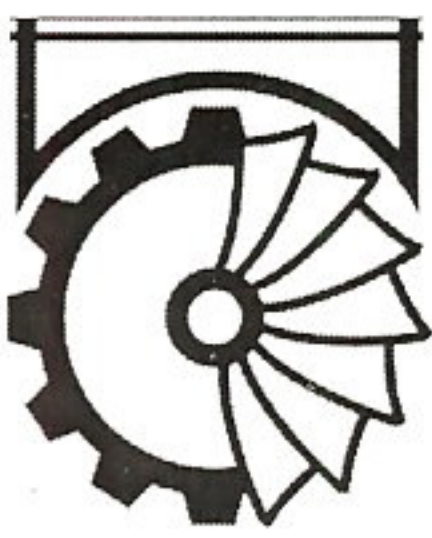
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

CONSTRUCCIÓN Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE UN DESHIDRATADOR INDIRECTO DE CACAO PARA PRUEBAS DE LABORATORIO

Tutor académico: Prof. Johane Bracamonte

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Coursey Esáa, Allan David
Fraute Hernández, Mariana Elizabeth
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2013



Caracas, 17 de octubre de 2013

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el (los) bachiller (es):

Coursey E. Allan D. y Fraute H. Mariana E..

Titulado: *“Construcción y Puesta a Punto de un Deshidratador Solar de Cacao Indirecto y por Convección Forzada para Pruebas de Laboratorio”*

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Prof. *عثمان Falcón*
Jurado



Prof. *Alfonso Mateo*
Jurado

Prof. *Johane Bracamonte*
Tutor

“50 años de la creación de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, de la Escuela de Ingeniería Mecánica y del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales”



Caracas, 17 de octubre de 2013

Ciudadano
Prof. Gerardo Ramírez.
Jefe de División de Control de Estudios
Presente.

Quienes suscriben profesores del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar a el (los) bachiller(s):

Coursey E. Allan D.

y

Fraute H. Mariana E.

Titulares de la Cédula de Identidad N° 15.133.385 y 19.556.555 respectivamente.

“MENCION TRABAJO ESPECIAL DE GRADO”

Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado Titulado:

“Construcción y Puesta a Puesta a Punto de un Deshidratador Solar de Cacao Indirecto y por Convención Forzada para Pruebas de Laboratorio”

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos a usted,


Prof. *Osmán Falcón*
Jurado




Prof. *Alfonso Mateo*
Jurado


Prof. *Johane Bracamonte*
Tutor

“50 años de la creación de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, de la Escuela de Ingeniería Mecánica y del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales”

DEDICATORIA

A mi abuela

Mariana

A todas aquellas personas que se caen siete veces y se levantan ocho.

Allan

AGRADECIMIENTOS

Primero que nada a la ilustre Universidad Central de Venezuela por permitirme crecer a nivel personal y profesional en sus espacios.

A nuestro tutor académico, el profesor Johane Bracamonte por su apoyo y confianza en este proyecto especial de grado.

A mis padres por todo el apoyo brindado a lo largo de este proyecto y por sus sabios consejos. Alcanzar esta meta es únicamente posible gracias a ustedes. Los amo

A mi hermano Oscar y a Andreina, los mejores mentores a lo largo de mi carrera universitaria.

A Allan, mi compañero de tesis por mantener la paciencia cuando yo no la tenía.

A los técnicos del galpón de ingeniería mecánica quienes durante lo que fue la construcción del banco de prueba nos brindaron su apoyo.

A los profesores Miguel Baritto y Pedro Cadenas por sus aportes a este trabajo especial de grado.

A la empresa Friomatic por la asesoría técnica.

A Mario Rosales y Tomás Rojas quienes nos aportaron soluciones y nos acompañaron en el laboratorio mientras construíamos el banco de pruebas.

A Antonio Nieves (cuervo) y Armando Tarazona por su buena voluntad cada vez que pedíamos su ayuda.

Por último a todos nuestros amigos que nos acompañaron en esta carrera universitaria nada de esto sería lo mismo sin su presencia.

Gracias Totales!

Mariana Fraute

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a la ilustre Universidad Central de Venezuela por darme la inmensa oportunidad de formarme a nivel personal y profesional en tan prestigiosa institución.

Al profesor Johane Bracamonte, tutor académico de este Trabajo Especial de grado, por haberme ofrecido la oportunidad de desarrollar el proyecto así como toda la ayuda para poder culminarlo.

A mi familia por su apoyo incondicional en todos estos años.

A Carolina Leguen, por ser un soporte constante durante este tiempo.

A Mariana Fraute, excelente compañera de tesis, por haberme dado la confianza de ser su compañero. Sin ella no hubiera sido posible desarrollar este trabajo.

Al Ingeniero Vizcaya y todo el equipo de técnicos del galpón de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su constante ayuda para lograr la construcción del banco de pruebas.

A los profesores Miguel Baritto y Pedro Cadenas por sus aportes al presente trabajo.

Al Ingeniero Fernando Gómez por la asesoría técnica para resolver retos que se presentaron durante la construcción.

A la familia Fraute por donar la instalación del aire acondicionado del laboratorio de transferencia de calor de la escuela de Ingeniería Mecánica, así como su colaboración en conseguir materiales para la construcción y los almuerzos de los fines de semana.

A mis compañeros Antonio Nieves, Armando Tarazona, Mario Rosales, Tomás Rojas por toda la colaboración prestada en el desarrollo del banco de pruebas.

A la empresa Friomatic por su asesoría técnica.

Al resto de los compañeros de la escuela por su constante palabras de apoyo.

Allan Coursey

RESUMEN

COURSEY E. ALLAN D., FRAUTE H. MARIANA E.

CONSTRUCCION Y DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE UN DESHIDRATADOR INDIRECTO DE CACAO PARA PRUEBAS DE LABORATORIO

**Tutor académico Prof. Johane Bracamonte. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Mecánica. 2013, 117 páginas.**

**Palabras Claves: Cacao, Humedad, Colector Solar, Cámara de secado,
Deshidratación, Banco de Pruebas**

El presente trabajo constituye la última etapa del proyecto FONACIT N° 2011000771: “Modelado, diseño y construcción de un colector solar para uso agrícola”, el cual tiene por objeto la construcción de un deshidratador solar tipo torre de convección forzada para secar granos de cacao. El dispositivo permitirá modificar las características del colector solar como la longitud, diámetro hidráulico, ángulo de inclinación y número de cubiertas, permitirá también controlar los parámetros del proceso de secado como la temperatura y flujo másico, y adicionalmente proteger al producto de la intemperie y la acción de animales e insectos. Para lograr esto, se estudió y rediseñó el prototipo propuesto por los Ingenieros Carvallo y Meza (2013) en su Trabajo Especial de Grado “Diseño de un secador solar prototipo de placas planas para pruebas en laboratorio”. Posteriormente, se realizó un ensayo donde se deshidrató 15 Kg de cacao en el banco de pruebas y se comparó con el secado de 2 Kg empleando el método tradicional, durante un período de tres días, encontrándose una mayor tasa de deshidratación en el dispositivo diseñado. Finalmente, se calculó el rendimiento térmico del deshidratador siguiendo el protocolo de la norma ANSI/ASHRAE 93 – 2003 y se elaboró el respectivo manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

LETRAS GRIEGAS

α : Ángulo de incidencia

ρ : Densidad del aire, [Kg/m³]

σ : Esfuerzo cortante, [Pa]

$\tau \alpha_e$: Transmisividad – absorptividad efectiva del producto, adimensional

SÍMBOLOS

A_a : Área transparente frontal para un colector no concentrador de radiación solar, [m²]

A_g : Área bruta del colector, [m²]

C: Condición de extremo, adimensional

C_p : Calor específico del fluido de transferencia de calor, [J/ (Kg. °C)]

C_A : Capacidad de calor efectiva del colector solar, [J/°C]

d: Diámetro de entrada al difusor, [m]

D: Diámetro de salida del difusor, [m]

E: Modulo de elasticidad, [Pa]

E_c : energía consumida, [KWh]

FS: Factor de seguridad

F' : Factor de eficiencia de la placa absorción, adimensional

F_R : Factor de eliminación de calor del colector solar, adimensional

F: Peso, [N]

g : Gravedad, $[m/s^2]$

G_t : Irradiación solar global que incide sobre el plano de apertura del colector, $[W/m^2]$

$h_{f,i}$:Entalpía del fluido a la entrada del colector, $[J/Kg]$

$h_{f,e}$:Entalpía del fluido a la salida del colector, $[J/Kg]$

h_a :Entalpía de la mezcla aire-agua en el ambiente, $[J/Kg]$

Hz: Hertz que registra el módulo de adquisición de datos del medidor de flujo

H_r : Pérdida de carga, $[Pa]$

h : Horas de ensayo

I_x : Momento de inercia respecto al eje x, $[mm^4]$

I_y : segundo momento de área respecto al eje y, $[m^4]$

L : Longitud, $[mm]$

l : longitud del tubo inferior, $[m]$

m : Flujo de masa del fluido, $[Kg/s]$ (lbm/h)

m_{aire} : Flujo másico del aire, $[K/s]$

m_i : Flujo másico a la entrada del colector, $[Kg/s]$

m_e : Flujo másico a la salida del colector, $[Kg/s]$

M : Momento en el empotramiento, $[N-m]$

n : Número de clicks del circuito interface, que en este caso corresponde al valor constante de 18

n_g : Eficiencia del colector basada en la superficie bruta del mismo, $[\%]$

ΔP : Caída de presión, $[Kpa]$

P: Presión absoluta del aire, [Kpa]

P_{cr}: Peso crítico, [N]

q_u: Rata de energía útil extraída del colector, W [Btu/h]

R: Constante universal de los gases ideales, [KJ/Kg.K]

R₁: Reacción en el empotramiento, [N]

RPM: Revoluciones por minuto del medidor de flujo

S_y: Esfuerzo a la fluencia, [Pa]

t_{f,i}: Temperatura del fluido a la entrada del colector, [°C]

t_{f,e} : Temperatura del fluido a la salida del colector, [°C]

t_{f,i}: Temperatura del aire a la entrada del colector solar, [°C]

t_{f,e,T}: Temperatura del aire a la salida del colector solar, [°C]

t_{f,e,inicial}: Temperatura del aire a la salida del colector solar en el comienzo del período de la constante de tiempo, [°C]

T: tiempo, [s]

U_L: Coeficiente de pérdida de transferencia de calor del colector, [W/(m².°C)]

v₁: Velocidad de entrada de aire al difusor, [m/s]

v_{aire}: Volumen específico del aire, [m³/Kg]

V: Velocidad del flujo de aire, [m/s]

W= potencia consumida, [W]

y_{máx} : deflexión máxima, [m]

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ÍNDICE DE TABLAS	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I	3
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1 Motivación	3
1.2 Planteamiento del problema	4
1.3 Objetivos	5
1.3.1 Objetivo general.....	5
1.3.2 Objetivos específicos.....	5
1.4 Alcances y Limitaciones	6
1.4.1 Alcances	6
1.4.2 Limitaciones	6
CAPÍTULO II.....	7
REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE SECADO.....	7
2.1 Producción del cacao.....	7
2.2 Proceso básico de secado	8
2.3 Especificaciones del diseño original	9
2.4 Rediseño y Construcción de la cámara de secado	11
2.4.1 Requerimientos del diseño de la cámara de secado	11
2.4.2 Limitaciones de la cámara de secado.....	12
2.5 Propuestas de diseño para la cámara de secado	12
2.5.1 Selección del diseño de la estructura de la cámara de secado	13
2.6 Modificaciones al diseño original.....	15
2.6.1 Difusor	15
2.6.2 Estructura de la cámara de secado	18
2.6.3 Bandejas	20
2.6.4 Cálculos de apoyos de la cámara de secado	23
CAPÍTULO III	27
REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR	27
3.1 Colectores solares	27

3.2 Descripción general de un colector solar plano.....	28
3.3 Especificaciones del diseño original	29
3.4 Rediseño y construcción del colector solar	30
3.4.1 Requerimientos del diseño del colector solar	30
3.4.2 Limitaciones del colector solar	31
3.5 Modificaciones al diseño original.....	31
3.5.1. Módulo fijo	31
3.5.2. Módulo móvil.....	35
3.5.3. Placa cubierta.....	36
CAPÍTULO IV.....	39
RE diseÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN Y ROTACIÓN DEL COLECTOR SOLAR	39
4.1 Estructura de soporte del colector solar	40
4.1.1 Cálculos de la estructura soporte del colector	42
4.2 Base de la estructura soporte	45
4.2.1 Cálculos de la base de la estructura soporte del colector solar	47
4.3 Sistema de frenado.....	49
4.4 Resultados de la construcción.....	50
CAPÍTULO V.....	52
INSTRUMENTACIÓN.....	52
5.1. Instrumentación en el colector solar	52
5.1.1. Medición de flujo de aire.....	53
5.1.2. Medición de temperatura	54
5.1.3. Medición de presión	56
5.1.4. Medición de la radiación solar.....	57
5.2. Instrumentación en la cámara de secado.....	57
5.3 Medición de condiciones ambientales.....	58
5.4 Simulación de la circulación de aire dentro del colector	58
5.5. Sistema de adquisición de datos.....	59
CAPÍTULO VI.....	62
REN DIMIENTO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR.....	62
6.1 NORMA ANSI/ASHRAE 93 – 2003.....	64
6.1.1 Constante de tiempo del colector solar	66
CAPÍTULO VII.....	68
ENSAYOS EXPERIMENTALES.....	68
7.1 Ensayo secado de granos de cacao fermentados	68
7.2 Resultados del ensayo	75
7.3 Ensayo para determinar el rendimiento térmico del colector solar.....	80
CAPÍTULO VIII.....	82

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	82
8.1 Operación.....	82
8.1.1 Manual de operación del colector solar.....	82
8.1.1.1 Variación de los parámetros que afectan el radio hidráulico	82
8.1.1.2 Movimiento de rotación e inclinación de los módulos.....	84
8.1.2 Puesta en marcha del ventilador centrifugo	87
8.1.3 Traslado del colector.....	87
8.1.4 Manual de operación de la cámara de secado.....	87
8.1.4.1 Manejo de las bandejas de la cámara de secado	87
8.1.5 Sellado de fugas	89
8.1.6 Manejo del sistema de adquisición de datos	90
8.2 Mantenimiento	93
8.2.1 Mantenimiento general	94

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1 “PROCESO BÁSICO DE SECADO”	9
FIGURA 2.2 “CÁMARA DE SECADO PROPUESTA POR MEZA Y CARVALLO (2013)”	10
FIGURA 2.3 “SECADOR ROTATORIO (FUENTE: HARDINGECO.INC)”	13
FIGURA 2.4 “SECADOR DE FLUJO PARALELO (FUENTE: BERMÚDEZ, MAIZ (2004))”	13
FIGURA 2.5 “ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y SUAVE (MATAIX 1986)”	16
FIGURA 2.6 “DIFUSOR DE ENTRADA DE LA CÁMARA DE SECADO”	17
FIGURA 2.7 “BISAGRA Y PASADOR DE LA CÁMARA DE SECADO”	19
FIGURA 2.8 “LÍNEAS DE CORRIENTE PARA UNA VELOCIDAD DE ENTRADA DE FLUJO PERPENDICULAR AL PLANO DE ENTRADA (FUENTE: MUÑOZ Y SIFONTES 2012)”	20
FIGURA 2.9 “CORREDERAS DE LAS BANDEJAS DE LA CÁMARA DE SECADO”	21
FIGURA 2.10 “DISEÑO DE RASTRILLOS PRESENTADO POR MEZA Y CARVALLO (2013)”	22
FIGURA 2.11 “TAPARA PARA LA REMOCIÓN DE LOS GRANOS DE CACAO”	22
FIGURA 2.12 “BANDEJA PARA LA CÁMARA DE SECADO”	22
FIGURA 2.13 “RUEDA NEUMÁTICA DE LA CÁMARA DE SECADO”	23
FIGURA 2.14 “APOYO DE LA CÁMARA DE SECADO Y COLUMNA CON AMBOS EXTREMOS EMPOTRADOS”	24
FIGURA 2.15 “ENSAMBLAJE FINAL DE LA CÁMARA DE SECADO PUERTA CERRADA”	25
FIGURA 2.16 “ENSAMBLAJE FINAL DE LA CÁMARA DE SECADO PUERTA ABIERTA”	26
FIGURA 3.1. “PROCESO DE SECADO EN UN COLECTOR SOLAR (FUENTE: BARITTO, M Y BRACAMONTE, J)”	27
FIGURA 3.2. “FUNCIONAMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACAS PLANAS (FUENTE: BARITTO, M. Y BRACAMONTE, J.)”	28
FIGURA 3.3 “COLECTOR SOLAR PROPUESTO POR MEZA Y CARVALLO (2013)”	30
FIGURA 3.4. “SECCIÓN DEL MÓDULO MÓVIL”	31
FIGURA 3.5 “ÁNGULO EN L PARA FIJAR EL MÓDULO FIJO A LA ESTRUCTURA SOPORTE”	33
FIGURA 3.6 “MÓDULO FIJO”	34
FIGURA 3.7 “SOPORTES PARA LA PLACA CUBIERTA DEL MÓDULO MÓVIL”	35
FIGURA 3.8 “MÓDULO MÓVIL”	36
FIGURA 3.9 “AZA PARA DESPLAZAR EL MÓDULO MÓVIL”	36
FIGURA 3.10 “PLACA CUBIERTA COLOCADA SOBRE EL MÓDULO FIJO”	38
FIGURA 4.1 “IRRADIACIÓN SOLAR PARA UN COLECTOR (FUENTE: CARVALLO Y MEZA)”	39
FIGURA 4.2 CONFIGURACIÓN DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DEL COLECTOR SOLAR	41
FIGURA 4.3 SISTEMA DE ROTACIÓN DE LA ESTRUCTURA SOPORTE	41
FIGURA 4.4 “TUBO TRANSVERSAL DE LA ESTRUCTURA SOPORTE Y VIGA EN VOLADIZO CON CARGA EN EXTREMO”	42
FIGURA 4.5 “BARRA QUE SOPORTA EL PESO DE LA ESTRUCTURA Y EL COLECTOR SOLAR JUNTO A UNA VIGA CON APOYOS SIMPLE Y CARGA CENTRAL”	44
FIGURA 4.6 “ESTRUCTURA SOPORTE DEL COLECTOR SOLAR”	47
FIGURA 4.7 “APOYOS DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DEL COLECTOR SOLAR”	47
FIGURA 4.8 “TUBO RECTANGULAR Y VIGA CON APOYOS SIMPLES Y CARGA CENTRAL”	48
FIGURA 4.9 “SISTEMA DE CADENA PARA FRENAR EL MOVIMIENTO DE ROTACIÓN DEL COLECTOR SOLAR”	49
FIGURA 4.10 “REFERENCIA PARA ROTAR EL COLECTOR SOLAR”	50
FIGURA 4.11 ENSAMBLAJE FINAL DEL BANCO DE PRUEBAS	51
FIGURA 5.1. “CONFIGURACIÓN DE PRUEBA CUANDO EL FLUIDO DE TRABAJO ES AIRE” (FUENTE: NORMA ASHRAE 93-2003).	52
FIGURA 5.2 “MEDIDOR DE FLUJO DE AIRE”	54
FIGURA 5.3 “MEDIDOR DE FLUJO DE AIRE EN EL DUCTO DE SALIDA DEL COLECTOR SOLAR”	54

FIGURA 5.4 “TERMOCUPLA DE INMERSIÓN TIPO J”	55
FIGURA 5.5 “TERMOCUPLA DE CONTACTO”	56
FIGURA 5.6 “MANÓMETRO DIFERENCIAL TIPO U DEL COLECTOR SOLAR”	56
FIGURA 5.7 “PIRÓMETRO LI200X”	57
FIGURA 5.8 “MANÓMETRO DIFERENCIAL TIPO U DE LA CÁMARA DE SECADO”	57
FIGURA 5.9 “MEDIDOR DE TEMPERATURA Y HUMEDAD HIH-4602-A/C DENTRO DE LA CÁMARA DE SECADO”	58
FIGURA 5.10 “VENTILADOR CENTRÍFUGO”	59
FIGURA 5.11 “DISTRIBUCIÓN DE LAS TARJETAS REGISTRADORAS DE DATOS”	60
FIGURA 5.12 “REGISTRO DE RADIACIÓN SOLAR Y TEMPERATURAS”	60
FIGURA 5.13 “REGISTRO DE TEMPERATURAS EN EL COLECTOR SOLAR Y LA CÁMARA SECADO”	61
FIGURA 7.1 “CACAO FERMENTADO UTILIZADO EN EL ENSAYO”	68
FIGURA 7.2 “MUESTRA A DE CACAO”	69
FIGURA 7.3 “MUESTRA B DE CACAO”	69
FIGURA 7.4 “INSTALACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS”	70
FIGURA 7.5 “PESAJE DE LA MUESTRA”	71
FIGURA 7.6 “REMOCIÓN MEDIANTE EL USO DE UNA TAPARA”	71
FIGURA 7.7 “MÓDULO DE ADQUISICIÓN DE DATOS DEL MEDIDOR DE FLUJO”	73
FIGURA 7.8 “SEPARACIÓN DE LOS GRANOS DE LA MUESTRA B”	74
FIGURA 7.9 “IRRADIACIÓN SOLAR DURANTE LOS TRES DÍAS DE ENSAYO”	75
FIGURA 7.10 “PÉRDIDA DE PESO EN LA MUESTRAS A Y B”	76
FIGURA 7.11 “TEMPERATURAS DE SALIDA DEL COLECTOR Y SECADOR DEL BANCO DE PRUEBAS”	77
FIGURA 7.12 “TEMPERATURAS DE PLACA CUBIERTA Y PLACA ABSORBEDORA”	78
FIGURA 8.1 “VENTOSAS PARA TRASLADAR LAS PLACAS CUBIERTAS”	83
FIGURA 8.2 “DAMPER O REGULADOR DE FLUJO DE AIRE DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO”	84
FIGURA 8.3 “POSICIÓN DE LOS OPERADORES EN EL COLECTOR”	85
FIGURA 8.4 “INDICADOR DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL COLECTOR CON RESPECTO AL SUELO”	86
FIGURA 8.5 “POSICIÓN DE LOS OPERADORES PARA LA INCLINACIÓN VERTICAL DEL COLECTOR”	86
FIGURA 8.6 “BANDEJA EN SU MÁXIMA EXTENSIÓN”	88
FIGURA 8.7 “PESTAÑAS DE SEGURIDAD DE LAS BANDEJAS”	88
FIGURA 8.8 “EXTRACCIÓN DE LA BANDEJA”	89
FIGURA 8.9 “RECONOCIMIENTO DE TARJETAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS”	90
FIGURA 8.10 “SELECCIÓN DEL TIPO DE TERMOCUPLA”	91
FIGURA 8.11 “VERIFICACIÓN DE SEÑALES DE TEMPERATURAS”	91
FIGURA 8.12 “SELECCIÓN CONFIGURACIÓN 8 SINGLE ENDED”	92
FIGURA 8.13 “SELECCIÓN DEL ARCHIVO COLECTOR SOLAR RIP.VI”	92

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1 “CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA CÁMARA DE SECADO”	14
TABLA 2.2 “MATRIZ DISEÑO DE ESTRUCTURA CÁMARA DE SECADO”	15
TABLA 2.3 “COEFICIENTE DE PERDIDAS A VS M”	16
TABLA 3.1 “RELACIONES DIMENSIONALES DEL COLECTOR SOLAR”	32
TABLA 3.2 “TEMPERATURA EN EL COLECTOR SOLAR EN LA CONFIGURACIÓN DESEADA”	33
TABLA 4.1 “DATOS PARA EL ANÁLISIS DE CARGA DEL TUBO”	43
TABLA 4.2 “RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE CARGA DEL TUBO”	43
TABLA 4.3 “DATOS PARA EL ANÁLISIS DE CARGA DE LA BARRA”	45
TABLA 4.4 “RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE CARGA DE LA BARRA”	45
TABLA 4.5 “RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE CARGA EN EL TUBO”	49
TABLA 4.5 “RANGO DE CONFIGURACIONES PARA EL BANCO DE PRUEBAS”	51

INTRODUCCIÓN

Una porción importante de los productos de la agroindustria deben ser almacenados o procesados antes de que sean adquiridos por el consumidor. El almacenamiento de dichos productos con alto contenido de humedad requiere que sean sometidos a procesos de secado para evitar su deterioro. La deshidratación a través del uso de la radiación solar es uno de los métodos más simples y económicos para reducir el contenido de agua en los alimentos.

Por ser un producto de interés estratégico nacional, se seleccionó el cacao como el producto a deshidratar en un banco de pruebas para laboratorio que funcione con energía termosolar.

Venezuela por ser un país tropical, posee excelentes condiciones climáticas para el proceso de secado del cacao, por ello, los pequeños y medianos productores deshidratan el fruto en patios de cemento o arcilla que trae como consecuencia la exposición de la cosecha a la acción de insectos y plagas, así como la ocurrencia de precipitaciones.

El propósito general de este trabajo es construir un banco de pruebas que permita tener un mayor control sobre los parámetros del proceso de deshidratación (temperatura y flujo de aire); minimizar el efecto de la intemperie y acción de animales e insectos; reducir el tiempo y espacio (patio de secado) destinado a la deshidratación y mejorar las condiciones de trabajo y capacidades productivas del usuario.

El trabajo constituye la tercera etapa del proyecto FONACIT “Modelado, diseño y construcción de un colector solar para uso agrícola”, el cual pertenece a una línea de investigación del Departamento de Energética de la Universidad Central de Venezuela.

El desarrollo se inicia con el estudio y rediseño del prototipo presentado en el Trabajo Especial de Grado de los Ingenieros Daniel Carvallo y Carolina Maza

titulado “Diseño de un secador solar prototipo de placas planas para pruebas de laboratorio”. Seguidamente, se procede a su construcción y a la colocación de la instrumentación necesaria para realizar una prueba de secado a una muestra de 15 kg de cacao fermentado, que luego serán comparados con 2 Kg deshidratados por el método tradicional. Posteriormente, se documenta la experiencia de deshidratación realizada en el estacionamiento de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UCV entre los días 26 y 29 de noviembre de 2013, con la data recolectada se realiza una estimación del rendimiento térmico del dispositivo según el protocolo de la norma ANSI-ASHRAE 93-2003. Finalmente, se elaboró un manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas que constituye el último capítulo de éste trabajo.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Motivación

Es conocido que el potencial del cacao venezolano se basa en la calidad del producto y no en la cantidad que se ofrece, por lo que es importante tener un control del proceso de fermentación y secado para obtener la máxima calidad de la almendra (Vivas, s.f).

Al final del proceso de fermentación la humedad es ligeramente superior al 60%. Esta humedad debe reducirse a un 8% aproximadamente, de lo contrario pueden desarrollarse hongos y bacterias durante el almacenamiento de los granos (Vivas, s.f).

La deshidratación de la semilla de cacao es posible a través de métodos naturales, aprovechando la temperatura de los rayos solares o artificialmente mediante secadores mecánicos. Cuando se seca al sol se obtienen temperaturas máximas de 50°C, lo cual no distorsiona la actividad enzimática y se conserva el aroma y sabor a diferencia del secado mecánico (Vivas, s.f).

El propósito de esta tesis es construir un banco de pruebas de un deshidratador solar indirecto de convección forzada y su respectiva cámara de secado en base al diseño proporcionado por los ingenieros Carvallo D. Y Meza M. y posteriormente colocar la instrumentación que permita medir las variables importantes a tomar en cuenta en el proceso de secado como humedad del flujo del aire, caudal de flujo de masa, velocidad del aire, temperaturas de entrada y salida de la cámara de secado y condiciones atmosféricas, para controlar dicho proceso.

Este trabajo especial de grado es la tercera etapa del Proyecto FONACIT N° 2011000771, que se desarrolla en la actualidad en la Escuela de Ingeniería Mecánica

de la Universidad Central de Venezuela, cuyo objetivo es el desarrollo de deshidratadores termo solares adaptados a las condiciones meteorológicas, de bajo costo y fácil operación para su uso por pequeños y medianos productores agrícolas.

1.2 Planteamiento del problema

El cacao es un cultivo exclusivo de la zona tropical donde prevalecen temperaturas medias de 25°C, clima húmedo y alta humedad relativa (Dos Santos, L., Gonzáles, E. y Rodríguez, M. ,2009). Por estas características Venezuela tiene un alto potencial para el cultivo del mismo. Los agricultores venezolanos han desarrollado durante generaciones el arte de cultivar las variedades más finas de cacao criollo y trinitario, a tal punto que los expertos han coincidido en que el cacao venezolano es el más sabroso y aromático del mundo. (Chocolates el Rey, 2013)

La alta valoración de las almendras del cacao nacional se debe al cumplimiento de una serie de estándares de calidad durante la cosecha, fermentación y almacenamiento. Durante el secado se debe reducir la humedad de los granos a un valor tal que permita un óptimo almacenamiento de los mismos para así evitar la aparición de bacterias y hongos. En Venezuela el método más utilizado es la deshidratación solar directa, que consiste en colocar el cacao en patios de cemento y/o asfalto. Este procedimiento presenta una serie de desventajas como la exposición del cacao a insectos, plagas, aves y otros animales; la ocupación de grandes extensiones de terreno y la paralización o afectación de la actividad por ocurrencias de precipitaciones. Dichos inconvenientes producen retrasos en la producción y pérdidas de producto que afecta la economía de los cacao cultores. (Baritto, M. y Bracamonte, J. 2012)

Una propuesta de solución a esta problemática que afecta a los pequeños y medianos productores de cacao en las distintas regiones del país es el desarrollo de un deshidratador que funcione con energía termo solar, económico, de fácil construcción

y mantenimiento, y a su vez preserve la calidad de los granos de cacao a través de un control riguroso de todas las variables del proceso.

El propósito de esta tesis es construir y realizar la puesta a punto de un banco de pruebas multiparamétrico para la deshidratación solar de cacao indirecto y por convección forzada, a partir del diseño planteado por los ingenieros Carvalho, D. y Meza, M. Adicionalmente se calculará el rendimiento térmico del equipo según el protocolo establecido por la norma ANSI-ASHRAE 93-2003.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Construir y determinar el rendimiento térmico de un deshidratador indirecto para granos de cacao para pruebas de laboratorio.

1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica en busca de antecedentes.
- Revisión de la existencia de equipos similares en otras universidades e institutos de investigación.
- Verificar el diseño y plan de construcción original y proponer rediseños en caso de ser necesario.
- Revisar la lista de materiales y equipos de construcción y realizar su procura.
- Revisar la lista de instrumentos de medición y sistemas de adquisición de datos y realizar su procura.

- Determinar el rendimiento térmico del deshidratador.
- Redactar un manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas.

1.4 Alcances y Limitaciones

1.4.1 Alcances

La construcción del banco de prueba se hará en base al diseño realizado por los Ing. Daniel Carvallo y María Meza, sólo se introducirán rediseños en caso de ser necesarios por razones de practicidad o disponibilidad de materiales.

El cálculo del rendimiento térmico se realizará en base a la norma ASHRAE 93–2003, en condiciones ambientales para verificar la puesta a punto y correcto funcionamiento de todas las partes del sistema.

1.4.2 Limitaciones

Las limitaciones de nuestro proyecto especial de grado están sujetas a las especificaciones de los planos de construcción entregados por los Ing. Daniel Carvallo y María Meza, a la disponibilidad de materiales en el mercado nacional, a los costos de los equipos de medición y a los diversos servicios que se requieran para la construcción de acuerdo al presupuesto asignado.

CAPÍTULO II

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE SECADO

En el trabajo especial de grado de Carvallo y Meza titulado *Diseño de un secador solar prototipo de placas planas para pruebas en laboratorio*, se planteó el diseño de un deshidratador solar de placas planas de convección forzada, cuyo objetivo es calentar aire que será utilizado en una cámara de secado tipo torre para deshidratar granos de cacao.

Antes de describir las características del diseño, es importante destacar los fundamentos teóricos de la producción del cacao y proceso básico de deshidratación en alimentos.

2.1 Producción del cacao

Es conocido que nuestra competencia se basa en la calidad del producto y no en la cantidad que se ofrece, calidad que dependerá de que operen en condiciones normales la cosecha, la fermentación y el secado (Vivas s.f).

La cosecha depende de la recolección de mazorcas cuando estas están maduras. La madurez estará definida por la coloración externa del fruto, amarillo o rojo pálido (Vivas s.f). El cosechar mazorcas verdes origina un producto de sabor amargo, ya que la sustancias azucarada que recubren el grano aún no se encuentran en óptimas condiciones para el desarrollo de los procesos bioquímicos que se llevan a cabo durante la fermentación (Cana cacao, 2013).

La fermentación comprende la remoción del mucílago (parte blanda que recubren las almendras) con producción de temperatura, alcohol etílico y ácido acético. Los cambios que ocurren son complejos ya que intervienen una serie de reacciones físico-químicas. Este proceso dura de seis a siete días (dependiendo del tipo de cacao) y cada cierto tiempo las almendras deben removerse a objeto de lograr

uniformidad en el proceso. Es conveniente que los fermentadores se tapen con hojas de cambur o sacos de yute a objeto de evitar pérdidas de calor y excesiva aireación (Vivas s.f).

El secado consiste en reducir la humedad en base húmeda de las almendras de un 60% (porcentaje que posee el grano al final del proceso de fermentación) a un 8%. Cuando se reduce mucho, la cascara se vuelve muy quebradiza, cuando no se reduce a niveles cercanos al 8% existe el peligro de que se desarrollen mohos durante el almacenamiento. Durante este proceso la temperatura debe mantenerse entre 35° C y 65° C para evitar problemas con la actividad enzimática y que el grano se tueste antes de tiempo. Generalmente este proceso se realiza al sol en patios de cemento, arcilla o madera entre tres y seis días, durante los cuales deben ser removidas las almendras para obtener un secado uniforme (Vivas s.f).

2.2 Proceso básico de secado

El proceso de secado, consiste en el calor transferido desde la superficie externa a la estructura interna húmeda, el cual se aprovechara como calor latente de vaporización. El agua tendrá un cambio de fase líquida a fase gaseosa, el vapor se transportara desde la superficie interna húmeda hasta la superficie externa del alimento ya que ciertas presiones internas del mismo varían debido a la humedad que se evapora, por lo que se genera así un gradiente de presión entre la superficie externa e interna (Carvallo y Meza 2013).

Cuando un producto es sometido al secado térmico ocurren cuatro procesos de transporte (figura 2.1) según Carvallo y Meza (2013)

1. Transmisión de calor desde el gas secante hasta la superficie del producto. Puede ocurrir por convección, conducción o radiación
2. Transmisión de calor desde la superficie externa a la interna. Únicamente se produce por conducción en régimen no estacionario ya que las condiciones en cualquier punto varían respecto al tiempo.

3. Transmisión de materia a través del sólido. Se puede producir por difusión debida a las diferencias de concentración o por capilaridad, aprovechando los capilares existentes. La difusión tiene lugar en el secado de productos con humedades del orden de 25% o inferiores, mientras que la capilaridad se presenta para niveles altos de humedad relativa (65% o más), siempre y cuando en la estructura interna del producto existan capilares.
4. Transferencia de vapor desde la interface sólido-medio de secado hacia el seno del medio.

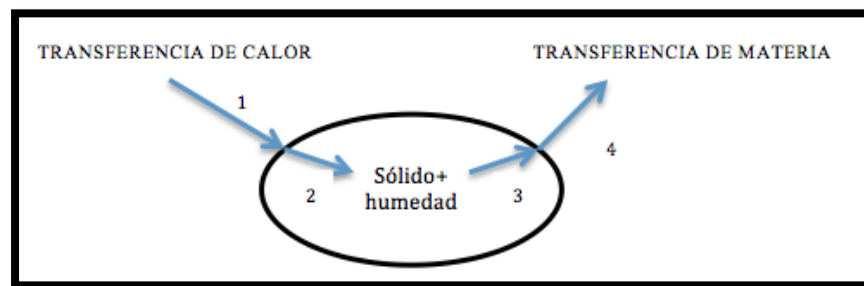


Figura 2.1 “Proceso básico de secado”

Se deben tener en cuenta los cuatro procesos de transporte citados anteriormente ya que la velocidad de secado será proporcional al más lento de ellos.

2.3 Especificaciones del diseño original

El diseño original realizado por Carvallo y Meza (2013) fue obtenido a partir de un análisis previo de tecnologías existentes en el área deshidratación de alimentos con tecnología termo solar, tanto a nivel nacional como a nivel internacional, además de un amplio estudio de aspectos ergonómicos y otros importantes parámetros de diseño como operación, espacio disponible, facilidad de construcción y mantenimiento, materiales con disponibilidad en el mercado local, entre otros. Este estudio expuso las siguientes especificaciones para la cámara de secado.

- La estructura es de sección rectangular con un espacio para cinco (5) bandejas, cada una con una capacidad de 10 Kg de granos de cacao. Estas bandejas estarán soportadas con apoyos simples

- Un sistema de rastrillos rectos estilo peine para cada una de las bandejas con la finalidad de remover el lecho de cacao.
- Para la entrada de aire se propuso un difusor en la base de la estructura con un ángulo crítico de 30° para disminuir la pérdida de carga del fluido.
- Un techo desmontable con inclinación y una chimenea en el centro de la parte superior del mismo que permita una mejor salida del aire húmedo.
- Para los apoyos de la cámara se planteó el uso de cuatro ángulos de alas iguales.
- Las paredes de la estructura constan de dos láminas de acero galvanizado separadas por una distancia de 1 pulgada con el fin de insertar un aislante para disminuir la tasa de pérdida de calor. Con el mismo propósito, la puerta cerrara herméticamente.
- La altura total del dispositivo es de 1,92 metros.

En la figura 2.2 se puede apreciar el diseño final de la cámara de secado propuesto por Carvallo y Meza (2013).

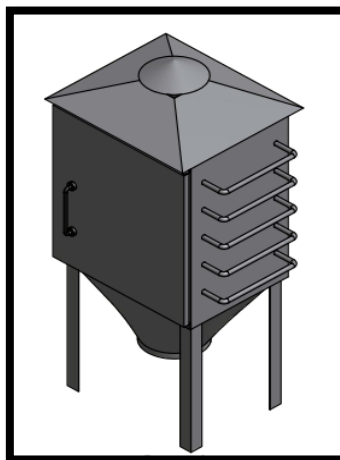


Figura 2.2 “Cámara de Secado propuesta por Meza y Carvallo (2013)”

2.4 Rediseño y Construcción de la cámara de secado

El diseño de la estructura, como se mencionó anteriormente, se basa en el propuesto por Carvallo y Meza (2013), al cual se le realizaron una serie de modificaciones para conseguir un mejor resultado. Previo a estos cambios se hizo un análisis de si la estructura rectangular tipo torre de la cámara de secado con bandejas era la mejor opción para el secado de los granos, tomando en cuenta los requerimientos y limitaciones que se listan a continuación.

2.4.1 Requerimientos del diseño de la cámara de secado

1. Tener una capacidad máxima de 50 kg.
2. Poseer una configuración tal que facilite su limpieza.
3. No debe condensarse agua en lugares que interfiera con el proceso de secado.
4. Debe permitir la salida del aire húmedo.
5. Debe contener un dispositivo para mover los granos de cacao.
6. Una entrada de flujo de aire caliente homogéneo a la distribución de cacao.
7. Seleccionar materiales que se encuentren en contacto directo con el producto los cuales eviten la modificación de las propiedades de los granos de cacao.
8. Seleccionar materiales resistentes al calor y a la corrosión para la construcción de la cámara de secado.
9. El diseño debe ser de fácil construcción.
10. El diseño debe ser ergonómico.
11. Deben minimizarse todas las pérdidas de calor de la cámara al medio ambiente.

12. No debe permitir la entrada de insectos, animales u otro agente contaminante dentro de la cámara de secado.

2.4.2 Limitaciones de la cámara de secado

- Tamaño máximo de las bandejas para fácil manejo.
- Proceso de fabricaciones disponibles a nivel regional para la construcción de la cámara de secado.
- Dimensiones máximas de la cámara de secado que se ajuste al espacio donde será ubicado.
- Los materiales deben tener disponibilidad en el mercado nacional.
- Su estructura debe ser capaz de soportar las solicitaciones de esfuerzos a las cuales estarán sometidos durante su uso.
- El material de las bandejas no debe cambiar la calidad del producto.

2.5 Propuestas de diseño para la cámara de secado

El diseño de Carvallo y Meza (2013) fue comparado con otros dos modelos de secadores por convección forzada.

Propuesta N° 1: Secador Rotatorio

Consta de un cilindro hueco que gira sobre su eje, con una ligera inclinación, para permitir el desliz de los sólidos a secar hacia la boca de salida. Se alimentan por la boca de entrada y por la boca de salida se alimenta el gas caliente, que habrá de secar a contracorriente el sólido que se desliza despacio hacia la salida, a medida que se va secando (Jaimes, 2008). La figura 2.3 muestra un ejemplo de este tipo de secador.

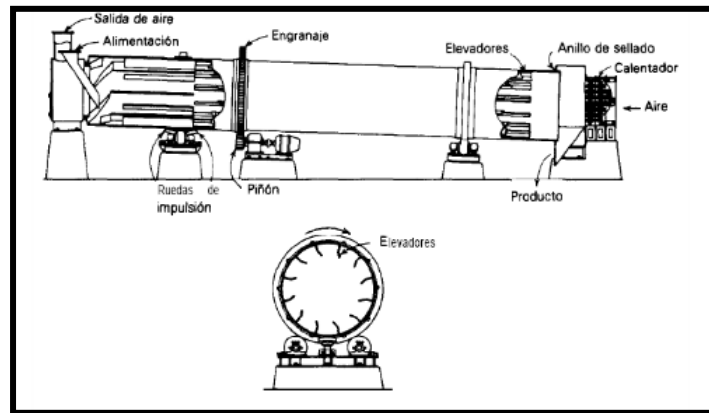


Figura 2.3 “Secador Rotatorio (Fuente: HardingeCo.Inc)”

Propuesta N° 2: Secador de bandeja de flujo paralelo

Consiste en un secador de bandejas en el cual la dirección del aire caliente es paralela al alimento. Este modelo consta de dos secciones: la sección de calentamiento y la cámara de secado. En la sección de calentamiento se encuentra ubicado una resistencia eléctrica y un ventilador, mientras que la cámara de secado consta de bandejas que contienen el alimento, tal cual como se muestra en la figura 2.4

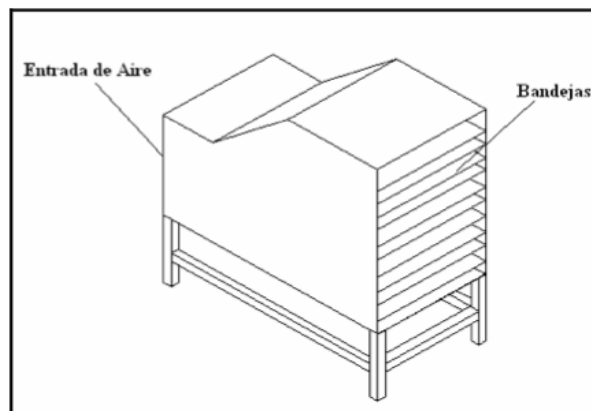


Figura 2.4 “Secador de flujo paralelo (Fuente: Bermúdez, Maiz (2004))”

2.5.1 Selección del diseño de la estructura de la cámara de secado

Para la selección del diseño final de la cámara de secado se tomaron en cuenta los criterios mostrados en la tabla 2.1

Tabla 2.1 “Criterios de selección del diseño de la estructura de la cámara de secado”

COSTO	Se tomará en cuenta el costo de adquisición del material, transporte y ensamblaje del equipo de acuerdo al presupuesto asignado. Recibirá mayor puntaje mientras más económico sea y se conserve la calidad
ESPACIO OCUPADO	El espacio ocupado se refiere al tamaño del equipo y la zona disponible dentro del laboratorio para su instalación. Se otorgará un mayor puntaje a aquel que ocupe un menor espacio y cumpla con los requerimientos exigidos
DISPONIBILIDAD	Tiene que ver con la oferta de los materiales necesarios para la construcción en el mercado nacional. A mayor disponibilidad mayor puntuación
MEDICIÓN DE VARIABLES	Se evaluará la facilidad que ofrece el equipo para medir las variables necesarias para el estudio del proceso de secado.

Para realizar la evaluación de cada solución propuesta se toma en cuenta la siguiente escala de puntuación:

- Deficiente: 1
- Aceptable: 2
- Bueno: 3
- Muy Bueno: 4
- Excelente: 5

Luego, para obtener el valor final, se multiplica la puntuación anterior de cada solución por el asignado en porcentaje y se suman todos los resultados para así obtener el total a comparar entre los tres diseños. Cabe destacar que la propuesta tres corresponde al diseño de Carvallo y Meza (2013).

La matriz de decisiones mostrada en la tabla 2.2 otorga el mayor porcentaje de puntuación a los criterios costo y espacio ocupado. Al costo debido a la limitante del presupuesto otorgado por el FONACIT y al espacio ocupado por las limitaciones

físicas del laboratorio. Por último, se estableció un porcentaje menor a la disponibilidad y medición de variables.

Tabla 2.2 "Matriz diseño de estructura cámara de secado"

DISEÑO DE CÁMARA DE SECADO	%	1	2	3
COSTO	30	1	4	4
ESPACIO OCUPADO Y ADAPTABILIDAD	30	2	3	4
DISPONIBILIDAD	25	2	4	4
MEDICIÓN DE VARIABLES	15	3	5	5
TOTAL	100	37	77	83

Como es posible observar en la tabla 2.2, se mantiene el diseño de una cámara de secado tipo torre con chimenea y bandejas, de convección forzada propuesto por Carvallo y Meza (2013).

2.6 Modificaciones al diseño original

A continuación se detallaran las modificaciones realizadas a cada uno de los componentes del diseño seleccionado en la matriz anterior, en base a los mecanismos de construcción, disponibilidad, costo de materiales y a la capacidad de realizar o construir ciertas piezas o ensambles.

2.6.1 Difusor

El aire caliente que proviene del colector solar entra a la cámara de secado a través de un difusor, el cual permite la variación gradual del cambio de sección del ducto flexible circular a la geometría rectangular de la cámara. En los difusores se producen pérdidas por rozamiento y por los torbellinos que se forman debido a las diferencias de presiones, por lo tanto, a menor ángulo de incidencia menor será la

pérdida de carga localizada (Carvallo y Meza (2013)). En la figura 2.5 se puede apreciar el ensanchamiento suave mediante un difusor cónico de ángulo α .

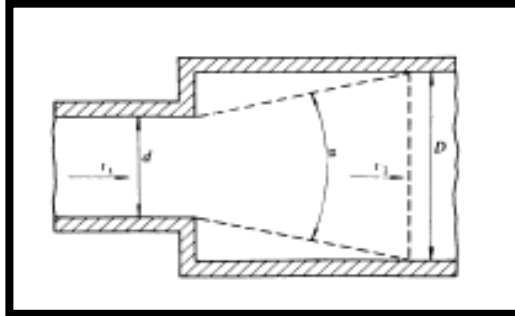


Figura 2.5 “Ensanchamiento brusco y suave (Mataix 1986)”.

Para calcular las pérdidas de carga en el difusor cónico se utiliza la Ecuación (2.1) expuesta por Mataix (1986).

$$Hr = K \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g} \quad (2.1)$$

Donde,

H_r : Coeficiente de pérdida, [Pa]

K : Coeficiente adimensional que se obtiene de la siguiente tabla 2.3

Tabla 2.3 “Coeficiente de perdidas α vs m”

α	2,5	5	7,5	10	15	20	25	30
K	0,18	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81

Si el ensanchamiento es brusco ($\alpha=180^\circ$), K es aproximadamente igual a la unidad.

d : Diámetro de entrada al difusor, [m]

D : Diámetro de salida del difusor, [m]

v_1 : Velocidad de entrada de aire al difusor, [m/s]

g : Gravedad, [m/s²]

El difusor propuesto por Carvallo y Meza (2013) tiene unas dimensiones de 0,3048 m (12 pulgadas) de diámetro de entrada y 0,72 m de diámetro de salida, un ángulo α de 49,07 ° y una longitud de 0,36 m. Adicionalmente, establecieron que la velocidad de entrada del aire máxima sería de 1,75 m/s y la mínima de 0,17 m/s. Al emplear la Ecuación 2.1, se obtiene un rango de pérdidas de presión de 0,0029 Pa a 0,31 Pa.

Una forma de reducir las pérdidas asociadas a un cambio de sección es disminuir el ángulo de incidencia (α), por tal motivo, se plantea en la salida del difusor un cambio de sección de rectangular a cuadrado de 0,63 x 0,63 m. Para ser factible esta modificación al momento de la construcción, es necesario incrementar la longitud del mismo de 0,36 m a 0,417 m, obteniéndose así un ángulo de incidencia de 35,3°. Tomando en cuenta los valores anteriores de velocidad máxima y mínima, se determina a través de la Ecuación 2.1 y la Tabla 2.1 que las pérdidas de carga para la nueva configuración son:

$$H_{r_{\text{máx}}}=0,071 \text{ Pa}$$

$$H_{r_{\text{mín}}}=0,00067 \text{ Pa}$$

En la figura 2.6 se muestra el difusor luego de su construcción.



Figura 2.6 “Difusor de entrada de la cámara de secado”

2.6.2 Estructura de la cámara de secado

En la sección 2.6.1 se mencionó que la estructura de la cámara es de sección rectangular, conformada por una doble pared. La dimensión de la pared interna es de 720 x 520 mm y de la pared externa es de 770,8 x 570,8 mm. La separación entre cada una de ellas es de 25,4 mm (1 pulgada), con la finalidad de introducir unas láminas de poliuretano comprimido como aislante.

En la parte frontal de la cámara está ubicada una puerta que al igual que la estructura está formada por una doble pared para poder introducir entre ella el aislante. Sus dimensiones son de 785 x 830 mm y estaría sujeta a la estructura por medio de un eje en un extremo a lo largo de su altura como punto pivote. Dispone de un mango ergonómico para su apertura y cierre. La misma, posee una junta de goma para frigorífico y un sistema de pasador para su cierre hermético.

La altura de la estructura es de 900 mm y está apoyada sobre cuatro ángulos estructurales de acero de 65 x 6 mm de 780 mm de longitud. En la parte superior está ubicado un techo con chimenea desmontable. La altura total de la cámara de secado es de 1,9 m, cumpliendo así con la limitante del diseño.

Como consecuencia del cambio de la geometría de la salida del difusor, la estructura y el techo desmontable cambiaron su configuración rectangular a cuadrada, donde la separación entre pared externa y pared interna de la estructura es de 25,16 mm. Con respecto a la puerta, el eje de sujeción entre la estructura y ella fue sustituido por dos bisagras capaces de soportar el peso de la misma. Adicionalmente, se mantuvo el sistema de cierre por medio de un pasador, el cual garantiza junto con la goma para frigorífico el cierre hermético. En la figura 2.7 se puede apreciar la bisagra y el pasador respectivamente. Por último, se colocó un mango ergonómico para facilitar la apertura y cierre de la puerta.



Figura 2.7 “Bisagra y pasador de la cámara de secado”

Los apoyos de la estructura sufrieron un cambio en el material utilizado, los ángulos estructurales de acero se sustituyeron por ángulos de hierro de la misma dimensión, ya que los de acero no se encontraban disponibles en el mercado local. El largo de los mismos se incrementó debido a que la longitud del difusor aumentó, de lo contrario el vector velocidad del aire que proviene del ducto flexible no pasaría de forma perpendicular a través de la entrada del difusor.

El paso del aire de forma perpendicular a través del plano de entrada asegura una distribución uniforme del mismo a lo largo de la cámara de secado, tal como lo evidencia Muñoz y Sifontes (2012) en su trabajo especial de grado. En la figura 2.8 se muestra el resultado de la simulación de las líneas de corriente para una velocidad de entrada de flujo perpendicular al plano de entrada.

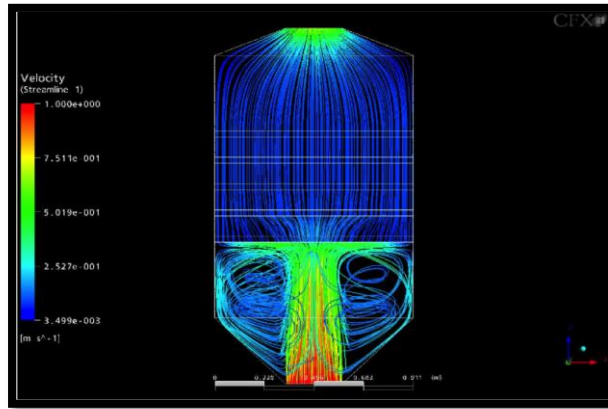


Figura 2.8 “Líneas de corriente para una velocidad de entrada de flujo perpendicular al plano de entrada (Fuente: Muñoz y Sifontes 2012)”

El alargamiento de los apoyos implica una disminución de la altura de la estructura para poder cumplir con la limitación de la altura total de la cámara de secado. Para ello se elimina una bandeja, siendo la altura definitiva de 710 mm

2.6.3 Bandejas

En las bandejas se colocaran las almendras de cacao que van a ser deshidratadas. Como requerimiento se estableció que las mismas deben soportar un total de 50 Kg, por lo que Carvallo y Meza (2013) propusieron el uso de cinco bandejas con una capacidad de 10 Kg cada una.

El diseño original de la bandeja está conformado por el ensamblaje de una lámina perforada y una pletina, ambas de acero inoxidable 304. Las dimensiones de la lámina perforada serían de 0,7 x 0,5 x 0,002 m, mientras que las de la pletina son de 0,0762 x 0,0047 (3” x 3/16”). Adicionalmente, estas estarían colocadas sobre apoyos simples (ángulo estructural 40 x 6 mm de acero) dentro de la cámara de secado y separadas por una distancia de 0,15 m.

El peso de una bandeja cargada con 10 Kg de granos de cacao es de 116,57 Newton según los autores, por lo que se propone como primer cambio sustituir los ángulos estructurales por correderas telescópicas, ya que estas facilitarían el deslizamiento de las gavetas cuando se desee agregar o retirar las almendras. Con

esto se logra una mejor operatividad y seguridad para el usuario. Las correderas seleccionadas son de 0,55 m de longitud, capaces de soportar hasta 343 Newton, según el fabricante AKL. La figura 2.9 muestra el tipo de corredera seleccionada.

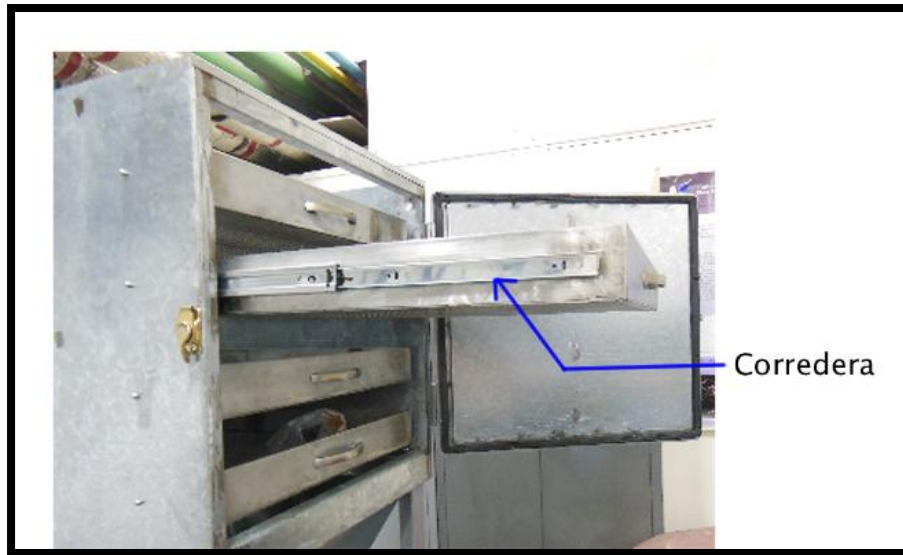


Figura 2.9 “Correderas de las bandejas de la cámara de secado”

En el punto (2.6.1) se cambió la geometría de rectangular a cuadrada en la cámara de secado, en consecuencia, las nuevas dimensiones para la lámina perforada de las bandejas son 0,6 x 0,6 x 0,002 m, y el borde conformado por la pletina, es de 3” x 3/16”. Con la eliminación de una de las bandejas, la separación entre las cuatros restantes será de 70 mm y la capacidad de carga de la cámara de secado será ahora de 40 Kg.

La calidad de la almendra de cacao depende entre otros factores de un secado homogéneo en la superficie del grano, por lo cual este debe ser removido cada cierto tiempo para lograr tal cometido. El diseño de Carvallo y Meza (2013) plantea el uso de rastrillos rectos estilo peine (figura 2.10), sin embargo en un prueba realizada a escala de la interacción del rastrillo con los granos, se pudo comprobar que no se iba a lograr un secado homogéneo ya que el rastrillo no lograría la remoción adecuada en los granos.

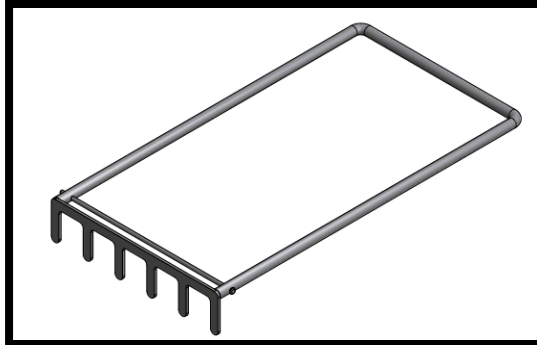


Figura 2.10 “Diseño de rastrillos presentado por Meza y Carvalho (2013)”

Para sustituir el sistema de rastrillos rectos estilo peine se propone el uso de taparas (figura 2.11), las cuales no transmiten olores que puedan afectar la calidad del grano. La remoción se hará de manera manual por parte del usuario.



Figura 2.11 “Tapara para la remoción de los granos de cacao”

En la figura 2.12 se muestra la bandeja luego de su construcción.

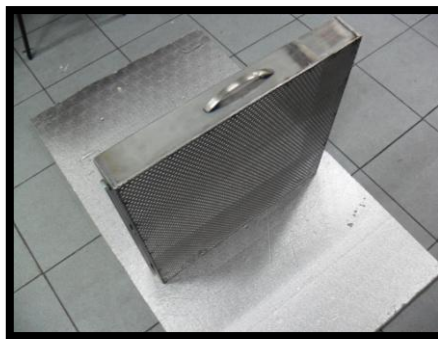


Figura 2.12 “Bandeja para la cámara de secado”

Para el desplazamiento del equipo se colocaron cuatro ruedas neumáticas de dos lonas de 10" de diámetro en la figura 2.13 se muestran las mismas.



Figura 2.13 “Rueda neumática de la cámara de secado”.

2.6.4 Cálculos de apoyos de la cámara de secado

Para el cálculo de los esfuerzos en los apoyos de la cámara de secado se utilizará la ecuación de Euler (Shigley y Mischke, 2002), para el caso de una columna con ambos extremos empotrados. El peso de toda la cámara de secado es de 1506,5 Newton y se supondrá que todo este peso estará apoyado sobre uno de los cuatro soportes para evaluar el caso más crítico. Para la condición de extremo se utilizará un valor de $C=1$ como el caso más conservador. El diagrama de cuerpo libre para uno de los apoyos se describe en la figura 2.14.

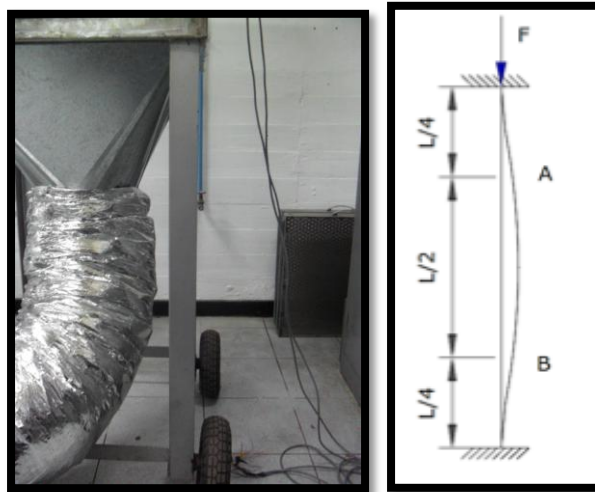


Figura 2.14“Apoyo de la cámara de secado y columna con ambos extremos empotrados”

La carga crítica viene dada por

$$P_{cr} = C \frac{\rho^2 E I_x}{L^2} = 217687 \text{ N} \quad (2.2)$$

Donde,

P_{cr} : Peso crítico, [N]

C: Condición de extremo, adimensional

E: Modulo de elasticidad, [Pa]

I_x : Momento de inercia respecto al eje x, [mm⁴]

L: Longitud, [mm]

Peso total de la cámara de secado (P_{total})

Peso del cacao = 392,4 N

Peso de las bandejas = 397,5 N

Peso de la carcasa = 585,4 N

Peso del aislante (espuma de poliuretano) = 17,4 N

Peso de las correderas = 55 N

Peso del difusor = 29,4 N

Peso del techo = 19,6 N

Tornillería = 9,8 N

$P_{total} = 1506,5 \text{ N}$

Factor de seguridad para los apoyos de la cámara de secado

$$FS = \frac{P_{cr}}{P_{total}} = 144,5 \quad (2.3)$$

En la figura 2.15 y 2.16 se aprecian el ensamble final de la cámara de secado.



Figura 2.15 “Ensamblaje final de la cámara de secado puerta cerrada”



Figura 2.16 “Ensamblaje final de la cámara de secado puerta abierta”

CAPÍTULO III

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR

3.1 Colectores solares

Los colectores solares pueden definirse como intercambiadores de calor que captan la energía irradiada por el sol para transferirla a un objeto o un fluido.

En el caso de colectores solares para secado el fluido a calentar es aire atmosférico. El aire caliente y con menor humedad relativa circula alrededor del producto agrícola acelerando el proceso de secado.

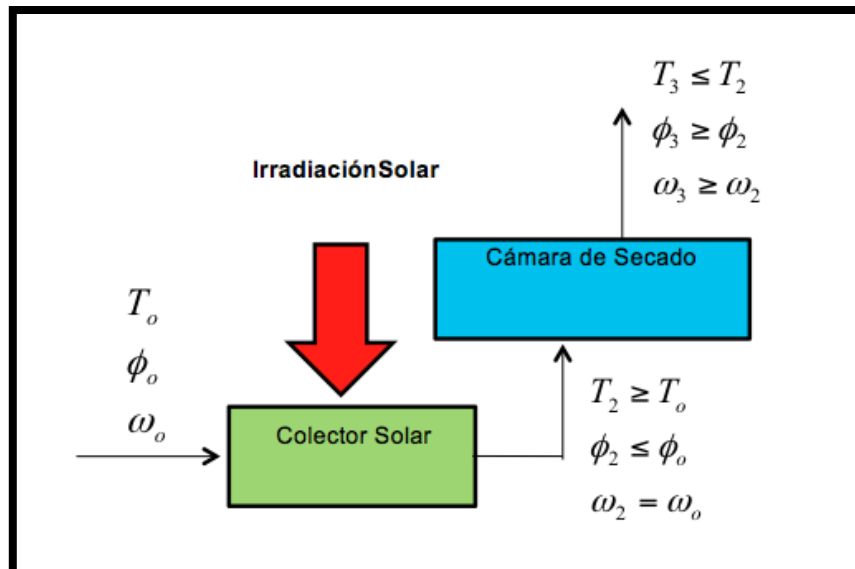


Figura 3.1. “Proceso de secado en un colector solar (Fuente: Baritto, M y Bracamonte, J)”

Como se puede apreciar en la figura 3.1, el aire a temperatura ambiente entra con una humedad relativa media en el colector. El calor proporcionado por el sol hace que la temperatura del aire suba y que este adquiera la capacidad de contener más humedad. Como no hay aporte externo de humedad, su humedad relativa baja. Posteriormente, el aire caliente y con baja humedad relativa proveniente del colector solar eleva la temperatura de los productos y hace que en estos se evapore el agua que contienen. El aire cálido y seco absorbe con facilidad la humedad que ha soltado el

producto y en el proceso aumenta su humedad relativa bajando su temperatura. Por último el aire aún cálido y más húmedo sale del deshidratador a la atmósfera.

3.2 Descripción general de un colector solar plano.

La energía solar incidente tiene que atravesar una o varias capas de algún material transparente adecuado, antes de alcanzar la placa de absorción negra que es el elemento más importante del colector solar. En la placa de absorción negra es donde la energía radiante es convertida en calor. Este calor posteriormente es transferido por convección si el fluido de trabajo es aire o por conducción si el fluido es agua. Dicho calor remueve la energía térmica del colector y la transfiere al espacio donde está ubicado el producto que va a ser calentado (figura 3.2).

La placa transparente, además de permitir la entrada de la radiación solar hasta la placa de absorción, sirve también para minimizar las pérdidas de calor por radiación y convección hacia el medio ambiente por la parte superior del colector.

El aislante térmico usualmente es colocado en la parte posterior y lados del colector, esto permite disminuir las pérdidas de calor hacia el medio ambiente en esas partes.

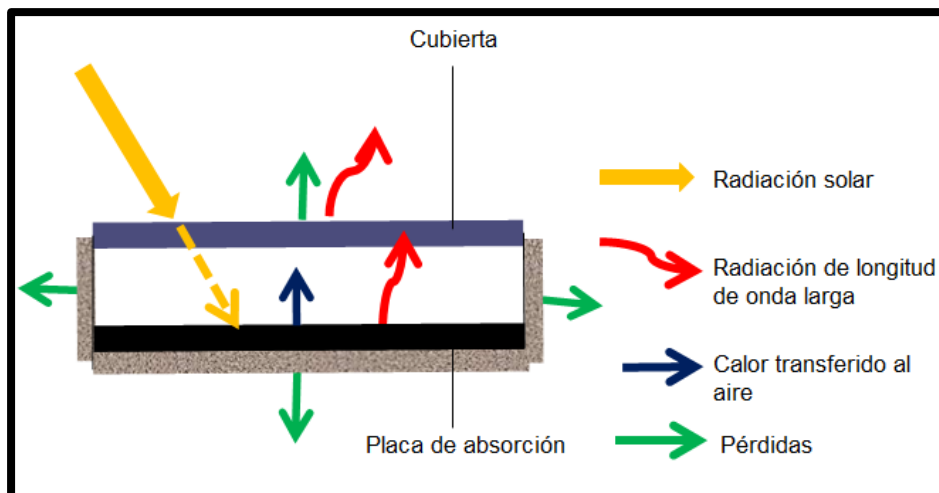


Figura 3.2. “Funcionamiento de un colector solar de placas planas (Fuente: Baritto, M. y Bracamonte, J.)”

3.3 Especificaciones del diseño original

Luego de estudiar diversos tipos de deshidratadores solares indirectos por convección forzada, Carvallo y Meza (2013) diseñaron un colector solar que cumple con las siguientes características:

- Con el fin de variar el radio hidráulico la estructura constará de un modulo fijo y otro móvil, el cual deslizará con respecto al primero, con el fin de variar la longitud total del colector. Por otro lado, las placas transparentes de los módulos, variarán su altura en tres posiciones.
- La placa absorbedora estará compuesta del mismo material de la estructura y pintada de color negro para aumentar su absorptividad.
- Las paredes laterales y la placa absorbedora estarán aisladas con poliuretano comprimido para disminuir la tasa de pérdida de calor.
- El colector solar consta de un difusor a la entrada y una tobera a la salida, para permitir el flujo de aire a través del cambio de geometría, entre las secciones circulares de los ductos y la sección rectangular del colector.
- Para variar el ángulo con respecto al suelo y la rotación con respecto al eje longitudinal de simetría, propusieron colocar cuatro gatos mecánicos tipo tijera en cada una de las esquinas del colector.

En la figura 3.3 se presenta la propuesta final del colector solar de placas planas.

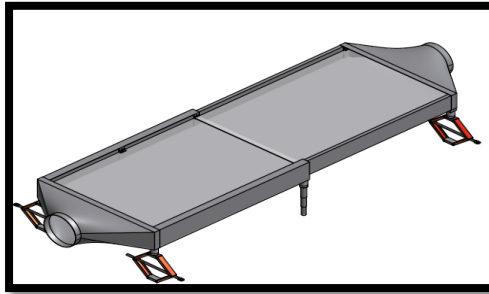


Figura 3.3 “Colector Solar propuesto por Meza y Carvalho (2013)”

3.4 Rediseño y construcción del colector solar

La propuesta final de diseño presentada por Carvalho y Meza (2013) fue objeto de una revisión con el fin de mejorar aspectos como la facilidad de operación del dispositivo por parte del usuario, la disponibilidad de materiales para la construcción en el mercado local y su viabilidad de acuerdo a los procesos de fabricación. Para ello, es necesario aludir a los requerimientos y limitaciones de la etapa de diseño.

3.4.1 Requerimientos del diseño del colector solar

- Variar el diámetro hidráulico.
- El sistema debe tener la capacidad de aumentar la temperatura del aire dentro de él hasta un máximo de 90°C.
- Variar el ángulo con respecto al suelo.
- Rotar con respecto al eje longitudinal de simetría.
- Variar la longitud total del colector solar.
- Debe seleccionarse materiales resistentes al calor y a la corrosión para la construcción del colector.
- El diseño debe ser de fácil construcción.
- Las pérdidas de calor del colector solar al medio ambiente deben ser mínimas.

3.4.2 Limitaciones del colector solar

- Procesos de fabricación disponibles a nivel regional para construcción del colector solar.
- Dimensiones máximas del colector solar para su fácil manejo en el espacio donde será ubicado.
- Dimensiones mínimas del colector solar que permitan alcanzar las temperaturas requeridas.
- Debe usar materiales económicos para su construcción.
- Los materiales deben tener disponibilidad en el mercado nacional.
- Su estructura debe ser capaz de soportar las sollicitaciones de esfuerzos a las cuales estarán sometidos durante su uso.

3.5 Modificaciones al diseño original

A continuación se detallarán los cambios realizados en cada componente del dispositivo, tomando en cuenta los aspectos mencionados en el párrafo inicial de esta sección.

3.5.1. Módulo fijo

El diseño guía consta de dos láminas de acero galvanizado calibre 18 que se unen para formar una sección como se muestra en la figura 3.4.

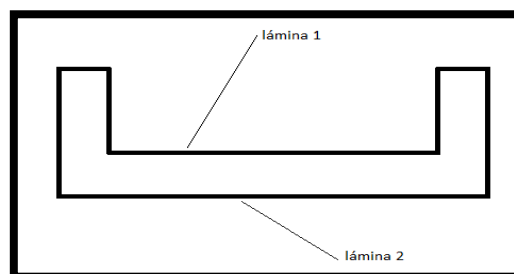


Figura 3.4. “Sección del módulo móvil”

Esta sección se extiende por una longitud de 1,5 m, el ancho de la lámina superior (lámina 1) es de un metro y la altura es de 179 mm. Esta lámina conformaría la placa absorbadora, la cual estaría pintada de negro mate para aumentar la absorción de la misma a la radiación solar. En la lámina 2 se colocarían a los extremos dos vigas de aluminio tipo T de una pulgada contrapuesta para formar vigas tipo I con el propósito de dar rigidez a la estructura y facilitar el deslizamiento del módulo móvil dentro del módulo fijo. En el espacio que separa las láminas se colocarían láminas de poliuretano comprimido de una pulgada de espesor como aislante. El propósito de esta lámina 2 es cubrir el aislante para asegurar una mayor durabilidad.

A lo largo del lado izquierdo y derecho de la sección se ubicarían tres pletinas de 2" x 3/16" separadas equidistantemente, las cuales sirven de apoyo a la cubierta transparente y tienen tres perforaciones separadas cada una a 25 mm para poder variar la altura de la misma.

Baritto y Bracamonte (2012) establecieron las relaciones dimensionales y el rango de valores más apropiados para el número de Reynolds, diámetro hidráulico, y relaciones de aspecto para alcanzar las temperaturas requeridas durante la deshidratación de alimentos, mostrándose en la tabla 3.1 el resultado obtenido.

Tabla 3.1 “Relaciones dimensionales del colector solar”

Relaciones Dimensionales			
Transversal	Longitudinal	Reynolds	Diámetro hidráulico
b/d	L/Dh	Re	Dh (m)
10	8	2500	0,27
15	16	40000	0,11

Posteriormente, Lopardo y Torres (2012) determinaron las dimensiones exactas para obtener las temperaturas máximas y mínimas trabajando dentro del rango del diámetro hidráulico deseado (tabla 3.2).

Tabla 3.2 “Temperatura en el colector solar en la configuración deseada”

Dimensiones del Colector [m]			Temperatura en el día [°C]	
Longitud	Ancho	Separación entre láminas	Temp MIN	Temp MAX
3	1	0,1	32,4	78,4
1,5	1	0,05	32,8	74

Para la construcción se adquirieron láminas de acero galvanizado de 1200 x 2400 mm, las cuales se unieron por su ancho para formar la sección de la figura 3.4. Sin embargo, la unión no logró alcanzar la longitud total del perímetro de la sección, por lo que se tuvo que reducir la altura a 155 mm para poder mantener el ancho de la placa absorbedora.

Por las dimensiones del diseño no se pudo mantener la rigidez de las láminas durante la construcción, para ello, se diseñó una estructura que sirviera de base o apoyo al módulo. A este se soldaron seis ángulos, en donde se atornilla el módulo a la estructura para garantizar así la rigidez y la inamovilidad del mismo (figura 3.5). Detalles de la estructura se mencionan en la sección 4.1.



Figura 3.5 “Ángulo en L para fijar el módulo fijo a la estructura soporte”

Se mantuvo el color negro mate de la placa absorbedora ya que al pintarla de este color se alcanza una mayor absorción de la misma a la radiación solar en comparación a una placa de acero galvanizado sin pintar.

Los perfiles de aluminio se sustituyeron por cuatro tubos rectangulares de aluminio de 1" x 1/2" separados equidistantemente, ya que al unir dos perfiles T como en el diseño original, se obtiene un perfil I mayor a una pulgada que impide el paso del colector móvil dentro del módulo fijo. Para el aislamiento del módulo se utilizó poliuretano (comprimido y expandible).

En la salida del módulo fijo se instaló una tobera que permite el paso del aire caliente dentro del colector a un ducto de 12" de diámetro. La figura 3.6 muestra el módulo fijo luego de su construcción.



Figura 3.6 “Módulo fijo”

3.5.2. Módulo móvil

El módulo móvil diseñado por Carvallo y Meza (2013) presenta la misma sección que la mostrada en la figura 3.4, sólo que las dimensiones de la lámina 2 y la altura son menores de manera que éste pueda deslizarse dentro del módulo fijo. Su longitud es de 1500 mm y el ancho de la placa absorbidora es de 1000 mm. De la misma forma que el módulo fijo, la placa absorbidora estaría pintada de negro mate.

Para apoyar la cubierta transparente se dispondría de una pletina perforada de cada lado en uno de los extremos del módulo y el otro lado de la cubierta descansaría sobre la placa cubierta del módulo fijo.

Al igual que en el módulo fijo se daría rigidez a la lámina 2 con tres perfiles T de aluminio contrapuesto, que estarían colocados en ambos extremos y para el aislamiento se utilizan láminas de poliuretano comprimido.

Los perfiles de aluminio se sustituyeron por tres tubos cuadrados de una pulgada del mismo material, ya que los perfiles T contrapuestos eran más grandes que la distancia comprendida entre las láminas 1 y 2.

Para los apoyos de la cubierta transparente se diseñaron unas pletinas de acero galvanizado en forma de perfil L de 100 mm de longitud (Fig. 3.7), las cuales pueden ser desplazadas en tres posiciones distintas para variar el diámetro hidráulico. En cada lado del módulo se colocarán cuatro de estas pletinas como apoyos simples para la placa cubierta.

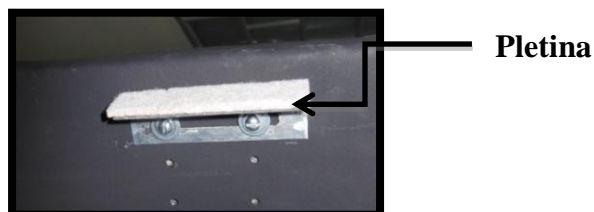


Figura 3.7 “Soportes para la placa cubierta del módulo móvil”

En la entrada del módulo móvil se instaló un difusor que permite la entrada del aire proveniente del ventilador al colector. La figura 3.8 muestra el resultado del módulo móvil luego de su construcción.

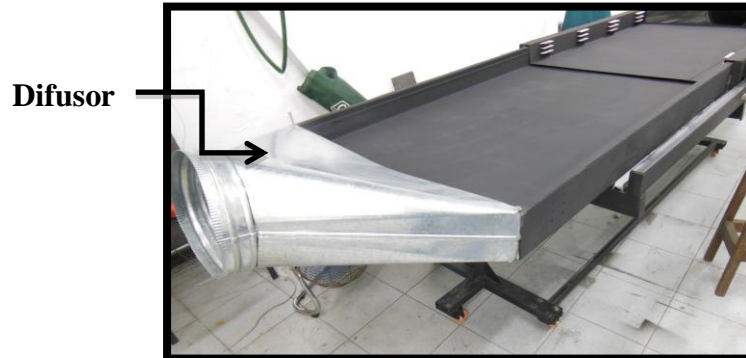


Figura 3.8 “Módulo móvil”

Por último se colocaron unas azas que facilitan el desplazamiento del módulo móvil. La figura 3.9 muestra lo mencionado



Figura 3.9 “Aza para desplazar el módulo móvil”

3.5.3. Placa cubierta

La placa cubierta es la que permite el paso de la radiación solar hacia la placa absorbadora. Por tal motivo, debe tener una alta transmisividad solar y una baja conductividad térmica.

El material seleccionado por Carvallo y Meza (2013) fueron láminas de acrílico de espesor de 5mm, sin embargo, en el mercado local este material era mucho más costoso que el vidrio templado, el cual se consideró por ser uno de los materiales más utilizados como placa cubierta en colectores solares.

En el módulo fijo, se diseñaron como apoyos unas pletinas en forma de L de acero galvanizado de 100 mm de longitud para sostener el vidrio templado. Se soldaron un total de 32 de ellas, para apoyar el vidrio en las diferentes posiciones. Estas posiciones están separadas por una distancia de 23 mm para poder variar el diámetro hidráulico. Con el fin de garantizar el deslizamiento del vidrio en el módulo, se procedió a cortar el mismo con unas dimensiones de 1500 x 980 mm.

Por otro lado, en el módulo móvil se logró obtener un espacio suficiente para poder deslizar un vidrio de 1500 x 990 mm. La unión de las pletinas mencionadas en la sección 3.5.2 con el módulo móvil se realizó a través de tornillos, ya que deben ser removibles para poder permitir el paso del mismo dentro del módulo fijo.

En todas las pletinas de ambos módulos se colocó fieltro para evitar que el vidrio templado se raye. En la figura 3.10 se puede observar el vidrio templado colocado en uno de los módulos del colector.



Figura 3.10 “Placa cubierta colocada sobre el módulo fijo”

CAPÍTULO IV

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN Y ROTACIÓN DEL COLECTOR SOLAR

En el capítulo III se mencionó la capacidad que debe tener el colector solar para variar el ángulo respecto al suelo y para rotar respecto a su eje longitudinal de simetría. La radiación solar recibida por una superficie inclinada está compuesta por la radiación directa recibida del sol, la radiación difusa proveniente del cielo y la radiación reflejada por el piso y las superficies vecinas (figura 4.1).

De esta manera mientras más cantidad de irradiación solar pueda recibir el dispositivo mayor será el calor que se le transfiera al aire ocasionando una elevación en su temperatura y de este modo el prototipo podrá secar más cantidad de producto.

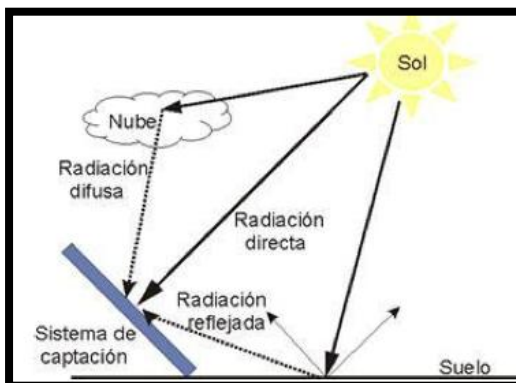


Figura 4.1 “Irradiación solar para un colector (Fuente: Carvallo y Meza)”

Por lo tanto en esta investigación el dispositivo para calentar el aire debe tener la capacidad de cambiar su inclinación con respecto al suelo. Así, cuando se experimente con el banco de pruebas se podrá saber cuál es el mejor ángulo para obtener la mayor cantidad de irradiación solar.

De manera de cumplir con dichos requerimientos, Carvallo y Meza (2013) proponen el uso de seis soportes compuestos por cuatro gatos tipo tijera ubicados en los vértices del colector y dos soportes retractiles situados a 1,5 m de los vértices.

El planteamiento permitiría que el colector variara su ángulo respecto al suelo en un rango de 0° a 15° de inclinación en su longitud máxima y en la mínima de 0° a 7°. Por su parte, el giro respecto al eje longitudinal sería de -30° a 60° respecto a la horizontal.

Al revisar la propuesta se tiene como observación al diseño la dificultad de operación del mecanismo. En primer lugar es complicado coordinar el movimiento de los cuatro gatos tipo tijera para poder lograr los ángulos deseados, y en segundo lugar, dichos gatos no garantizan la rigidez necesaria de los módulos del colector. La solución que se propone es el diseño de una estructura de soporte al colector, la cual permitirá de forma práctica la elevación y rotación requerida, así como el desplazamiento del módulo móvil dentro del fijo.

4.1 Estructura de soporte del colector solar

La estructura rectangular de 2 x 1,21 m está compuesta por tubos de acero negro de 80x40 cm. Se colocaron dos tubos de 2 m de largo paralelos entre si y separados por una distancia de 115 cm, los cuales se unen a otros tres de 1.22 m de largo de forma transversal. Los módulos del colector se apoyaran sobre esta estructura.

En los extremos de la estructura se sueldan dos barras de acero AISI 4140 1¼” de 20 cm de longitud cada una, las cuales se unirán a unas chumaceras tipo puente para permitir el movimiento de rotación de la estructura con respecto a su eje longitudinal. Para la unión de la estructura con la barra se perforó el tubo rectangular de manera tal que la barra pueda pasar a través de dicha perforación y así soldarla al tubo. Las figuras 4.2 y 4.3 muestran la disposición de los tubos rectangulares junto con las barras soldadas y las chumaceras.

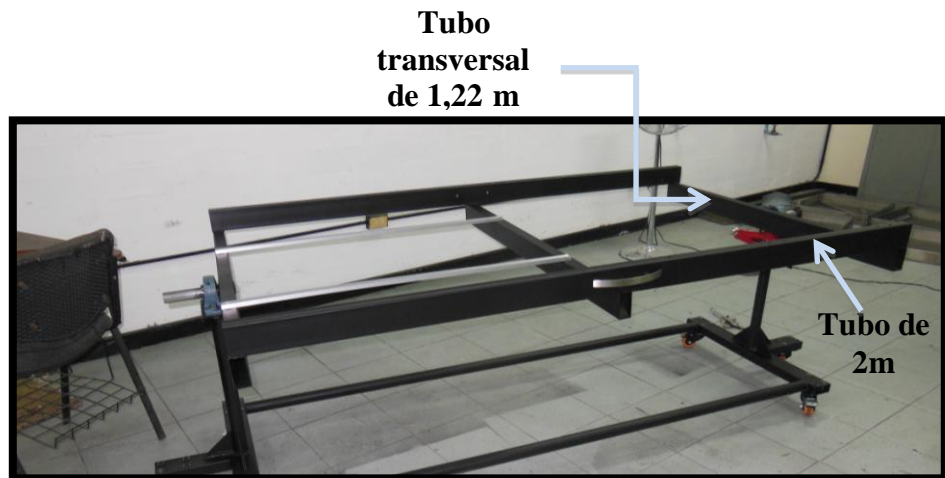


Figura 4.2 Configuración de la estructura soporte del colector solar



Figura 4.3 Sistema de rotación de la estructura soporte

4.1.1 Cálculos de la estructura soporte del colector

La estructura debe ser capaz de soportar el peso del colector, así como dar la suficiente rigidez y estabilidad al dispositivo al momento de rotar e inclinar el mismo para la experimentación. Se calculan las solicitaciones de los esfuerzos mediante el método para determinar esfuerzos en vigas expuesto por Shigley (2008). Se determina la deflexión y posteriormente el factor de seguridad, donde se debe comprobar que este debe ser mayor a uno para que el sistema no falle.

Para el cálculo de los tubos transversales de la estructura se supone una viga en voladizo que soporta toda la carga del colector en el extremo como el caso más crítico (Figura 4.4).

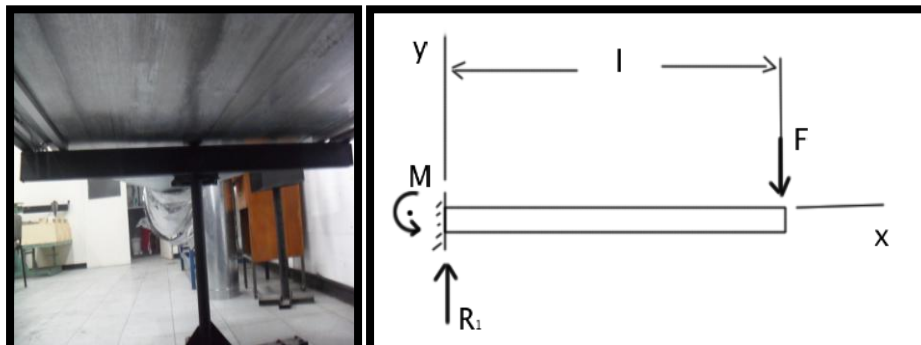


Figura 4.4 “Tubo transversal de la estructura soporte y viga en voladizo con carga en extremo”

Deflexión máxima del tubo

$$R_1 = F \quad (4.1)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{Fl^3}{3EI_y} \quad (4.2)$$

$$M = \frac{Fl}{2} \quad (4.3)$$

$$S = \frac{Mc}{I_y} \quad (4.4)$$

$$FS = \frac{S_y}{S} \quad (4.5)$$

Donde,

$y_{\text{máx}}$: deflexión máxima, [m]

l : longitud del tubo inferior, [m]

F : peso, [N]

R_1 : reacción en el empotramiento, [N]

M : momento en el empotramiento, [N-m]

E : Módulo de Elasticidad, [Pa]

I_y : segundo momento de área respecto al eje y , [m⁴]

σ : esfuerzo cortante, [Pa]

S_y : esfuerzo a la fluencia, [Pa]

En la tabla 4.1 y tabla 4.2 se muestran respectivamente los datos y los resultados del análisis de carga en el tubo.

Tabla 4.1 “Datos para el análisis de carga del tubo”

F [N]	1295
l [m]	0,61
E [Pa]	207x10⁹
I_y [m ⁴]	4,2x10⁻³
c [m]	0,4
S_y [Pa]	179x10⁶

Tabla 4.2 “Resultados del análisis de carga del tubo”

$Y_{\text{máx}}(\text{m})$	3×10^{-7}
$M \text{ (N-m)}$	395
$\sigma \text{ (Pa)}$	37028,9
FS	4834

La deflexión de la viga es insignificante por lo que es correcto el material y las dimensiones seleccionadas. El valor de factor de seguridad es muy elevado, lo cual era de esperarse debido al sobredimensionamiento que tuvo que realizarse para garantizar la estabilidad del banco de pruebas.

Para el cálculo del factor de seguridad de las barras, las cuales soportarán el peso total del colector y la estructura, se considera una viga con una longitud equivalente a la de la estructura y las dos barras, como apoyo simple y con carga central. (Figura 4.5)

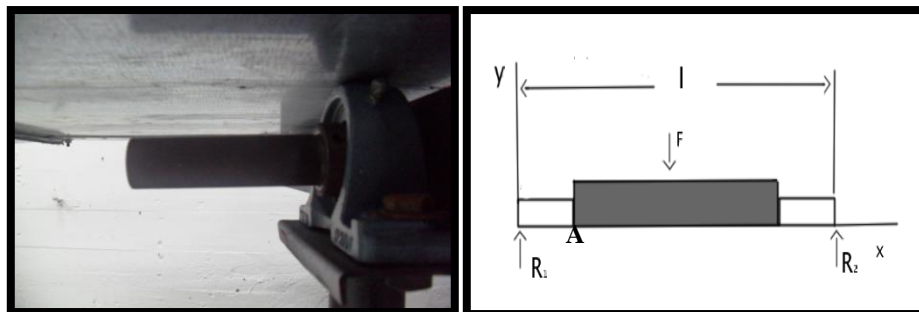


Figura 4.5 “Barra que soporta el peso de la estructura y el colector solar junto a una viga con apoyos simple y carga central”

Reacciones en los apoyos de la figura 4.3

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad (4.6)$$

Donde,

R_1 y R_2 : reacciones en los apoyos, [N]

Recurriendo a las ecuaciones 4.3, 4.4 y 4.5 se realizan el análisis de cargas en el punto (A) señalado en la figura 4.5, el cual corresponde al punto crítico de esfuerzo al que está sujeto la barra. Las tablas 4.3 y 4.4 muestran los datos y resultados respectivamente del análisis.

Tabla 4.3 “Datos para el análisis de carga de la barra”

F [N]	1554
l [m]	0,01
I_y [m ⁴]	$4,98 \times 10^{-8}$
c [m]	0,016
S_y [Pa]	179×10^6

Tabla 4.4 “Resultados del análisis de carga de la barra”

M [N-m]	7,77
σ [Pa]	$2,47 \times 10^6$
FS	89,5

Se puede apreciar que la barra no fallará dado que el factor de seguridad es mayor a uno. De forma similar el factor de seguridad es muy elevado, sin embargo, esto no representa un aumento en los costos debido a que las barras fueron donadas por el laboratorio de transferencia de calor.

4.2 Base de la estructura soporte

La estructura mencionada anteriormente se unirá a su base por medio de las chumaceras tipo puente. Esta base permitirá la elevación y el desplazamiento del colector.

La base consta de tubos redondos de acero negro de 1 ½” y rectangulares de 80 x 40 cm, un gato mecánico tipo tijera capaz de elevar una tonelada y seis ruedas de 2 ½”, de las cuales cuatro tienen freno.

En el extremo de la base donde se apoya en la estructura el módulo fijo del colector, se encuentra el gato mecánico y un tubo redondo de 41 cm de longitud. Este gato tiene una longitud mínima de 9 cm y una máxima de 38 cm lo cual permite que la elevación del colector respecto al suelo sea de 0° a 8°.

En el otro extremo de la base, la cual soportará al módulo móvil cuando el colector se encuentre en su longitud máxima, se tiene un tubo redondo de 47,7 cm de largo.

Los extremos de la base están unidos por dos tubos redondos de 2 m de longitud, los cuales ofrecen una mayor estabilidad a la misma, también, en cada extremo se colocaron tres ruedas, dos con freno separadas por una distancia de 65,7 cm y una tercera sin freno ubicada en el eje longitudinal de la base. Es importante destacar que cada rueda es capaz de soportar 50 kg cada una según el distribuidor Suplidora Industrial Rodienca C.A.

En la figura 4.6 se puede apreciar la estructura soporte luego de su construcción.

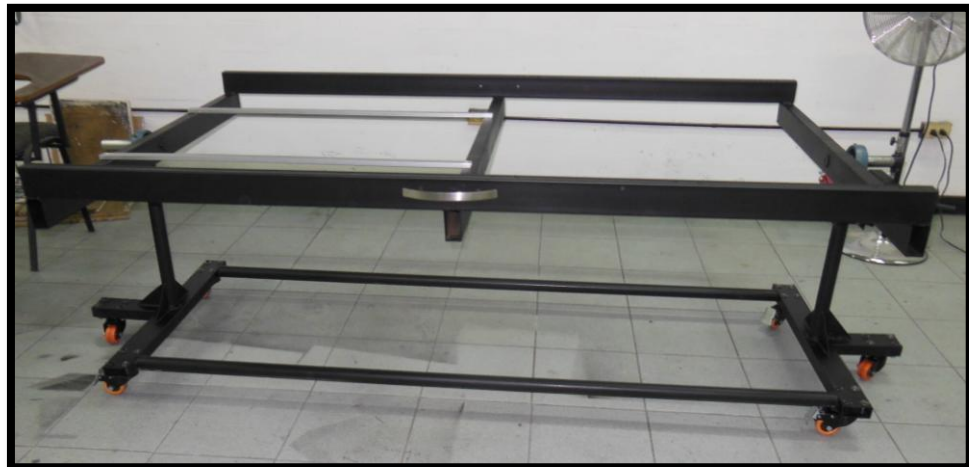


Figura 4.6 “Estructura soporte del colector solar”

4.2.1 Cálculos de la base de la estructura soporte del colector solar

La base debe ser capaz de soportar el peso de la estructura y el colector, por lo que es importante realizar el cálculo en los apoyos, los cuales se consideran estos como columnas con carga puntual en un extremo empotrado, método ya considerado en el Capítulo II. La figura 4.7 muestra los apoyos considerados como columnas.



Figura 4.7 “Apoyos de la estructura soporte del colector solar”

Considerando $C=1$ y recurriendo a la ecuación 2.2, se tiene:

$$P_{\sigma} = 349169,3352 \text{ N}$$

El peso total a soportar por el extremo donde se apoya el módulo fijo será:

$$P_{\text{total}} = P_{\text{colector}} + P_{\text{estructura}} + P_{\text{gato}} = 1578,525 \text{ N}$$

Por lo que el factor de seguridad según la fórmula 2.3 es,

$$FS = 221,199$$

Debido a que en el otro extremo de la base la carga a soportar es menor, y el FS obtenido es mucho mayor a uno se asume que ambos apoyos no fallaran. Los tubos utilizados fueron los únicos que se pudieron adquirir en ese momento en el mercado, debido poca oferta de tubos de hierro o acero en sus diversas presentaciones.

Para el tubo rectangular, se supone una viga con apoyos simples y una carga central igual a la soportada por el tubo redondo como se muestra en la figura 4.8.

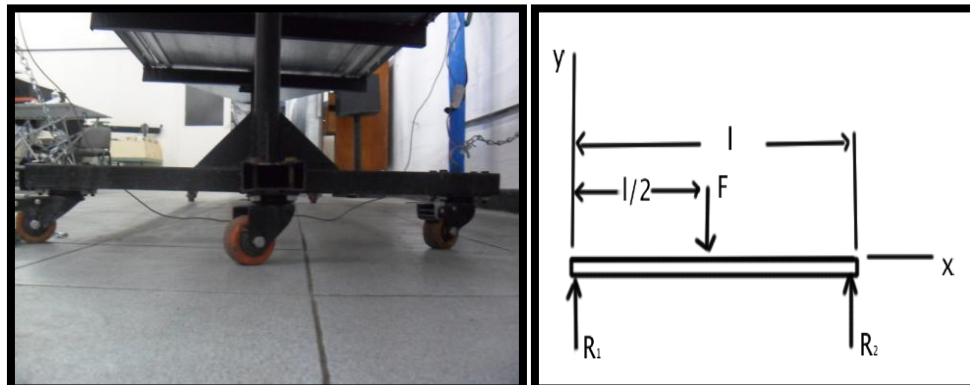


Figura 4.8 “Tubo rectangular y viga con apoyos simples y carga central”

Con el uso de las ecuaciones 4.2, 4.3, 4.4, y 4.5 se realizó el análisis de cargas en el tubo. Para una fuerza de 1579 N y una longitud de tubo de 78 cm se tiene en la tabla 4.5 los resultados del análisis.

Tabla 4.5 “Resultados del análisis de carga en el tubo”

$Y_{\text{máx}}$ [m]	$4,33 \times 10^{-3}$
M [N-m]	30583,92
σ [Pa]	716811
FS	250

Los tubos usados para la construcción de la base de la estructura soporte corresponden a los metros de tubos sobrantes de la estructura del colector solar.

4.3 Sistema de frenado

Como sistema de frenado se dispone de un sistema de cadenas que sujetan a la estructura soporte con la base de la misma. Para la sujeción se soldaron cuatro ganchos dos a la estructura y dos a la base (Figura 4.9).



Figura 4.9 “Sistema de cadena para frenar el movimiento de rotación del colector solar”

En el lado donde está ubicado el gato mecánico se encuentra la referencia que indica el ángulo al cual se está rotando el colector con respecto a su eje longitudinal (figura 4.10).



Figura 4.10 “Referencia para rotar el colector solar”

En la construcción de la estructura y la base se utilizaron como elementos de unión tornillos y soldadura. Las uniones soldadas realizadas en el banco de pruebas fueron realizadas con soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido, utilizando para ello electrodos clasificación E6013.

4.4 Resultados de la construcción

La tabla 4.5 muestra el rango de configuraciones que se pueden realizar en el banco de pruebas.

Tabla 4.5 “Rango de configuraciones para el banco de pruebas”

Configuraciones del colector solar		
Parámetro	Min	Máx
Longitud	1,5 m	3 m
Separación entre placas	23 mm	69 mm
Ángulo de inclinación con respecto al suelo	0°	8°
Ángulo de rotación con respecto al eje longitudinal de simetría	-30	30
Variación del flujo de aire	0,06 Kg/s	1,49 Kg/s

En la figura 4.10 se aprecia el ensamblaje final del banco de pruebas que se instaló en el estacionamiento de la EIM.



Figura 4.11 Ensamblaje final del banco de pruebas

CAPÍTULO V

INSTRUMENTACIÓN

Un instrumento es un dispositivo que mide o manipula variables de un proceso como la presión absoluta o diferencial, temperatura, velocidad, entre otros (Perez, A. 2009). Por tal motivo son herramientas indispensables que ayudan a conseguir o conservar la calidad de un producto que se encuentre en cierto proceso. Este capítulo comprende la descripción de los instrumentos a utilizar tanto en el colector solar como en la cámara de secado.

5.1. Instrumentación en el colector solar

La instrumentación que se utilizará en el colector solar estará sujeta a los requerimientos de la norma ASHRAE 93-2003, cuyo propósito es proveer métodos de prueba para determinar el rendimiento térmico de colectores solares que trabajan con fluidos en una sola fase y no tienen almacenamiento interno significativo. Detalles de esta norma y el procedimiento para determinar el desempeño del dispositivo se comentarán en el capítulo VI.

Para nuestro caso el fluido de trabajo es aire, por lo que el estándar propone usar el esquema de la figura 5.1 para acondicionar el banco de pruebas con la instrumentación necesaria y su respectiva ubicación en el mismo.

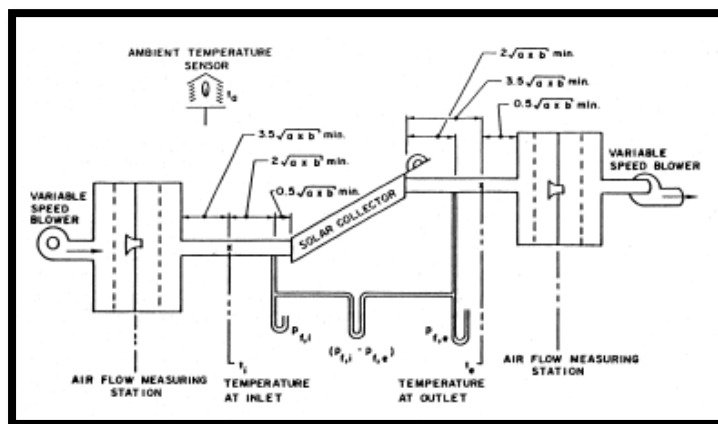


Figura 5.1. “Configuración de prueba cuando el fluido de trabajo es aire” (Fuente: Norma ASHRAE 93-2003).

Es importante destacar que las distancias señaladas para la ubicación de los instrumentos son distancias mínimas para cumplir con la norma y los valores de a y b son igual a 12 pulgadas, que corresponde al diámetro del ducto. Como se puede apreciar en la figura 5.1, el colector solar debe contar con la siguiente instrumentación.

- Medidor de radiación solar
- Medidor de flujo: la exactitud del sensor debe ser igual o menor a $\pm 1,5\%$ de la cantidad medida en unidad de masa por tiempo
- Sensores de temperatura para: admisión, descarga del fluido y ambiente. Los medidores de temperatura deben tener una exactitud de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ y una precisión de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.
- Medidor de velocidad del viento: el sensor empleado debe permitir que la velocidad promedio integrada tenga una exactitud en $\pm 0,8 \text{ m/s}$.
- Manómetros: de presión absoluta para la entrada del colector y presión diferencial para establecer caída de presión a través del equipo. Los sensores para la medición en la admisión y posterior caída en el colector deben tener una exactitud de $\pm 2,5 \text{ KPa}$.

5.1.1. Medición de flujo de aire

El medidor de flujo estará ubicado en el ducto de salida del colector solar a una distancia de 139 cm de la salida del módulo fijo y en centro del ducto. El dispositivo está conformado por un eje, una propela y un circuito con sensor modelo 05103 de la empresa R. M. Young.

En las figuras 5.2 y 5.3 se puede apreciar las partes integrantes del medidor de flujo y el montaje del mismo dentro del ducto de salida respectivamente.

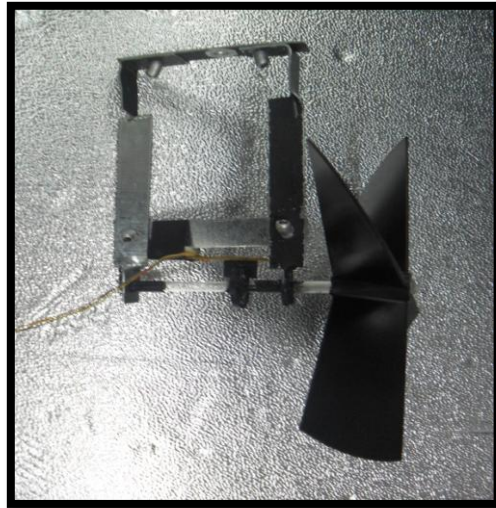


Figura 5.2 “Medidor de flujo de aire”

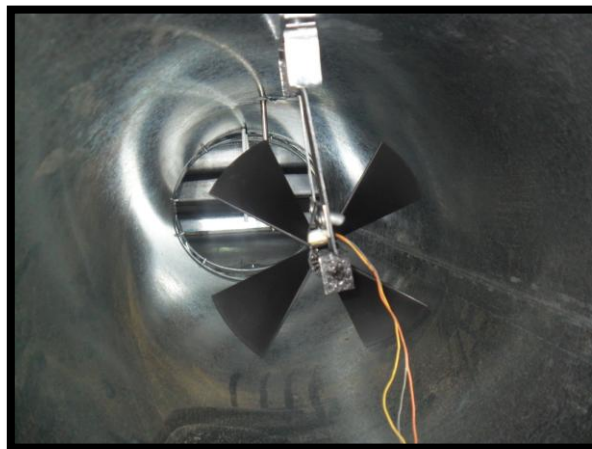


Figura 5.3 “Medidor de flujo de aire en el ducto de salida del colector solar”

5.1.2. Medición de temperatura

Para medir la temperatura del aire a lo largo del circuito se realizaron dos tomas como se puede apreciar en la figura 5.1, una a la entrada y otra a la salida del mismo, en las cuales se introdujeron termocuplas de inmersión tipo J de $\frac{1}{4}$ ” x 6” y con rosca de 6”, tal como se muestra en la Figura 5.4.

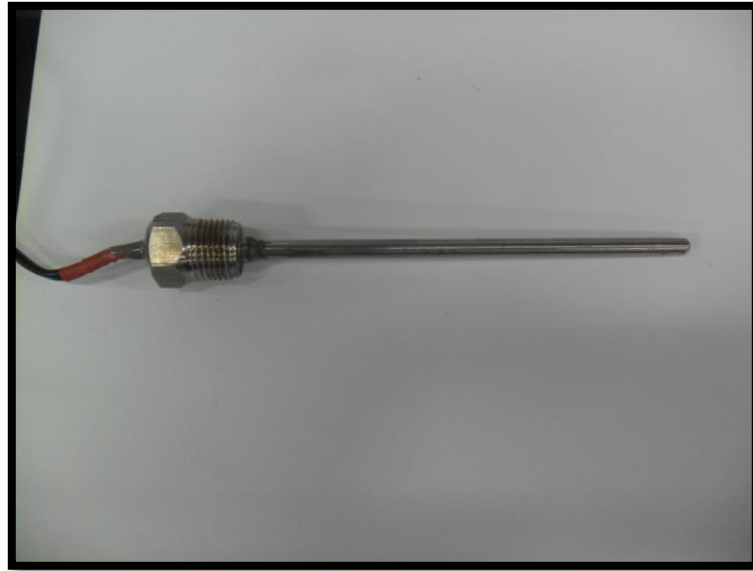


Figura 5.4 “Termocupla de inmersión tipo J”

La termocupla que está en la entrada estará ubicada a una distancia mínima de 82 cm del difusor de entrada del colector solar, mientras que en la salida, la termocupla estará a una distancia de 107 cm de la salida del módulo fijo.

Adicionalmente a la norma, se decidió medir la temperatura en la superficie de la placa cubierta y la placa absorbadora por medio de termocuplas de contacto, las cuales están soldadas en su extremo a una lámina de acero inoxidable de $\frac{3}{4}$ ” x $\frac{3}{4}$ ” que facilita el contacto con la superficie a medir. Se utilizarán tres de estos medidores para la placa cubierta y tres para la placa absorbadora, todos separados equidistantemente. En la figura 5.5 se muestra una imagen de este tipo de termocupla.

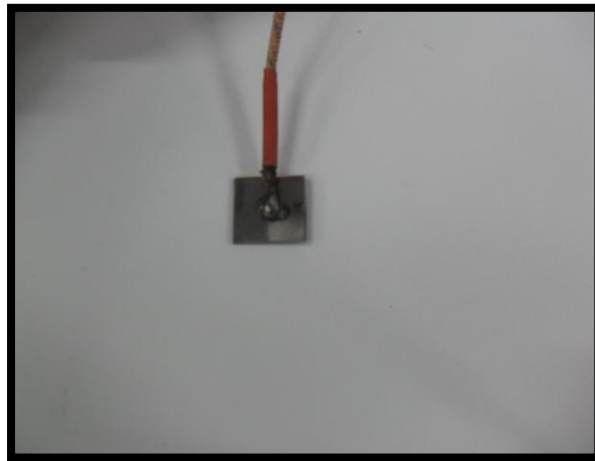


Figura 5.5 “Termocupla de contacto”

5.1.3. Medición de presión

La presión absoluta en la entrada del colector solar se medirá a través de un manómetro tipo U, el cual se instalará a una distancia mínima de 20 cm del difusor de entrada del colector. De la misma forma, se utilizarán manómetros diferenciales tipo U para determinar la caída de presión estática a través del equipo. El medidor de presión en la salida estará ubicado a 62 cm de la salida del módulo fijo. La exactitud de esos medidores es de $\pm 2,5$ Pa para cumplir con la norma. En la figura 5.6 se puede apreciar una imagen del mismo.



Figura 5.6 “Manómetro diferencial tipo U del colector solar”

5.1.4. Medición de la radiación solar

La radiación solar se determinará a través de un pirómetro LI200X. Este estará ubicado en el módulo fijo, paralelo al plano horizontal del colector solar.

La figura 5.7 muestra el montaje del instrumento en el colector solar.

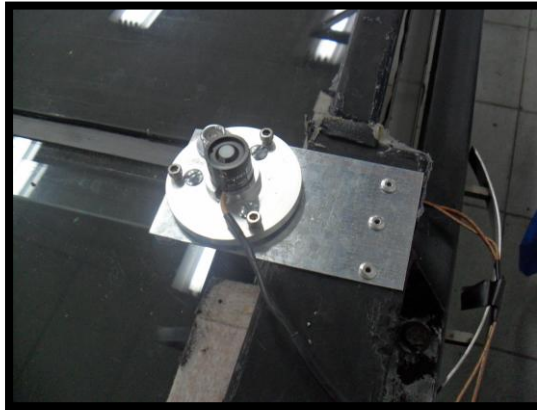


Figura 5.7 “Pirómetro LI200X”

5.2. Instrumentación en la cámara de secado.

Durante el proceso de secado las variables importantes a medir son la temperatura y humedad de los granos de cacao, ya que la humedad no debe ser menor a un 8% como se mencionó en el capítulo II. Adicionalmente, es necesario conocer la caída de presión a la entrada y a la salida de la cámara de secado. Para ello, se utilizará unos manómetros diferenciales tipo U (figura 5.8)



Figura 5.8 “Manómetro diferencial tipo U de la cámara de secado”

Para determinar la humedad y temperatura se dispone de dos medidores modelo H1H-4602-A/C Series, uno ubicado entre la segunda y tercera bandeja (mitad de la cámara) y el otro después de la cuarta bandeja (cercano al techo de la cámara).

En la figura 5.9 se puede apreciar el montaje de uno de los medidores dentro de la cámara de secado.



Figura 5.9 “Medidor de temperatura y humedad H1H-4602-A/C dentro de la cámara de secado”

5.3 Medición de condiciones ambientales

Para medir las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa) se tomaron los datos de la estación meteorológica instalada por la empresa Tecnum Electrónica C.A, que está ubicada en la Universidad Central de Venezuela.

5.4 Simulación de la circulación de aire dentro del colector

Carvallo y Meza (2012) propusieron el uso de un ventilador centrifugo de 128 PCM (pies cúbicos por minuto) acoplado a un motor de $\frac{1}{2}$ hp y 1800 RPM, basado en el modelado matemático de Lopardo y Torres (2012) que predice una caída de presión de 3” de H₂O. Sin embargo no se pudo conseguir un ventilador con estas

características en el mercado local por lo que se adquirió un ventilador centrífugo de palas radiales modelo 602 acoplado directamente a un motor eléctrico de 1,5 hp, 3600 RPM y de conexión trifásica, el cual cumple con los requisitos del banco de pruebas. Adicionalmente, este equipo cuenta con un damper para regular el flujo de aire. La figura 5.10 muestra el montaje del ventilador en el banco de pruebas



Figura 5.10 “Ventilador centrífugo”

5.5. Sistema de adquisición de datos

El banco de pruebas contará con un sistema de adquisición de datos el cual estará conformado por una tarjeta registradora de datos modelo USB-TC para registrar las temperaturas del colector solar y una tarjeta registradora de datos modelo USB-1208LS para adquirir la información de los medidores de temperatura y humedad ubicados en la cámara de secado. Ambas tarjetas son de la empresa Measurement Computing. La figura 5.11 muestra la distribución de las tarjetas registradoras de datos.

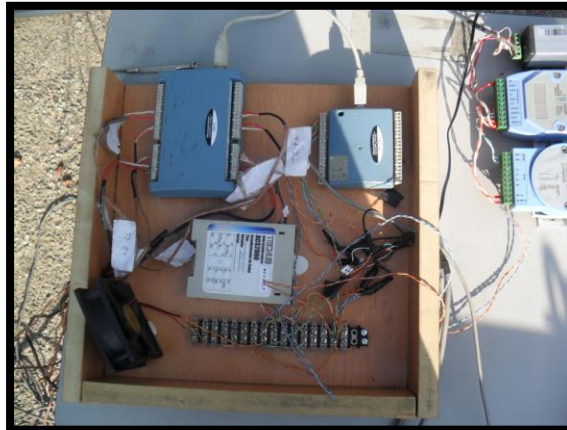


Figura 5.11 “Distribución de las tarjetas registradoras de datos”

El software LabVIEW de la empresa National Instruments fue el utilizado para procesar las señales emitidas por cada una de las tarjetas de adquisición de datos.

A continuación se muestra en las figuras 5.12 y 5.13 la interfaz del programa



Figura 5.12 “Registro de radiación solar y temperaturas”



Figura 5.13 “Registro de temperaturas en el colector solar y la cámara secado”

CAPÍTULO VI

RENDIMIENTO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR

Un colector solar térmico se comporta como cualquier máquina al devolvernos de forma útil solo una parte de la energía que recibe.

El rendimiento térmico del colector solar se determina en parte mediante la obtención de valores de eficiencia instantánea para una combinación de valores de la radiación incidente, la temperatura ambiental, y la temperatura del fluido de entrada. Esto requiere la medición experimental de la rata de radiación solar incidente sobre el colector solar, así como la velocidad de adición de energía al fluido de transferencia a medida que pasa a través del colector, todo bajo condiciones de estado estacionario o cuasi-estacionario.

El rendimiento térmico para el colector solar propuesto por Carvalho y Meza (no concentradores de radiación solar) operando bajo condiciones de estado estacionario, puede ser descrito exitosamente por la siguiente relación:

$$\frac{q_u}{A_a} = G_t \times F_R \times \tau \alpha_e - F_R \times U_L \times (t_{f,i} - t_a) = \frac{m}{A_a} \times C_p \times (t_{f,e} - t_{f,i}) \quad (6.1)$$

Dónde:

q_u : Tasa de energía útil extraída del colector, W [Btu/h]

A_a : Área transparente frontal para un colector no concentrador de radiación solar, [m²]

G_t : Irradiación solar global que incide sobre el plano de apertura del colector, [W/m²]

F_R : Factor de eliminación de calor del colector solar, adimensional

$\tau \alpha_e$: Transmisividad – absorptividad efectiva del colector, adimensional

U_L : Coeficiente de pérdida de transferencia de calor del colector, [W/(m².°C)]

$t_{f,i}$: Temperatura del fluido a la entrada del colector, [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{f,e}$: Temperatura del fluido a la salida del colector, [$^{\circ}\text{C}$]

m : Flujo de masa del fluido, [Kg/s (lbm/h)]

C_p : Calor específico del fluido de transferencia de calor, [$\text{J}/(\text{Kg}\cdot^{\circ}\text{C})$]

Si la eficiencia del colector solar es definida como,

$$n_g = \frac{\text{energía útil real colectada}}{\text{energía solar bruta captada por la superficie}} \quad (6.2)$$

Dónde:

n_g : Eficiencia del colector basada en la superficie bruta del mismo, [%]

Luego la eficiencia de un colector que no utilice concentradores de radiación solar está dada por la siguiente ecuación:

$$n_g = \frac{A_a}{A_g} \times F_R \times \tau \alpha_e - U_L \times \frac{t_{f,i} - t_a}{G_t} = \frac{m \times C_p \times (t_{f,e} - t_{f,i})}{A_g \times G_t} \quad (6.3)$$

Dónde,

A_g : Área bruta del colector, [m^2]

Las tres ecuaciones previas fueron extraídas de la Norma ANSI – ASHRAE 93 – 2003, donde se definen tres tipos de áreas importantes: absorción (A_c), apertura (A_a) y bruta (A_g). El área de absorción es aquella en la que la energía incidente es absorbida y transmitida al fluido. El área de apertura es la máxima superficie por la cual la energía solar es admitida y el área bruta es la máxima superficie del equipo incluyendo los medios para el montaje.

6.1 NORMA ANSI/ASHRAE 93 – 2003

La American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) es una sociedad que está organizada con el solo propósito de promover el avance de las artes y las ciencias de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración para el beneficio público a través de la investigación, la elaboración y publicación de estándares.

La norma ANSI/ASHRAE 93-2003 se creó con el propósito de proveer métodos de prueba para la determinación del desempeño térmico de colectores solares que usan fluidos en una sola fase y no tienen almacenamiento energético interno significativo.

En el Capítulo V se comentó que el estándar se enfoca en proveer métodos de prueba y procedimientos de cálculo para estipular el desempeño en estado estacionario o cuasi-estacionario de equipos con o sin concentración de energía en los cuales el fluido, en estado líquido o gaseoso, entre y salga del equipo a través de una sola entrada y una sola salida. Así mismo, se excluyen aquellos sistemas sin cubierta transparente, que posean acumuladores integrados y en los que el fluido de trabajo cambie de fase.

El diseño propuesto por Carvallo y Meza es un colector que trabaja con aire, de una entrada y una salida, con un placa cubierta transparente y sin acumuladores de energía integrados, por tanto la norma establece que la Ecuación (6.3) caracteriza el rendimiento térmico para este tipo de dispositivo.

Una fuga significativa de la transferencia de calor es probable en la entrada y salida del colector, por lo que debe ser tomada en cuenta en las mediciones de la energía útil. Definiendo el flujo de masa que se pierde como,

$$m_L = m_e - m_i \quad (6.4)$$

Dónde:

m_e : Flujo másico a la salida del colector , [Kg/s]

m_i : Flujo másico a la entrada del colector, [Kg/s]

La energía útil que se puede recolectar puede ser determinada por los siguientes modelos de prueba:

- Prueba con medición negativa de presión.

En esta configuración con pérdida ($m_L > 0$), aire a temperatura ambiente se introduce en la corriente de aire caliente en el colector. La ganancia real de energía útil en esta situación viene dada por:

$$q_u = m_e \times h_{f,e} - m_i \times h_{f,i} + m_L \times h_a \quad (6.5)$$

Dónde:

$h_{f,e}$:Entalpía del fluido a la salida del colector, [J/Kg]

$h_{f,i}$:Entalpía del fluido a la entrada del colector, [J/Kg]

h_a :Entalpía de la mezcla aire-agua en el ambiente, [J/Kg]

y el término entre paréntesis es el flujo total de entalpía entrante.

Despreciando los efectos de la transferencia de humedad entre las diferentes corrientes de aire y suponiendo calor específico constante, la Ecuación (6.5) se puede expresar en términos de cantidades medibles como:

$$q_u = m_e \times C_p \times t_{f,e} - t_{f,i} + m_e - m_i \times C_p \times t_{f,i} - t_a \quad (6.6)$$

Por conveniencia, para las siguientes expresiones para sistemas con pérdidas significativas, las Ecuaciones (6.1) y (6.6) pueden ser combinadas para definir un efectivo flujo másico de calor para colectores que trabajen con aire:

$$m = m_e + m_e - m_i \times t_{f,i} - t_a / t_{f,e} - t_{f,i} \quad (6.7)$$

- **Prueba con medición positiva de presión**

En este caso con pérdidas ($m_L < 0$), el aire caliente escapa del colector hacia el ambiente con una consiguiente pérdida de energía útil. Además de la salida de entalpía de flujo, el colector también introduce aire del ambiente en la carga a una velocidad de flujo igual a la de las pérdidas del colector. Por lo tanto, el colector suministra la entalpía de flujo $m_e \times h_{f,e} + -m_L \times h_a$ a la carga. Con la entalpía de flujo en la entrada de $m_f \times h_{f,i}$, un balance de energía para este caso da nuevamente la Ecuación (2.5) (tomando en cuenta el signo de m_L). Por consiguiente, las Ecuaciones (2.6) y (2.7) se pueden aplicar también cuando se hacen pruebas con mediciones positivas de presión.

6.1.1 Constante de tiempo del colector solar

De acuerdo a la norma, es necesario determinar el tiempo de respuesta del colector solar para posteriormente evaluar el comportamiento transitorio del colector y seleccionar los intervalos de tiempo apropiados para las pruebas de eficiencia en estado estacionario o cuasi – estacionario.

Siempre que existan condiciones transitorias, las ecuaciones (6.1) a la (6.7) no rigen el rendimiento térmico del colector, debido a que parte de la energía solar absorbida es utilizada para calentar el colector y sus componentes y otra parte se pierde como resultado del enfriamiento del mismo. Luego, para colectores que no usen concentradores de energía, la ecuación a usar en la etapa transitoria es:

$$\frac{C_A}{A_a} \times \frac{dt_f}{dT} = F_R \times G_T \times \tau \alpha_e - F_R \times U_L \times (t_{f,i} - t_a) - \frac{m \times C_p}{A_a} \times (t_{f,e} - t_{f,i}) \quad (6.8)$$

Dónde:

C_A : capacidad de calor efectiva del colector solar, [J/°C]

Si la radiación solar G_T cambia repentinamente y se mantiene constante; $\tau \alpha_e$, U_L , t_a , m y C_p se consideran constantes para el período transitorio y si la tasa

de cambio del fluido a la temperatura de salida se relaciona con la tasa de cambio del fluido a la temperatura media con el tiempo por,

$$\frac{dt_f}{dT} = \mathbf{K} \times \frac{dt_{f,e}}{dT} \quad (6.9)$$

Dónde:

$$\mathbf{K} = \frac{m \times C_p}{F' \times U_L \times A_a} \times \frac{F}{F_R} - 1 \quad (6.10)$$

F': factor de eficiencia de la placa absorción, adimensional

Luego la Ecuación (6.8) puede resolverse para dar la temperatura de salida del fluido en función del tiempo:

$$\frac{F_R \times G_t \times \tau \alpha e^{-F_R \times U_L \times t_{f,i} - t_a} - m \times C_p / t_a \times t_{f,e,T} - T_{f,i}}{F_R \times G_t \times \tau \alpha e^{-F_R \times U_L \times t_{f,i} - t_a} - m \times C_p / A_a \times t_{f,e,initial} - t_{f,i}} = e^{-m \times C_p / K \times C_A \times T} \quad (6.11)$$

T: tiempo, [s]

La cantidad $\mathbf{K} \times C_A / m \times C_p$ es conocida como la constante de tiempo y es el tiempo requerido para que la cantidad de la parte izquierda de la Ecuación (6.11) cambie de 1,0 a 0,368, donde $0,368 = 1/e$.

CAPÍTULO VII

ENSAYOS EXPERIMENTALES

El presente capítulo comprende dos ensayos experimentales y el respectivo análisis de los resultados de cada experiencia. El primero consiste en el secado de una cantidad de granos de cacao fermentados para probar el desempeño del banco de pruebas. El segundo, se refiere a la determinación de la constante de tiempo del colector para luego determinar el rendimiento térmico del mismo.

7.1 Ensayo secado de granos de cacao fermentados

El propósito del experimento es secar en el banco de pruebas 17 Kg de cacao fermentado proporcionado por la asociación APRUT (Asociación de Productores Unidos de Trincheras). Para comenzar a deshidratar los granos se necesita de al menos 6 a 8 días de fermentación según la información suministrada por los cacao cultores de la organización, sin embargo, al momento de comenzar el proceso de secado, el cacao sólo llevaba dos días de fermentado. La figura 7.1 refleja la muestra utilizada en el ensayo.



Figura 7.1 “Cacao fermentado utilizado en el ensayo”

La muestra se dividió en dos porciones, la muestra A corresponde a 2 kg de cacao que se secarán por el método tradicional de secado al sol sobre el suelo del estacionamiento de la Escuela de Ingeniería Mecánica (figura 7.2). La muestra B está representada por 15 Kg del fruto, los cuales se deshidratarán en la cámara de secado del banco de pruebas (figura 7.3).



Figura 7.2 “Muestra A de cacao”



Figura 7.3 “Muestra B de cacao”

El ensayo se realizó durante tres días del mes de septiembre, en un lapso aproximado de 16 horas. Es importante destacar que en esos días las condiciones ambientales no fueron las más idóneas para el secado de los granos, debido a la alta nubosidad y precipitaciones parciales.

El banco de pruebas fue instalado en el estacionamiento de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela (figura 7.4). Cada día de ensayo se verificaba que no existieran fugas en el banco, que el software reconociera la comunicación entre las tarjetas registradoras de datos y el computador, y que todos los medidores de temperatura, humedad, radiación y flujo de aire estuvieran emitiendo las señales correspondientes. Seguidamente, se asigna en el software LabView las entradas de todas las variables a medir para posteriormente ser registradas en un archivo de texto (.TXT) identificado con la fecha de la experiencia.



Figura 7.4 “Instalación del banco de pruebas”

Día 1.

El lapso del ensayo fue de 2:57 horas, donde la muestra fue separada en dos porciones como se explicó anteriormente. Es importante señalar que la muestra B se colocó en la primera bandeja de la cámara de secado, tal como se muestra en la figura 7.3. Las otras tres bandejas fueron retiradas.

El protocolo consistió en medir y registrar cada hora el peso de la muestra A y el de la muestra B (figura 7.5). Adicionalmente, mediante el uso de unas taparas se removía cada porción para que el secado de los granos fuera homogéneo (figura 7.6).



Figura 7.5 “Pesaje de la muestra”



Figura 7.6 “Remoción mediante el uso de una tapara”

Una vez registrado el peso de cada muestra, se procedía a registrar los Hertz (Hz) que indicaba el módulo de adquisición de datos del medidor de flujo (figura 7.7). Este valor luego se transforma en RPM para posteriormente calcular el flujo de aire que pasa por el ducto de salida del colector solar. El procedimiento se expone a continuación:

Para calcular las RPM del medidor de flujo se utiliza Ecuación (7.1)

$$RPM = \frac{Hz}{n} \times 60 \quad (7.1)$$

Dónde:

RPM: revoluciones por minuto del medidor de flujo

Hz: Hertz que registra el módulo de adquisición de datos del medidor de flujo

n: número de clicks del circuito interface, que en este caso corresponde al valor constante de 18

La velocidad del flujo de aire se calcula por medio de la Ecuación (7.2), la cual constituye la fórmula de calibración según el manual técnico del medidor de flujo.

$$V = 0,0049 \times RPM \quad (7.2)$$

Dónde:

V: velocidad del flujo de aire, [m/s]

Para calcular el flujo másico de aire se emplea la Ecuación (7.3) (Jones 1997).

$$m_{aire} = V \times \pi \times \frac{D^2}{4} \times \rho \quad (7.3)$$

Dónde:

m_{aire} : flujo másico del aire, [Kg/s]

D: diámetro del ducto de salida, [m]

ρ : densidad del aire, [Kg/m³]

La densidad se puede calcular por medio de la Ecuación (7.4), correspondiente a la ecuación de estado para un gas ideal.

$$\rho = \frac{P}{R \times T} \quad (7.4)$$

Dónde:

P: presión absoluta del aire, [Kpa]

R: constante universal de los gases ideales, [KJ/Kg.K]

T: temperatura del aire a la salida del colector, [K]



Figura 7.7 “Módulo de adquisición de datos del medidor de flujo”

Después de anotar la segunda medida de la muestra B, se decidió reubicar los granos de cacao a la bandeja N° 3 (entre los dos medidores de temperatura y humedad) y retirar la bandeja N°1. De esta forma se pretende observar el comportamiento y registrar los valores de dichas variables con la muestra ubicada entre ambos medidores. Por último, una vez culminada la experimentación, se procedió a guardar los granos de cacao en un saco de yute.

Día 2.

Se preparó el banco de pruebas de la misma forma que el día 1 y el tiempo de experimentación fue de aproximadamente 7 horas. Nuevamente se anotaba a cada hora el peso de ambas muestras y los Hz que indicaba módulo de adquisición de datos del medidor de flujo para calcular el flujo másico de aire. Sin embargo, en la sexta toma de datos de la muestra B (2:20 pm), se dividió la misma en dos bandejas.

En la figura 7.8 se puede apreciar la separación de los granos de dicha muestra en las bandejas N°1 y N°3 de la cámara de secado.



Figura 7.8 “Separación de los granos de la muestra B”

A partir de esta medida, en cada hora de registro de datos, se intercambiaba el contenido de ambas bandejas.

Día 3.

Para el último día del proceso de secado, se continuó con la medición del peso de cada muestra y el flujo másico de aire en lapsos de una hora. La experiencia fue de aproximadamente 6 horas. De forma similar, el contenido de las dos bandejas dentro de la cámara de secado se siguió intercambiando.

El propósito final de este ensayo es poder comparar las características de los granos de las muestras A y B así como la pérdida de masa de ambas.

7.2 Resultados del ensayo

La irradiación solar es una variable que se tomó en cuenta para evaluar el desempeño del colector solar. La figura 7.9 muestra el comportamiento de la irradiación durante los tres días en que se realizó el ensayo.

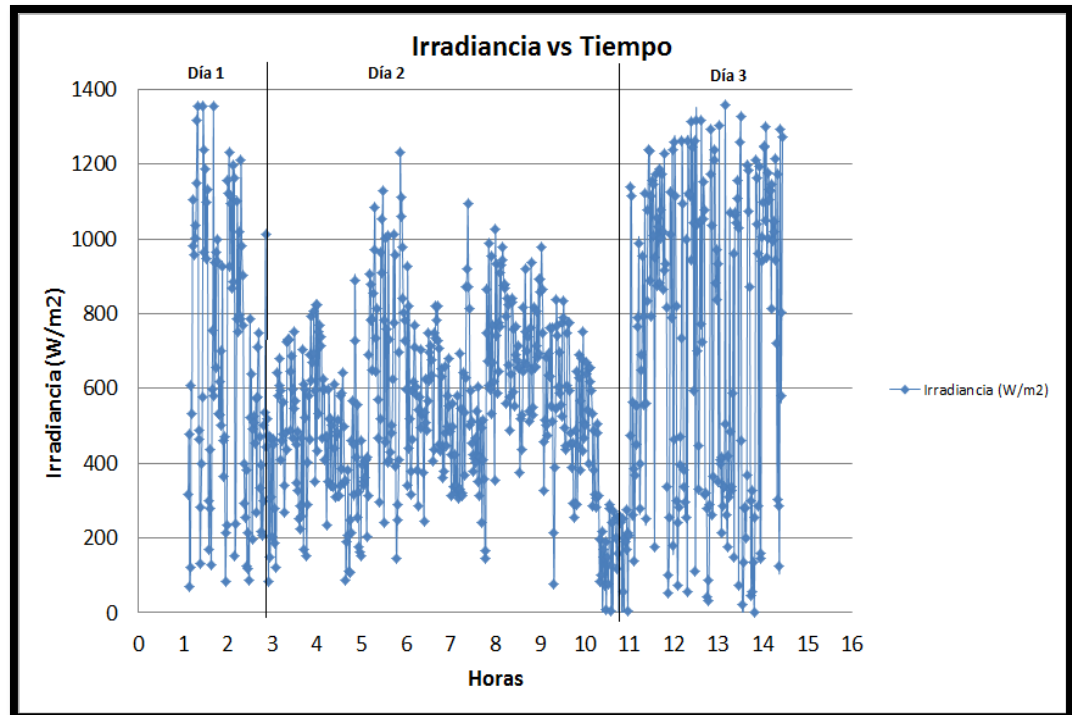


Figura 7.9 “Irradiación solar durante los tres días de ensayo”

El primer día, la radiación promedio fue de 619 W/m^2 , el segundo día fue de 537 W/m^2 y para el último día la radiación promedio fue nuevamente de 619 W/m^2 .

Finalizado el registro del peso de cada muestra y de las variables temperatura, humedad y flujo de aire, se comparó en la pérdida de humedad de la muestra A y la muestra B, obteniéndose como resultado la figura 7.10.

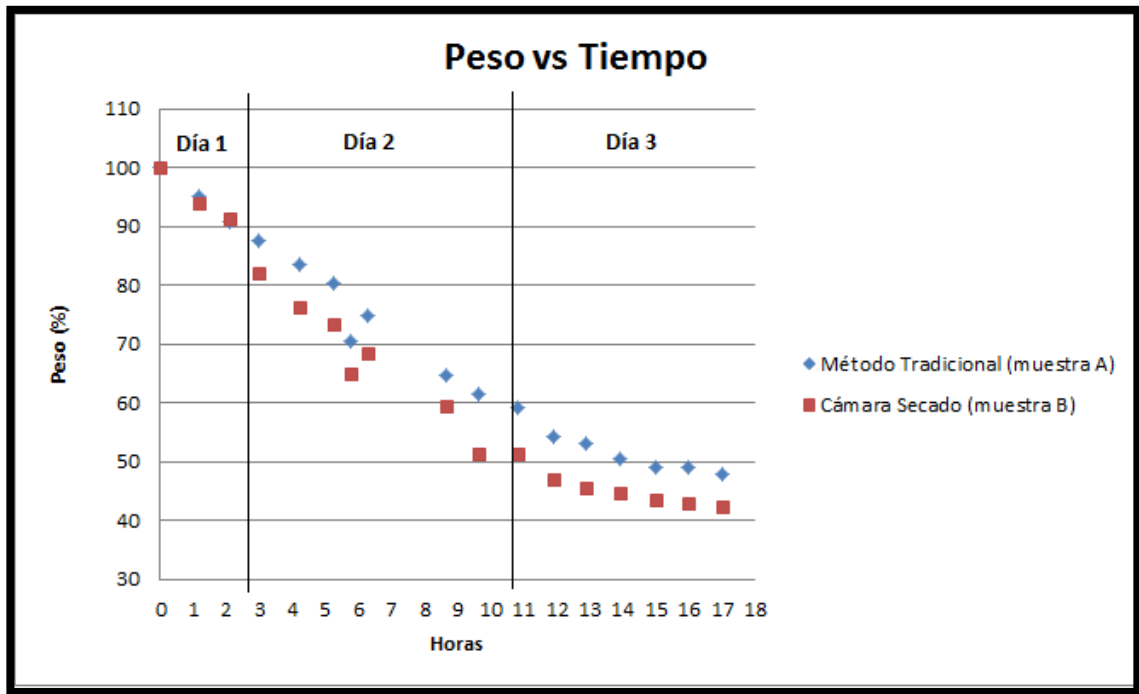


Figura 7.10 “Pérdida de peso en la muestras A y B”

En la figura 7.10 se puede apreciar que el banco de pruebas pudo eliminar un mayor porcentaje de humedad que el método tradicional, alrededor de un 7%. Durante el primer día las condiciones ambientales fueron adversas debido a la alta nubosidad y pluviosidad, razón por la cual no hubo mucha diferencia entre ambas muestras.

Para el segundo día de ensayo, la diferencia de porcentaje aumentó e incluso llegó a su máximo cuando la muestra B se dividió en dos bandejas, permitiendo así que el espesor del lecho de cacao fuera menor y como consecuencia de esto la pérdida de humedad se incrementó.

En el último día las condiciones ambientales mejoraron, tal como se puede observar en la figura 7.9. Sin embargo, está lejos de las condiciones óptimas para el proceso de secado de cacao. En el transcurso de este día, la muestra que estaba en la

cámara de secado presentaba una diferencia que se mantuvo en un 7% con respecto al secado tradicional.

La temperatura y humedad relativa ambiental fueron registradas por la estación meteorológica instalada por la empresa Tecnum Electrónica C.A en la Universidad Central de Venezuela. La figura 7.11 reseña estas mediciones así como la temperatura de salida del colector solar y la temperatura de salida de la cámara de secado.

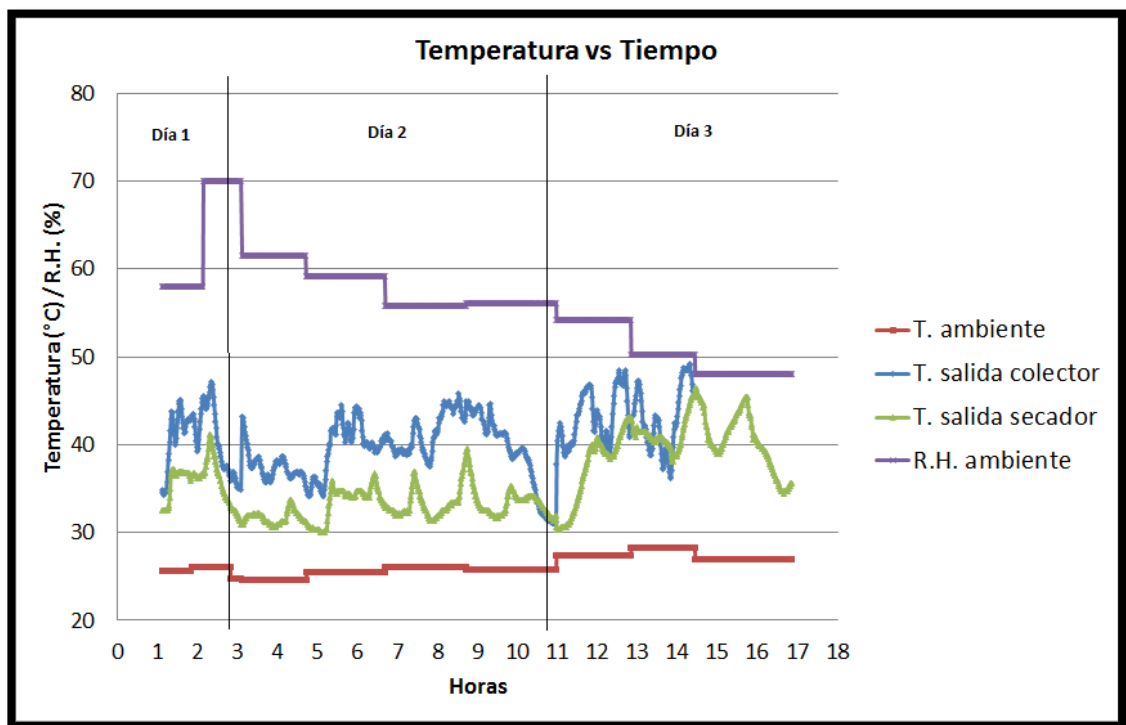


Figura 7.11 “Temperaturas de salida del colector y secador del banco de pruebas”

La figura 7.11 corrobora como fue disminuyendo la humedad relativa y aumentando la temperatura ambiental con el transcurso de las horas de ensayo. La temperatura de salida del colector y la de salida de la cámara de secado registraron sus máximos valores en el tercer día, coincidiendo con mejores condiciones climáticas. El colector registró 49,14°C mientras que la cámara tuvo un valor de

46,45°C, lo que refleja calentamientos de hasta 20°C por encima de la temperatura ambiente.

Como era de esperarse, la temperatura del secador se mantuvo por debajo de los valores de temperatura del colector, ya que el aire caliente que llega a la cámara absorbe humedad de los granos de cacao y en consecuencia se va enfriando hasta su salida por la chimenea.

Respecto a las temperaturas de placa cubierta y de placa absorbedora, se realizó una comparación en el tercer día para valores de radiación por debajo de 750 W/m² y por encima de 900 W/m², obteniendo como resultado la figura 7.12

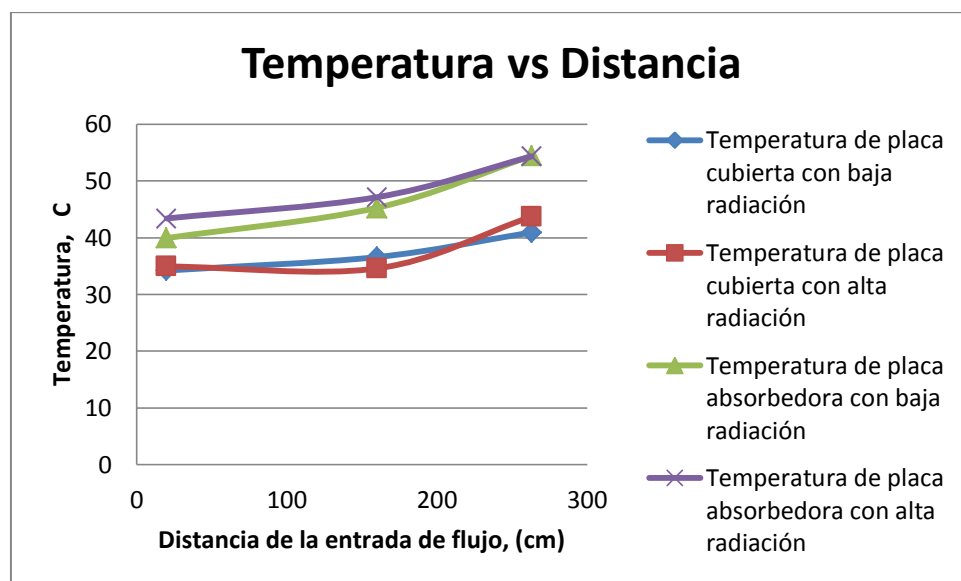


Figura 7.12 “Temperaturas de placa cubierta y placa absorbedora”

El flujo de aire se controlaba con el damper o regulador del ventilador centrífugo dependiendo de la radiación solar. Para radiaciones altas, el damper se cerraba hasta que el módulo de adquisición de datos del medidor de flujo alcanzara los 45 – 48 Hz, mientras que se abría cuando la radiación disminuía, hasta obtener un rango de 55 - 60 Hz. Tomando en cuenta lo anterior, el flujo de aire estuvo por el orden de los 0,24 a 0,33 Kg/s.

La velocidad mínima del aire en el ducto de medición fue de 0,25 m/s mientras que la máxima llegó a 0,34 m/s. Por su parte, la caída de presión entre la entrada del colector solar y la salida de la cámara de secado fue de $1/8 \square \text{H}_2\text{O}$.

Para calcular la potencia del motor del ventilador centrífugo durante los tres días de ensayo se utiliza la Ecuación (7.5), la cual usa el promedio del flujo másico de aire y el promedio del volumen específico a la entrada y salida del colector solar (Mataix 1982).

$$W = m_{\text{aire}} \times v_{\text{aire}} \times \Delta P \quad (7.5)$$

Dónde:

W = potencia consumida, [W]

m_{aire} = flujo másico del aire, [K/s]

v_{aire} = volumen específico del aire, [m^3/Kg]

ΔP = caída de presión, [Kpa]

El volumen específico del aire se calcula con la ecuación de estado para un gas ideal (Ecuación 7.6).

$$v_{\text{aire}} = \frac{R \times T}{P} \quad (7.6)$$

La potencia total consumida por el motor fue de 26,4 W.

Para calcular la energía total consumida por el motor durante la experimentación se emplea la Ecuación (7.7)

$$E_c = W \times h \quad (7.7)$$

Dónde:

E_c : energía consumida, [KWh]

h : horas de ensayo

Finalmente, la energía consumida fue de aproximadamente 0,45 KWh.

7.3 Ensayo para determinar el rendimiento térmico del colector solar.

En el capítulo VI se mencionó que es necesario determinar la constante de tiempo del colector solar para calcular su rendimiento, ya que es preciso conocer el tiempo de respuesta del colector para posteriormente evaluar el comportamiento transitorio del mismo y seleccionar los intervalos de tiempo apropiados para las pruebas de eficiencia en estado estacionario o cuasi – estacionario. La norma ANSI/ASHRAE 93-2003 especifica que el medidor de radiación debe registrar un valor por encima de los 790 W/m^2 , el cual no debe variar $\pm 32 \text{ W/m}^2$ por un lapso de 10 minutos o dos veces el valor de la constante de tiempo. La superficie del colector debe ser cubierta por una cobertura blanca no traslúcida luego de cumplirse ese lapso de tiempo, para posteriormente, monitorear la temperatura de entrada y salida hasta cumplirse la relación (7.8).

$$\frac{t_{f,e,T} - t_{f,i}}{t_{f,e,inicial} - t_{f,i}} < 0,30 \quad (7.8)$$

Dónde:

$t_{f,e,T}$: temperatura del aire a la salida del colector solar, [°C]

$t_{f,i}$: temperatura del aire a la entrada del colector solar, [°C]

$t_{f,e,inicial}$: temperatura del aire a la salida del colector solar en el comienzo del período de la constante de tiempo, [°C]

Durante los tres días que duró el ensayo no hubo las condiciones climáticas ideales para alcanzar un valor mínimo de 790 W/m^2 ($\pm 32 \text{ W/m}^2$) por un lapso de 10 minutos, por lo que el rendimiento térmico del colector se determinó a través de la Ecuación (6.3) utilizando un promedio del flujo másico, la irradiación solar, la temperatura de entrada y la temperatura de salida, entre las 11:00 am y 11:10 am, donde los valores se aproximaron a los requisitos de la norma en el tercer día de

experimentación, día que reunió las mejores condiciones ambientales para el secado de cacao.

$$\mathbf{n_g} = \frac{\mathbf{m_{aire} \times C_p \times t_{f,e} - t_{f,i}}}{\mathbf{A_g \times G_t}} \quad (6.3)$$

La eficiencia del colector solar en su configuración de máxima longitud y menor diámetro hidráulico fue de 63%. Es importante recordar que este valor es un aproximado al valor de eficiencia que se hubiera obtenido de cumplirse el protocolo de la norma ANSI/ASHRAE 93-2003, sin embargo se considera un excelente valor a pesar de la alta nubosidad y pluviosidad.

CAPÍTULO VIII

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

En este capítulo se especifican los pasos necesarios para la manipulación segura del banco de pruebas y el mantenimiento respectivo para el buen funcionamiento del mismo.

8.1 Operación

8.1.1 Manual de operación del colector solar

Para manipular el banco de pruebas se requiere de al menos dos operadores, debido a que los elementos del dispositivo son pesados. En primer lugar se requiere de ambos operadores para desplazar el colector móvil dentro del fijo, en segundo lugar, mientras un operador rota el sistema con respecto a su eje longitudinal el otro se encargara de asegurar la posición del colector en el ángulo deseado a través del sistema de cadenas. Por último, es necesaria la asistencia de ambos para variar la altura de las placas cubiertas.

Es importante que antes de realizar cualquier modificación al colector solar, asegurarse que las ruedas estén frenadas y que el sistema de frenado este bien aplicado.

8.1.1.1 Variación de los parámetros que afectan el radio hidráulico

La variación del radio hidráulico depende de tres parámetros que son la longitud del colector, la separación entre la placa cubierta y la placa absorbedora y la regulación del caudal de flujo de aire.

- Variación de la longitud del colector: El colector solar dispone de dos configuraciones posibles, la máxima de 3 m y la mínima de 1,5 m. Para lograr la mínima es necesario que dos operadores empujen el colector móvil dentro del fijo. Previo a esto, se debe quitar la placa cubierta, los apoyos de la placa cubierta y el difusor del módulo móvil. Al alcanzar la configuración mínima se debe colocar nuevamente el difusor.
- Variación de la altura de la placa cubierta: cada módulo cuenta con tres posiciones distintas para colocar la placa cubierta. Cuando se tiene la configuración mayor de 3 m, los apoyos en el módulo móvil se deben ajustar a la posición deseada. Es importante tener la máxima precaución al momento de colocar o deslizar la placa cubierta en los módulos, para ello es necesario el uso de dos ventosas por parte de ambos operadores (figura 8.1)



Figura 8.1 “Ventosas para trasladar las placas cubiertas”

- Variación del caudal de flujo de aire: el ventilador centrífugo cuenta con un damper (figura 8.2) con el que se puede regular el paso de aire al ventilador.



Figura 8.2 “Damper o regulador de flujo de aire del ventilador centrífugo”.

8.1.1.2 Movimiento de rotación e inclinación de los módulos

Se presenta a continuación una serie de pasos para rotar la estructura desde la posición horizontal hasta la posición del ángulo deseado, tanto para la configuración máxima y mínima del colector. Antes, es necesario verificar que las placas cubiertas estén bien colocadas sobre sus apoyos.

Paso 1

El operador 1 debe estar ubicado en uno de los laterales del colector, mientras que el operador 2 debe estar posicionado de frente al sistema de freno. La figura 8.3 refleja la posición de cada operador en el banco.



Figura 8.3 “Posición de los operadores en el colector”

Paso 2

El operador 1 rota el colector solar siguiendo las indicaciones del operador 2 hasta alcanzar el ángulo requerido.

Paso 3

Ubicado el ángulo, el operador 2 sostiene el colector mientras el operador 1 introduce el eslabón de la cadena en los ganchos soldados en la estructura para frenarla.

Para lograr la inclinación del colector con respecto al suelo (con o sin rotar), es necesario que un operador con ayuda de la palanca del gato mecánico gire la misma en sentido horario hasta alcanzar la altura deseada, es decir, hasta que el otro operador que sostiene la estructura le indique el ángulo de inclinación que marca el sistema transportador (figura 8.4). A pesar de que la longitud máxima del gato es de 38 cm, SE RECOMIENDA no llegar a esta distancia si no al valor de 30 cm. Para realizar esta operación, los usuarios deben colocarse en la posición que se muestra en la figura 8.5

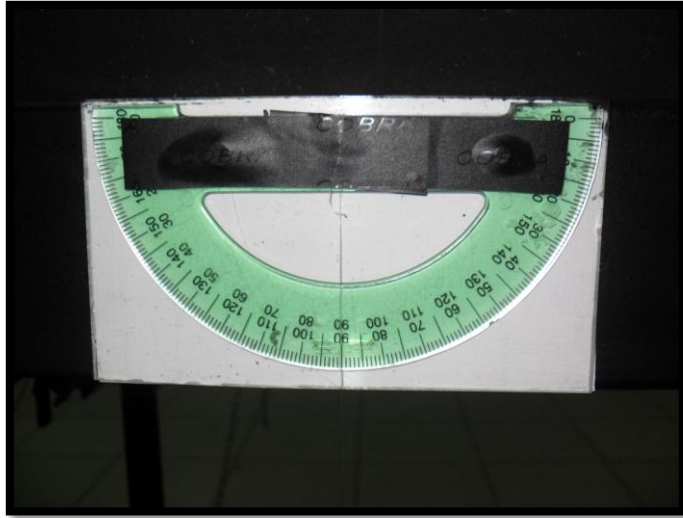


Figura 8.4 “Indicador del ángulo de inclinación del colector con respecto al suelo”



Figura 8.5 “Posición de los operadores para la inclinación vertical del colector”

8.1.2 Puesta en marcha del ventilador centrífugo

El ventilador centrífugo debe ser conectado a una toma de 220 V, el encendido y apagado se realiza en el breaker. Es importante que entre cada apagado y encendido se deje pasar un lapso 15 min.

8.1.3 Traslado del colector

Para el traslado del colector tome en cuenta los siguientes pasos:

1. Colocar el colector en posición horizontal
2. Desconectar los ductos flexibles que unen al colector con la cámara de secado y el ventilador centrífugo
3. Desconectar las mangueras de los manómetros tipo U, las termocuplas y el pirómetro del sistema de adquisición de datos
4. Desactivar el sistema de frenado de las ruedas del colector
5. El traslado se debe realizar con al menos dos operadores

8.1.4 Manual de operación de la cámara de secado

Como se mencionó en los capítulos anteriores la cámara de secado cuenta con cuatro bandejas en donde se colocarán los granos de cacao. Cada bandeja esta numerada y sólo pueden ser ubicadas en la posición correspondiente a su número.

8.1.4.1 Manejo de las bandejas de la cámara de secado

Como se mencionó en los capítulos anteriores la cámara de secado cuenta con cuatro bandejas en donde se colocarán los granos de cacao. Para retirar las bandejas de la cámara de secado se deben seguir los siguientes pasos.

Paso 1

Sacar la bandeja hasta su máxima longitud (figura 8.6)



Figura 8.6 “Bandeja en su máxima extensión”

Paso 2

Ubicar las pestañas de seguridad que se encuentran a cada lado de la bandeja donde una se debe mantener presionada hacia arriba y la otra hacia abajo (Figura 8.7)



Figura 8.7 “Pestañas de seguridad de las bandejas”

Paso 3

Halar la bandeja mientras se mantienen presionadas las pestañas en sentido opuesto hasta extraerla en su totalidad (figura 8.8).



Figura 8.8 “Extracción de la bandeja”

Si se desea trasladar la cámara de secado a las afueras del laboratorio, es necesario retirar el techo desmontable de la misma, cerrar la puerta y asegurarla con el pasador, desconectar el ducto flexible del colector, la manguera del medidor de presión y los cables de los medidores de humedad y temperatura del sistema de adquisición de datos.

Para la remoción de los granos de cacao se debe abrir la puerta, halar la bandeja y seguidamente con la ayuda de las taparas se remueve el cacao con cuidado para que no se desborde.

8.1.5 Sellado de fugas

Una vez que el colector se encuentra en la configuración deseada, es necesario encender el ventilador centrífugo con el damper totalmente abierto, localizar las fugas en el banco de pruebas y sellarlas con silicón y el uso de mangueras y/o gomas.

8.1.6 Manejo del sistema de adquisición de datos

Antes de poner en funcionamiento el sistema de adquisición de datos se debe verificar que todos los instrumentos de medición estén bien conectados a los puertos de las tarjeta correspondientes y dichas tarjetas no deben estar expuestas a la intemperie.

A continuación se listan los pasos necesarios para configurar y correr el sistema de adquisición de datos.

Paso 1

Abrir el software InstaCal donde se debe verificar que dicho programa reconozca las dos tarjetas registradoras de datos (figura 8.9)

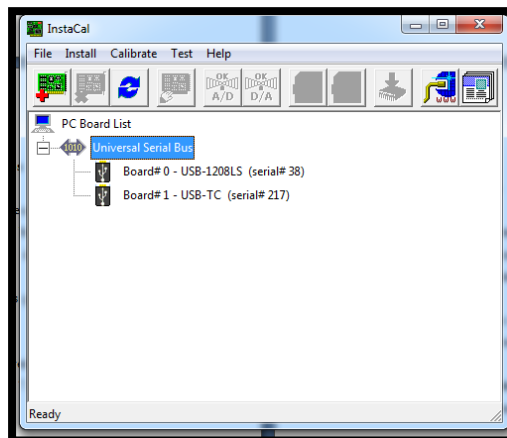


Figura 8.9 “Reconocimiento de tarjetas de adquisición de datos”

Paso 2

Hacer doble click en la tarjeta USB-TC correspondiente al registro de temperaturas del colector y verificar en la pestaña TC Type que las ocho termocuplas sean tipo J (figura 8.10). Dar Aceptar y seguidamente hacer doble click en el botón Analog Test, donde en una nueva ventana hacer click en el botón TEST para chequear que se están registrando las lecturas de las ocho termocuplas (figura 8.11). Cerrar la ventana

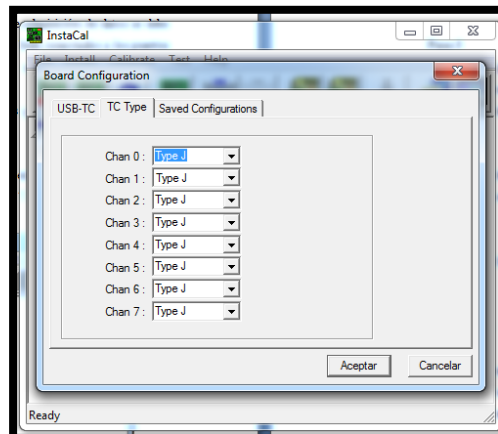


Figura 8.10 “Selección del tipo de termocupla”

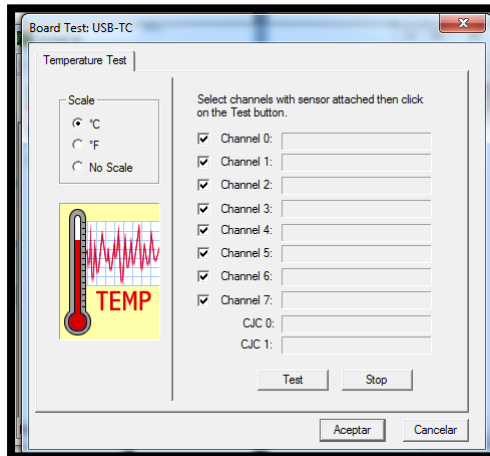


Figura 8.11 “Verificación de señales de temperaturas”

Paso 3

Hacer doble click en la tarjeta USB-1208LS correspondiente a los medidores de temperatura y humedad de la cámara de secado. En la ventana emergente verificar que este seleccionada la opción 8 Single Ended (figura 8.12). Cerrar la ventana y el programa InstaCal.

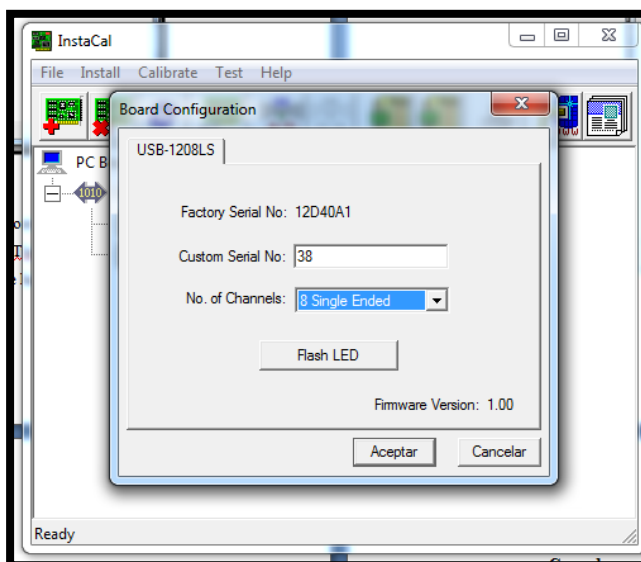


Figura 8.12 “Selección configuración 8 Single Ended”

Paso 4

Crear un archivo de texto (.TXT) el cual servirá para registrar todas las mediciones del proceso.

Paso 5

Abrir el programa LabVIEW y seleccionar la opción colector solar RIP.vi (figura 8.13)

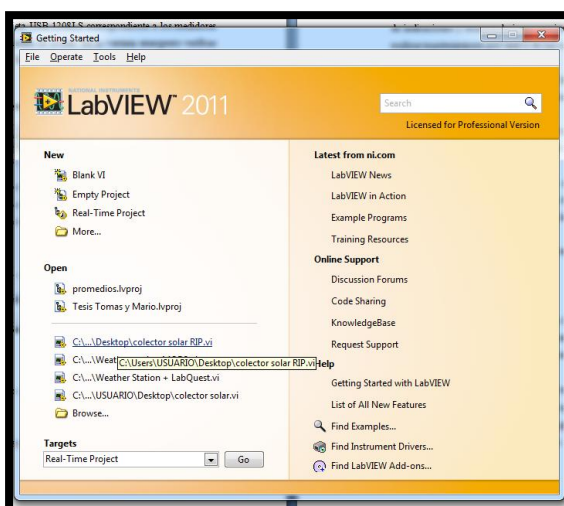


Figura 8.13 “Selección del archivo colector solar RIP.vi”

Paso 6

Seleccionar en la opción Archivo Primario el archivo .TXT creado para poder así registrar todas las mediciones. Seguidamente, elegir el puerto de conexión del instrumento para cada opción de la interfaz: canal del medidor de ángulo (radiación), temperaturas y humedad.

Paso 7

Correr el programa, pulsando el botón Run.

8.2 Mantenimiento

Para el funcionamiento óptimo del banco de pruebas se debe seguir una serie de indicaciones y recomendaciones que incluyen revisiones periódicas de manera de realizar mantenimiento preventivo de sus componentes.

- **Chumaceras:** revise el correcto funcionamiento de las chumaceras, de ser necesario lubrique con grasa los rodamientos.
- **Gato mecánico:** Revise el correcto funcionamiento del gato mecánico, que este eleve sin problemas, engrase el tornillo sin fin de ser necesario.
- **Tornillería:** verificar antes de cualquier desplazamiento del ventilador centrífugo, colector solar el apriete de los tornillos para asegurar una buena sujeción, haciendo énfasis en los tornillos que unen las ruedas al banco de pruebas.
- **Correderas:** asegurarse de mantener todas las correderas en la cámara de secado libre de polvo.

8.2.1 Mantenimiento general

- Realizar la limpieza de las bandejas y del ducto flexible de entrada a la cámara de secado antes y después de cada experiencia de deshidratación de los granos y mantener libre de polvo las placas cubiertas.
- Verificar la presión de las ruedas de la cámara de secado
- Aplicar anticorrosivos en aquellos elementos que lo requieran
- Verificar que la placa absorbadora se encuentre en buen estado, de lo contrario aplicar pintura negro mate para garantizar el buen desempeño del colector
- Chequear que tanto la malla del techo como la de entrada de aire del ventilador, se encuentre limpia y en buen estado, de lo contrario limpiarla o sustituirla.

CONCLUSIONES

- El análisis del diseño propuesto por Carvalho y Meza (2013) resultó en un rediseño que mejoró las características del banco original, en función de la fácil operatividad del dispositivo.
- El sistema de rotación e inclinación del colector solar es versátil y de fácil manejo, permitiendo obtener una rotación de -30° a 30° con respecto al eje longitudinal de simetría y una inclinación de 0° a 8° con respecto al suelo.
- A pesar de las condiciones climáticas adversas, el banco de pruebas logró eliminar hasta un 7% más humedad que el método tradicional de secado.
- En el ducto de salida del colector solar se registraron calentamientos de hasta 20°C de diferencia con respecto a la temperatura ambiente.
- El aire descargado por el techo del secador tenía bajo contenido de humedad, por lo que se demuestra que el equipo puede operar con más carga de cacao.
- El consumo de potencia del ventilador se mantuvo cerca de 26 W, por lo que puede ser fácilmente alimentado por celdas fotovoltaicas.
- El proyecto en general cumplió con el presupuesto y objetivos asignado por el FONACIT, ofreciendo un programa de simulación predictivo y un modelo físico a escala funcional, que servirá de apoyo para el escalamiento del uso de estas tecnologías en beneficio de asociaciones de productores agrícolas.

RECOMENDACIONES

- Utilizar el manual de operación y mantenimiento propuesto para un óptimo desempeño del banco, preservar las condiciones del mismo y garantizar la seguridad del operario.
- Para obtener un mayor ángulo de inclinación con respecto al suelo, sustituir el gato mecánico por uno que permita una mayor extensión.
- No elevar el gato mecánico hasta su máxima longitud.
- Diseñar bandejas con bordes redondeados para facilitar su limpieza y la remoción de los granos de cacao.
- Realizar el proceso de secado con otras configuraciones del banco de prueba.
- Antes de la realización de cada prueba verificar que no existan fugas en todo el dispositivo.
- Sustituir los ductos flexibles cada cierto tiempo, ya que se deterioran rápidamente.
- Diseñar un sistema alternativo de frenado para garantizar la seguridad del equipo y del usuario cuando se traslade, rote o incline el banco de pruebas.
- Proteger de la intemperie las tarjetas de adquisición de datos cuando se realicen prácticas fuera del laboratorio.
- Aislar los ductos de entrada y salida del colector para disminuir las pérdidas de calor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ballinas, M.F (1990). *Estudio Experimental de un Secador Solar Semicilíndrico para Granos*. Trabajo Especial de Grado. Pre grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Baritto, M., y Bracamonte, J. (2011). *A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating*. *Solar energy*. Extraído el 7 de mayo del 2013 desde <http://www.elsevier.com/locate/solener>
- Bermúdez, J.L, Maiz, V. (2004). *Diseño y Construcción de un Secador de Alimentos de Origen Vegetal en el Estado Amazonas*. Trabajo especial de grado. Pre grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Bront, W., Salani, L. *Diseño, Construcción y Pruebas de un Colector Solar Plano de Doble Reflexión*. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Carvallo, D. y Meza, M. (2013) *Diseño de un secador solar prototipo de placas planas para pruebas en laboratorio*. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Del cacao al chocolate. (s.f). Consultado el 17 de abril de 2013, Chocolates el Rey C.A, página web: <http://www.chocolateselrey.com/~cacao/page/del-cacao-al-chocolate>
- Goncalves, J. (2011). *Diseño De Banco De Pruebas y Caracterización de un Colector Solar de Placa Plana*. Trabajo especial de grado. Pre grado. Universidad Simón Bolívar, Caracas.
- Larios, L., Teixeira, J.M., (2004). *Diseño y Construcción de un Deshidratador Indirecto de Cacao Mediante el Uso de Aire Calentado por Energía Solar*. Trabajo Especial de grado. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- La cosecha del cacao. (s.f). Consultado el 14 de abril de 2013, Cana Cacao, página web: <http://www.canacacao.org/cultivo/cosecha/>
- Lopardo, A. y Torres, G. (2012) *Modelado de la operación transitoria de un deshidratador solar para secado de cacao*. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Malave, M., Gonzales, D. (1990). *Diseño y Construcción de un Sistema de Secado Solar*. Trabajo Especial de Grado. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, 2da ed. Madrid: Ediciones del castillo. S.A.660p
- Muñoz, D, y Sifontes F. (2012) *Un estudio del comportamiento fluido dinámico y térmico de una cámara de secado tipo bandeja para cacao*. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.

- Scanlin, D. (1997). Indirect, Through-Pass, Solar Food Dryer. Home Power #57 [Revista en línea]. Disponible: <http://edibleplanet.org/pdf/Food/Storage/Solar%20Food%20Dryer.pdf> [Consulta:2012, Septiembre 14]
- Scanlin, D., Renner, M., Domermuth, D. y Moody, H. (1999). Improving Solar Food Dryers. Home Power #69. [Revista en línea]. Disponible: <http://edibleplanet.org/pdf/Food/Storage/Solar%20Food%20Dryer.pdf> [Consulta:2012, Septiembre 17]
- Sivipaucar, C., Curo, H., Huancahuari, E., Llantoy, V. y Valderrama, A. (s.f.). Cálculo y Construcción de un Secador Solar por Convección Natural Para el Secado de Plantas Medicinales no Tradicionales. Centro de Desarrollo e Investigación en Termofluidos CEDIT. Disponible en línea: http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtual/publicaciones/rev_cedit/2008_V03/pdf/a03v3.pdf [Consulta 2012, Septiembre 19]
- Shigley, J. y Mischke, C. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta ed. Caracas, Venezuela: McGraw-Hill.
- Vivas, J. (s.f.) .*Cacao cosecha, fermentación y secado*, Caracas: CESVI.64p

Normas

ANSI-ASHRAE 93-2003, Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors

APÉNDICE A. VISITA A TRINCHERAS

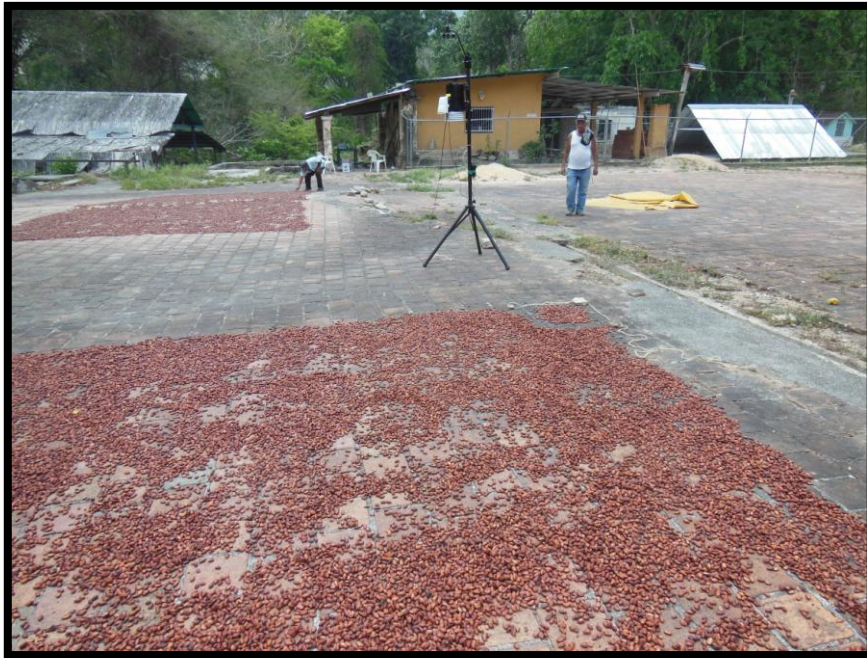


FIGURA A.1 “Secado tradicional en patio”



FIGURA A.2 “Tipos de cacao”



FIGURA A.3 “Remoción de los granos de cacao”



FIGURA A.4 “Medición de muestra”

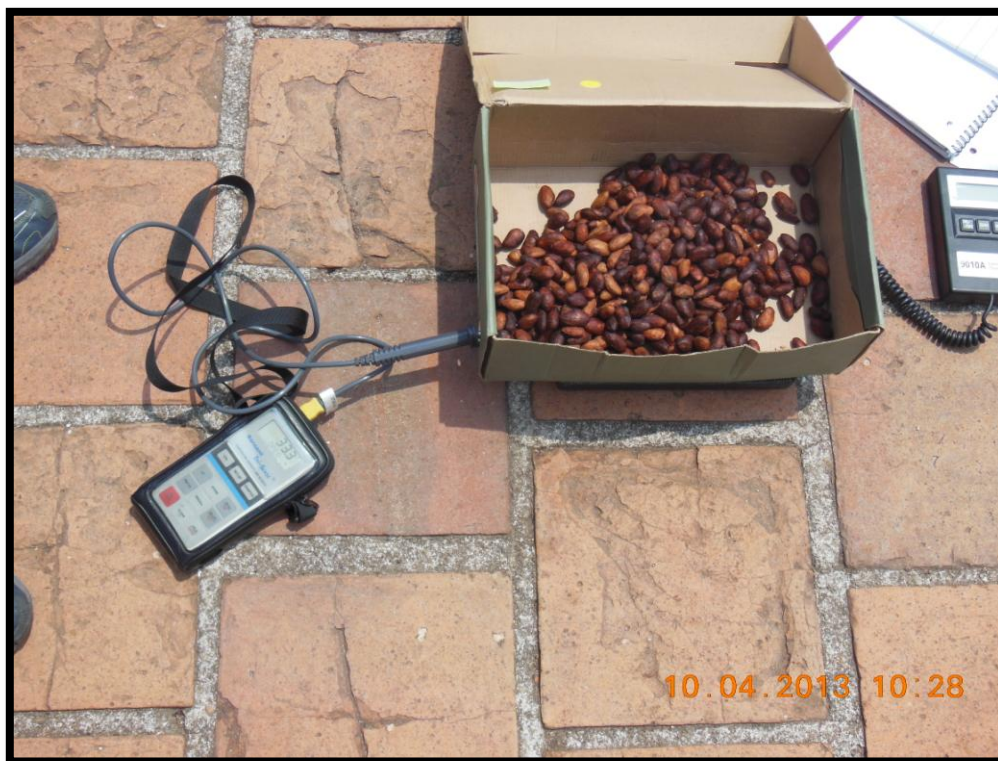


FIGURA A.5 “Medición de temperatura”



FIGURA A.6 “Cacao cultores de la zona de trincheras”

APÉNDICE B. PLANOS