



BIBLIOTECA

T
621.478
E18
401-00044

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"SECADO DE MADERA CON ENERGIA SOLAR"



BIBLIOTECA

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

REALIZADA POR :

SIXTER ABRAHAM ECHEVERRIA ORTIZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.985



BIBLIOTECA



DEDICATORIA



- A MI MADRE:
HERMINIA ORTIZ DE ECHEVERRIA

- A MI PADRE :
ABRAHAM ECHEVERRIA ECHEVERRIA





BIBLIOTECA

Eduardo Orcés

Ing. Eduardo Orcés P.
DECANO DE LA FACULTAD
INGENIERIA MECANICA

Francisco Santelli

Ing. Francisco Santelli
DIRECTOR DE TESIS



BIBLIOTECA

Marco Pazmiño B.

Ing. Marco Pazmiño B.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Rodolfo Paz Mora

Ing. Rodolfo Paz Mora
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



BIBLIOTECA

DECLARACION

EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS
EXPUESTAS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVA-
MENTE; Y, EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA, A LA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ES
POL).

Abraham Echeverria 

SIXTER ABRAHAM ECHEVERRIA O.

RESUMEN

El trabajo experimental desarrollado a continuación, muestra como la energía solar puede ser aprovechada para secar madera aserrada en nuestro país, dando lugar así a un proceso de bajo costo y que asegura un secado rápido y correcto.

Se diseña, construye y prueba un secador solar experimental. Se analiza como manejar el modelo experimental con la finalidad de poder controlar las condiciones internas del secador, las cuales deben producir un mínimo de defectos en el secado. Se hace una comparación entre el proceso de secado solar y el proceso de secado al aire libre.

Se calcula la eficiencia térmica del modelo experimental. El desarrollo de este cálculo puede servir como guía para determinar éste parámetro en modelos similares, mientras que el resultado puede utilizarse como comparación con el valor de la eficiencia de un modelo optimizado.

INDICE GENERAL

	<u>PAGS.</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
INDICE DE FIGURAS -----	XI
INDICE DE TABLAS -----	XIV
NOMENCLATURA-----	XVI
INTRODUCCION -----	20
 CAPITULO I	
INTRODUCCION Y GENERALIDADES -----	22
1.1. IMPORTANCIA DEL SECADO DE MADERA -----	22
1.2. SECADO DE MADERA EN PAISES EN DESARROLLO-----	23
1.3. SECADO SOLAR DE MADERA -----	25
1.4. TECNOLOGIA DE COLECCION DE ENERGIA SOLAR PARA SECAR LA MADERA -----	25
1.5. REVISION DE LITERATURA DEL SECADO DE MADERA CON ENER GIA SOLAR -----	32
 CAPITULO II	
FUNDAMENTOS TEORICOS DE SECADO -----	34

2.1. PROCESO DE SATURACION DEL AIRE -----	34
2.2. DEFINICION DE SECADO -----	38
2.3. EQUILIBRIO EN LA OPERACION DE SECADO -----	40
2.4. TIEMPO DE SECADO -----	42
2.5. PERDIDAS TERMICAS EN EL GABINETE DE SECADO -----	44
2.6. ENERGIA REQUERIDA PARA EL SECADO -----	50

CAPITULO III

RADIACION SOLAR INCIDENTE EN LA SUPERFICIE DE LA TIERRA--	54
3.1. FACTORES QUE INFLUYEN SOBRE LA RADIACION SOLAR-----	59
3.2. ANGULOS BASICOS TIERRA - SOL -----	62
3.3. ANGULOS SOLARES DERIVADOS -----	65
3.4. METODO DEASHRAE PARA ESTIMACION DE RADIACION DIREC- TA Y DIFUSA SOBRE LA SUPERFICIE DE LA TIERRA -----	69
3.5. FORMULA DE PAGE PARA ESTIMACION DE RADIACION SOLAR PROMEDIO MENSUAL SOBRE LA SUPERFICIE DE LA TIERRA --	76
3.6. DATOS METEOROLOGICOS Y DE RADIACION SOLAR -----	77
3.7. ESTIMACION DE LA RADIACION SOLAR INCIDENTE SOBRE EL SECADOR -----	77

CAPITULO IV

TIPO DE SECADOR SOLAR DE MADERA CON ENERGIA SOLAR -----	90
4.1. LOCALIZACION -----	95
4.2. DESCRIPCION -----	98

4.3. DETALLES DE CONSTRUCCION -----	99
4.3.1. Colectores Solares -----	103
4.4. ANALISIS DEL COSTO INICIAL -----	123
4.5. COSTO DE MANTENIMIENTO -----	123
4.6. COMPARACION DE COSTOS ENTRE EL SISTEMA CONVENCIONAL Y EL SISTEMA SOLAR -----	124
CAPITULO V	
PROCESO EXPERIMENTAL -----	129
5.1. FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR SOLAR -----	131
5.2. EQUIPOS PARA CONTROL DE OPERACION DEL PROCESO DE SE CADO -----	134
5.3. CONTROL DEL PROCESO DE SECADO -----	135
5.3.1. Muestras Testigos -----	135
5.3.2. Control de Temperatura y Humedad Relativa en el gabinete -----	138
CAPITULO VI	
RESULTADOS OBTENIDOS	
6.1. ESTIMACION DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL GABINETE - DE SECADO -----	140
6.2. ESTIMACION DE LA ENERGIA REQUERIDA PARA EL SECADO---	163
6.3. ESTIMACION DE LA EFICIENCIA DEL SECADOR SOLAR -----	172
6.4. CURVAS DE SECADO: SECADO AL AIRE LIBRE Y SECADO SO LAR -----	173

6.5. DETERMINACION DE CONDICIONES OPTIMAS PARA EL SECADO APROPIADO SEGUN LA ESPECIE DE MADERA-	179
6.6. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL SECADO USANDO - ENERGIA SOLAR -----	1855
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES-----	187
APENDICE -----	190
BIBLIOGRAFIA -----	191

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
1	TIPOS DE RADIACION SOLAR -----	27
2	COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA -----	28
3	FLUJOS DE ENERGIA RADIANTE PRINCIPALES, DE IMPOR- TANCIA EN PROCESOS TERMICOS SOLARES -----	30
4	ESQUEMA DE UN SECADOR SOLAR CONSTRUIDO EN COSTA - RICA -----	33
5	PRESION DEL VAPOR DE UN LIQUIDO PURO-----	35
6	VAPOR DE AGUA -----	35
7	CURVA TIPICA DEL REGIMEN DE SECADO BAJO CONDICIO- NES CONSTANTES -----	39
8	CONTENIDO DE AGUA DE EQUILIBRIO -----	41
9	CURVA DE SECADO DISCONTINUO -----	43
10	TRANSFERENCIA DE CALOR -----	43
11	VARIACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CA LOR PARA CONVECCION EN LA ENTRADA DE UN TUBO-----	47
12	ESQUEMA DEL MODELO EXPERIMENTAL CONSTRUIDO-----	52
13	CURVA DE IRRADIACION ESPECTRAL EXTRATERRESTRE----	56
14	ESPECTRO ELECTROMAGNETICO -----	56
15	LA REVOLUCION DE LA TIERRA ALREDEDOR DEL SOL ----	58

<u>Nº</u>		<u>PAGS</u>
16	VARIACION DE LA RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE EN EL AÑO -----	61
17	LATITUD, ANGULO HORARIO Y DECLINACION DEL SOL----	64
18	DEFINICION DEL CENIT Y DEL ANGULO DE ALTITUD-	64
19	ANGULOS SOLARES PARA SUPERFICIE VERTICAL Y HORI ZONTAL-----	67
20	SECCION DE LA TIERRA, MOSTRANDO DEFINICIONES DE i , L y $(L-s)$ -----	67
21	GRAFICO DE LA ECUACION DEL TIEMPO -----	70
22	TIPOS DE RADIACION SOLAR INCIDIENDO SOBRE UNA <u>SU</u> PERFICIE VERTICAL Y SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZON- TAL -----	72
23	DIMENSIONES DEL MODELO EXPERIMENTAL -----	89
24	UBICACION DE COLECTORES PLANOS -----	94
25	SECADOR SOLAR DE MADERA ASERRADA -----	102
26	SELLAMIENTO DE LAS PAREDES PLASTICAS Y VENTILADOR	102
27	ESQUEMA UTILIZADO AL APLICAR LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA -----	105
28	FLUJO A LA ENTRADA DE UN TUBO -----	112
29	FLUJO A LA ENTRADA DE UN TUBO -----	112
30	TASAS DE INFILTRACION -----	117
31	CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR-----	117
32	METODO DE CORTE DE UNA MUESTRA PARA HALLAR EL <u>CON</u> TENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA -----	136

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
33	PUNTOS EN QUE SE MIDEN LA TEMPERATURA Y LA HUMEDAD RELATIVA -----	136
34	RADIACION INCIDIENDO SOBRE UN MATERIAL-----	150
35	CIRCUITO TERMICO DESDE LA PLACA COLECTORA HASTA EL AMBIENTE -----	150
36	CIRCUITO TERMICO DESDE LA PARED HASTA EL AMBIENTE-	160
37	CIRCUITO TERMICO DESDE EL PISO HASTA EL SUELO-----	160
38	VOLUMEN DE CONTROL -----	160
39	CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA Nº 1 -----	174
40	CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA Nº 2-----	175
41	CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA Nº 3 -----	1765
42	CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA Nº 4 -----	177
43	SECCION TRANSVERSAL DE UN TRONCO -----	181
44	DEFECTOS DEL SECADO EN UN SECADOR DE MADERA ASERRA DA -----	182

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
1	NUMERO DE NUSSELT PARA FLUJO TURBULENTO ENTRE PLANOS PARALELOS -----	49
2	INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE-----	73
3	REFLECTIVIDAD DE LA SUPERFICIE DE LOS ALREDEDORES	75
4	DATOS METEOROLOGICOS Y DE RADIACION SOLAR -----	78
5	TIEMPO STANDAR, TIEMPO SOLAR Y ANGULOS HORARIO PARA CADA HORA DEL DIA 23/6/83-----	80
6	VALORES PROMEDIOS DE LOS COSENOS DE LOS ANGULOS DE INCIDENCIA DE LAS PAREDES Y EL TECHO DEL SECADOR SOLAR -----	84
7	INCLINACIONES IDEALES DE UN COLECTOR PARA LOS MESES DEL AÑO -----	96
8	PROGRAMA DE SECADO PARA TABLONES DE LAUREL -----	130
9	PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA Nº 1 -----	141
10	CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE DURANTE LA PRUEBA Nº 1 -----	142
11	PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA Nº 2 -----	143

<u>Nº</u>		<u>PAGS</u>
12	CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE DURANTE LA PRUEBA Nº 2 -----	144
13	PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DU RANTE LA PRUEBA Nº 3 -----	145
14	CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE, DURANTE LA PRUEBA Nº 3 -----	146
15	PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DU RANTE LA PRUEBA Nº 4 -----	147
16	CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE, DURANTE LA PRUEBA Nº 4 -----	148
17	REFLECTIVIDAD DEL PLASTICO POLYVINIL -----	152
18	NUMEROS DE NUSSELT -----	155
19	DATOS DE TEMPERATURA TOMADOS EL DIA 23/6/83-----	164
20	PROMEDIOS PARA CADA HORA -----	165
21	DATOS SACADOS DESDE LA CARTA PSICROMETICA, PARA EL AIRE Y EFICIENCIA TERMICA DEL SECADOR SOLAR--	171

NOMENCLATURA

a :	CONSTANTE DEPENDIENTE DE LA LOCALIDAD
A :	AREA
b :	CONSTANTE DEPENDIENTE DE LA LOCALIDAD
c :	CALOR ESPECIFICO
C :	FACTOR DE RADIACION DIFUSA
CN:	NUMERO DE CLARIDAD
d :	NUMERO DEL DIA DEL AÑO
D :	DIAMETRO
e :	ENTALPIA
F :	FRACCION DE LA RADIACION DISPERSADA POR LA ATMOSFERA QUE LLEGA A UNA SUPERFICIE.
F' :	FRACCION DE LA RADIACION REFLEJADA POR LOS ALREDEDORES QUE LLEGA A UNA SUPERFICIE
h :	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, PERDIDA DE <u>CA</u> BEZAL.
I :	INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR
k :	CONDUCTIVIDAD TERMICA
K :	COEFICIENTE DE PERDIDAS MENORES
l :	LONGITUD
m :	MASA

$\dot{m}$:	FLUJO MASICO
n :	INDICE DE REFRACCION
Nu :	NUMERO DE NUSSELT
p :	PRESION
P :	POTENCIA
Q :	CALOR
Re :	NUMERO DE REYNOLD
s :	ENTROPIA
t :	TIEMPO
T :	TEMPERATURA
u :	ENERGIA INTERNA
U :	COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
v :	VELOCIDAD
vh :	VOLUMEN HUMEDO
V :	FLUJO VOLUMETRICO
$\forall$:	VOLUMEN
x :	DISTANCIA HORIZONTAL
Z :	DISTANCIA VERTICAL

SÍMBOLOS GRIEGOS

α :	ABSORTIVIDAD
Δ :	DIFERENCIA
ε :	EMISIVIDAD
γ :	DENSIDAD

XVIII

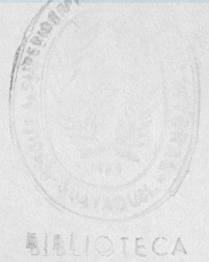
ν :	VISCOSIDAD CINEMATICA
ρ :	REFLECTIVIDAD
σ :	CONSTANTE DE STEFAN - BOLTZMAN
τ :	TRANSMITANCIA
μ :	VISCOSIDAD DINAMICA

ANGULOS

A :	ALTITUD
D :	DECLINACION SOLAR
G :	AZIMUT DEL SOL
G' :	AZIMUT DE LA PARED
H :	HORARIO
H' :	HORARIO DEL AMANECER
i :	INCIDENCIA
i' :	REFRACCION
L :	LATITUD
L' :	LONGITUD
s :	PENDIENTE DE UNA SUPERFICIE
Z :	DEL CENIT

SUB-ESCRITOS

a :	ALREDEDORES
ab :	ABSORBIDA
amb:	AMBIENTE



c	:	CONVECCION, CUBIERTA
cs	:	CONSTANTE SOLAR
d	:	DIFUSA
DN	:	DIRECTA NORMAL
e	:	SUPERFICIE ESTE
g	:	SUELO
h	:	SUPERFICIE HORIZONTAL
k	:	CONDUCCION
l	:	LOCAL
li	:	LIQUIDO SATURADO
m	:	MENORES
M	:	MAYORES
n	:	SUPERFICIE NORTE
o	:	EXTRATERRESTRE, SUPERFICIE OESTE
p	:	PLACA
r	:	RADIACION, REFLEJADA
s	:	SOLAR
sk	:	CIELO
st	:	ESTANDAR
tr	:	TRANSMITIDA
T	:	TOTAL
v	:	VIENTO
va	:	VAPOR SATURADO



INTRODUCCION

En los países en desarrollo, actualmente se trata de incrementar el procesamiento de la madera transformándola en productos acabados. El secado incorrecto de la madera o la falta de cualquier secado controlado son factores que no dejan incentivar dicho procesamiento.

El secado realizado al aire, que es tradicionalmente usado por el pequeño operario es útil pero tiene algunas limitaciones. Además los secadores convencionales impulsados por combustibles derivados del petróleo son caros para instalar y operar por lo que están fuera de los medios del operador pequeño.

El problema es por lo tanto, la falta de un procedimiento de bajo costo que asegure el secado de la madera aserrada con un mínimo de defectos de secado y un contenido de humedad más bajo que el obtenido en el secado al aire. El secado solar puede ofrecer una alternativa.

El modelo experimental construido para nuestras pruebas, se ha desarrollado a partir de un primer modelo diseñado en

el Forest Products Laboratory, Madison, U.S. Se realizaron 5 pruebas de secado en el secador solar, pero sólo se muestran los resultados de 4 de ellas puesto que en la primera se analizó el manejo del secador con el objeto de controlar las condiciones internas del mismo. Los resultados de las pruebas al aire libre y de secado solar se presentan en las llamadas curvas de secado en donde pueden notarse las diferencias entre esos procedimientos.

CAPITULO I

INTRODUCCION Y GENERALIDADES

* 1.1. IMPORTANCIA DEL SECADO DE MADERA

El secador es hoy el único medio práctico en am
plio uso para secar madera aserrada en condicio
nes óptimas para la mejor utilización en dife-
rentes productos de madera.

La madera bien secada presenta muchas ventajas :

- Quitando el exceso de humedad, el peso se redu
ce y por lo tanto los costos de transporte.
- Si el secado es correcto, se produce hinchazón
y encogimiento, pero dentro de límites peque-
ños, bajo cualquier condición extrema de uso.
- Si el secado es apropiado, la madera puede ser
cortada a dimensiones precisas y maquinada más
eficientemente.

- El ajuste de las partes de madera, ya sea con clavos, tornillos, cerrojos o pernos y adhesivos, se realiza más seguramente.
- Los defectos del secado sin control, tales como el combado, la rajadura, etc., son eliminados.
- Los materiales de acabado como la pintura y el barniz son aplicados y mantenidos más efectivamente.
- Los riesgos de degeneración de la madera son eliminados, si a continuación es protegida de recobrar la humedad excesiva.

1.2. SECADO DE MADERA EN PAISES EN DESARROLLO

En los países en desarrollo como el nuestro, actualmente las industrias ponen énfasis en el procesamiento doméstico de la madera de construcción, transformándola en madera aserrada y algunos productos acabados con el objeto de aprovechar los beneficios económicos y sociales que

genera cada operación adicional realizada en el país.

El secado impropio de la madera o la falta de cualquier secado controlado son factores que no dejan crecer la acogida por este procesamiento, para uso ya sea en el país o como mercaderías - de exportación. Esto se debe a que muchos de los operarios de trabajos de madera en pequeña escala carecen de las facilidades para secar madera aserrada.

El secado realizado al aire, que es usado por el pequeño operario, es útil pero tiene algunas limitaciones: defectos en el secado, velocidad - lenta de secado, y un contenido de humedad alto al finalizar el secado en los climas húmedos . Además también involucra el mantener inventarios medianamente amplios de la madera aserrada lo que no puede ser hecho por la mayoría de estos operarios. Por otro lado, los secadores convencionales impulsados por combustibles derivados del petróleo son caros para instalar y operar y están fuera de los medios del operador pequeño.



* 1.3. SECADO SOLAR DE MADERA

El problema es por lo tanto, la falta de un procedimiento de bajo costo que asegure el secado de madera aserrada con un mínimo de defectos de secado y un contenido de humedad más bajo que el obtenido en el secado al aire.

El secado solar puede ofrecer una alternativa . En diversos países alrededor del mundo, utilizan do diferentes modelos de secadores solares se ha obtenido como resultado que el secado solar es más rápido que el secado al aire, y se ha logrado obtener un contenido de humedad más bajo que en el secado al aire.

* 1.4. TECNOLOGIA DE COLECCION DE ~~E~~ENERGIA SOLAR PARA SECAR LA MADERA

A medida que la radiación del sol pasa a través de la atmósfera de la tierra, es dispersada y absorbida por lo que la intensidad de la radiación llegando a la superficie terrestre es inferior a la intensidad fuera de la atmósfera.



Por otro lado si no hubiera nubes, la radiación directa sería la fuente predominante de radiación solar sobre una superficie receptora. La cubierta de nubes incrementa la fracción de la radiación que es difundida (dispersada y reflejada). Es decir una superficie particular sobre la superficie terrestre recibe radiación directa I_D , radiación difusa de la atmósfera I_d , y radiación reflejada por el suelo y superficies de los alrededores I_r (véase Fig. N° 1).

Los sistemas solares, utilizan un concentrador ó un colector de placa plana para coleccionar la energía solar. Los colectores de placa plana son los utilizados en el secado de madera aserrada - debido a que su secado es un proceso de temperatura relativamente baja.

Un colector de placa plana consiste por lo general de una cubierta transparente, una superficie absorbidora de energía, algún medio de transferencia de calor y el material de aislamiento (véase la figura N° 2).

El material preferido para la cubierta, debido a

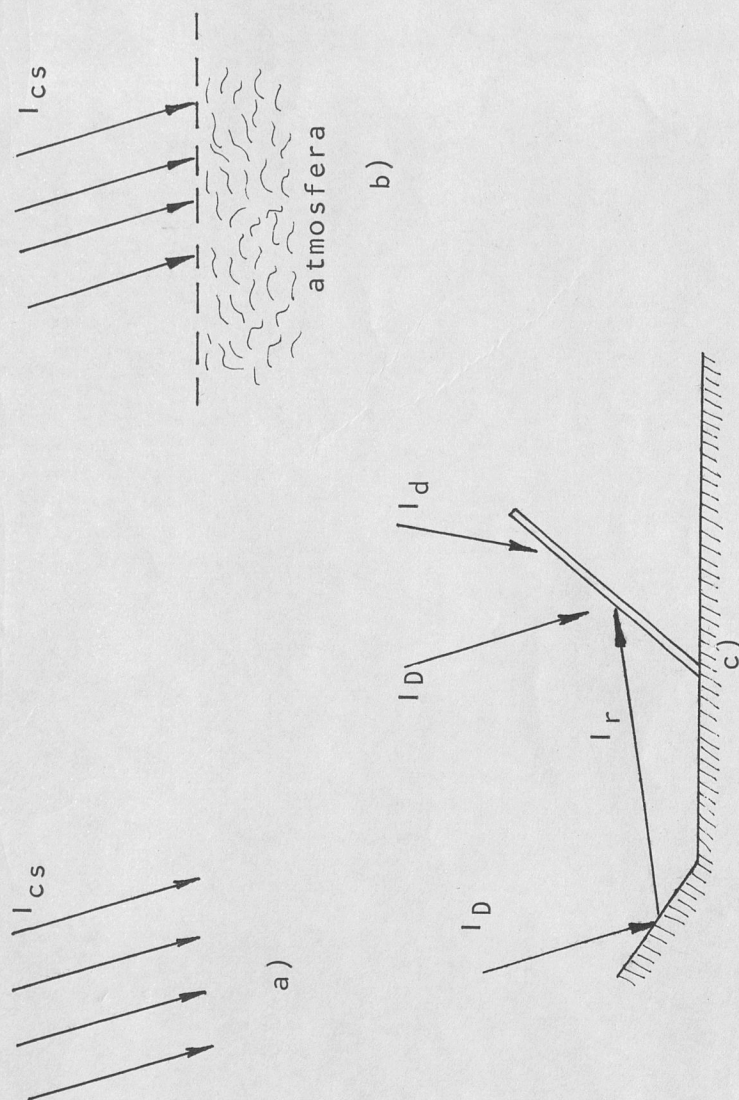


FIGURA N° 1: TIPOS DE RADIACION SOLAR; a) I_{cs} ES LA RADIACION SOLAR FUERA DE LA ATMOSFERA; b) ATMOSFERA TERRESTRE Y c) SUPERFICIE INCLINADA SOBRE LA SUPERFICIE TERRESTRE RECIBIENDO RADIACION SOLAR. AQUI I_r ES LA RADIACION REFLEJADA DESDE LOS ALREDEDORES.

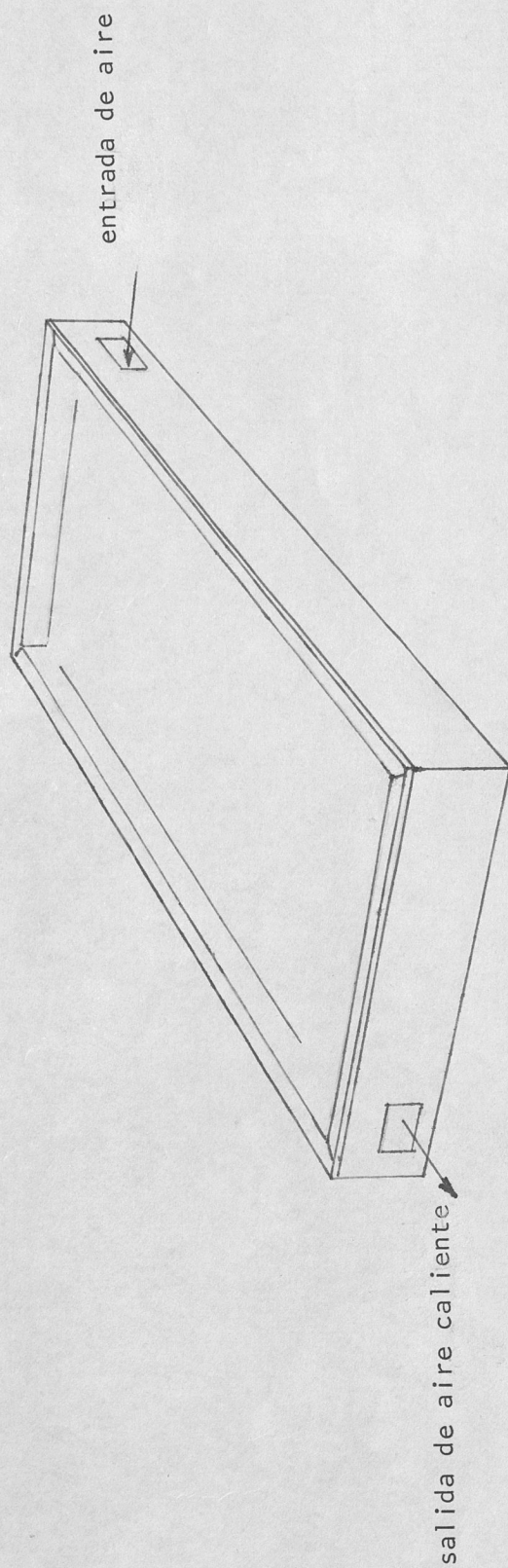


FIGURA Nº 2: COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA



su alta transmitancia a la radiación solar incidente y su alto grado de opacidad a la radiación de onda larga emitida por el plato colector, ha sido el vi drio que contiene poco hierro. Las películas de - plástico tienen en general una transmitancia relativamente alta para la radiación de onda larga, lo que reduce la eficiencia del colector. (Véase la figu ra N° 3).

El cobre, el aluminio y acero son los metales más usados - como placas colectoras. Estas placas colectoras son cu biertas con pintura negra para de ese modo aumentar su absortividad y lograr mayor colección de energía - solar. Las placas colectoras dotadas de superficies selectivas, desarrolladas en años recientes, poseen - una gran absortividad para la radiación solar incidente y una emisividad baja para la radiación de onda larga. Estas placas son materiales muy costosos.

Los colectores de placa plana utilizan, ya sea el agua o el aire como medios de transferir el calor o energía solar colectada. Es decir el calor es trans ferido desde la superficie absorbadora hacia el - fluido, el mismo pque pasa por encima o deba-

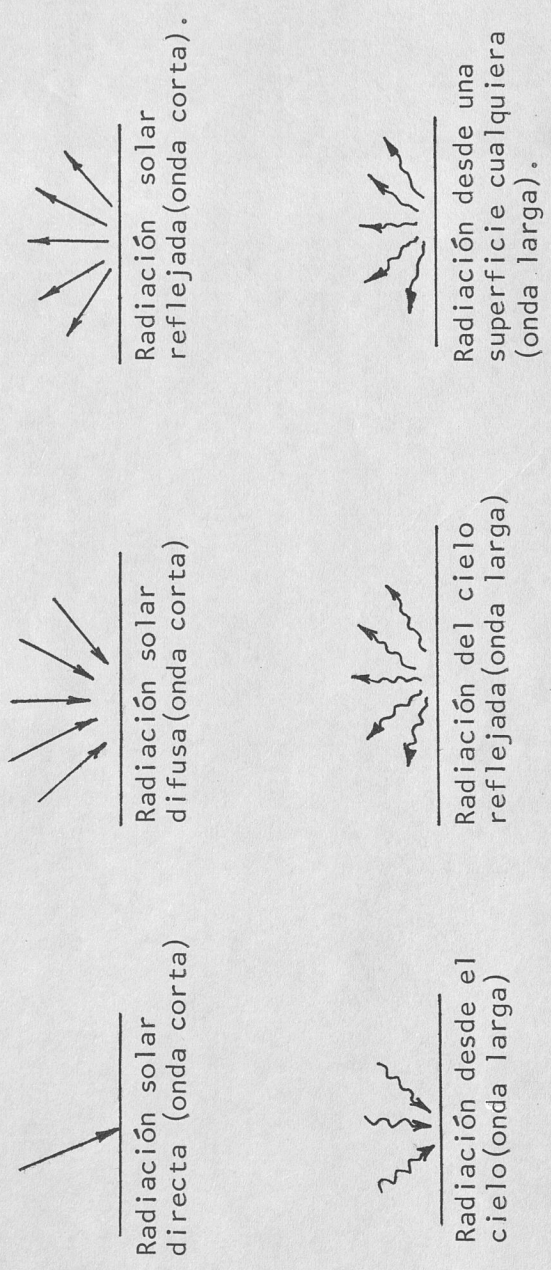


FIGURA N° 3: FLUJOS DE ENERGIA RADIANTE PRINCIPALES, DE IMPORTANCIA EN PROCESOS TERMICOS SOLARES. LA ULTIMA FIGURA MUESTRA LA RADIACION DE LA PLACA COLECTORA.

jo de ella. Para un proceso de secado , el aire caliente puede ser utilizado con el propósito de que al pasar a través del producto a secar, la humedad sea extraída por evaporación. Si se utilizara el agua como medio de transferir el calor, tendríamos la desventaja del costo de un intercambiador de calor que transfiera el calor desde el agua hacía el aire.

La eficiencia del colector solar de placa plana se basa en la radiación solar incidente total - que llega sobre su cubierta y la porción que puede ser convertida en calor útil. Existe pérdida de energía debido a reflexión en la interfase, cubierta-aire. La pérdida debido a la energía - absorbida por las cubiertas puede también ser significativa. Las pérdidas a través de la cubierta pueden ser muy grandes y se las divide en dos tipos: la transmisión de la radiación de onda larga emitida por la placa colectora y las pérdidas convectivas y por radiación a través de la cubierta hacia el aire exterior. Las eficiencias del colector aumentan generalmente en el medio día solar y caen rápidamente después de 3 horas.

1.5. REVISION DE LITERATURA DEL SECADO DE MADERA CON ENERGIA SOLAR

En los últimos 20 años se han construido diversos modelos de secadores solares para madera aserrada alrededor del mundo. La mayoría de ellos han sido secadores experimentales relativamente pequeños.

El modelo experimental construido para nuestras pruebas se ha desarrollado a partir de un primer modelo diseñado por Peck en el Forest Products Laboratory, Madison, Wisconsin, U.S. Este diseño ha sido cambiado ligeramente en las nuevas versiones que se han construido de él: Maldonado y Peck (1962) construyeron y probaron un secador solar en Puerto Rico; Chudnoff (1966) - alargó el secador anterior y por último Solano - Garro (1980) nos presenta los resultados de un secador construido en Costa Rica, (véase la figura N° 4). Este modelo o diseño es uno de los - que más rendimiento ha proporcionado. ¹³

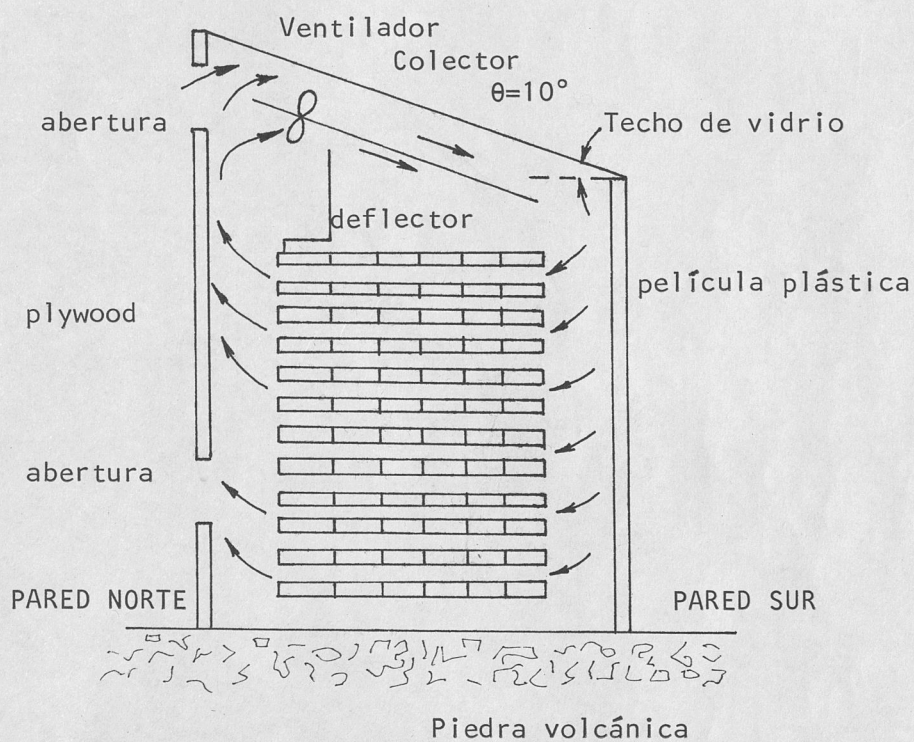


FIGURA N° 4: ESQUEMA DE UN SECADOR SOLAR CONSTRUIDO
EN COSTA RICA.¹⁸

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS DE SECADO

Podemos empezar diciendo que la operación de secado es tá relacionada o tiene que ver con la transferencia de masa y de energía entre fases, que tienen lugar cuando un gas es puesto en contacto con un líquido puro en el que el gas es esencialmente insoluble. La materia - transferida entre las fases en nuestro caso es la subs tancia comprendida en la fase líquida, la cual se vapor iza o se difunde hacía el gas en la forma de vapor.

2.1. PROCESO DE SATURACION DEL AIRE

Curva de Presión de Vapor: Cualquier líquido ejere ce una presión de equilibrio, la presión de vapor, en un grado que depende de la temperatura. La curv a TC (Véase Fig. N° 5) es la llamada Curva de - Presión de Vapor. Las diferentes sustancias pres entan curvas con características generalmente par ecidas a la de la figura. En todas las condicion es correspondientes a los puntos sobre la curva

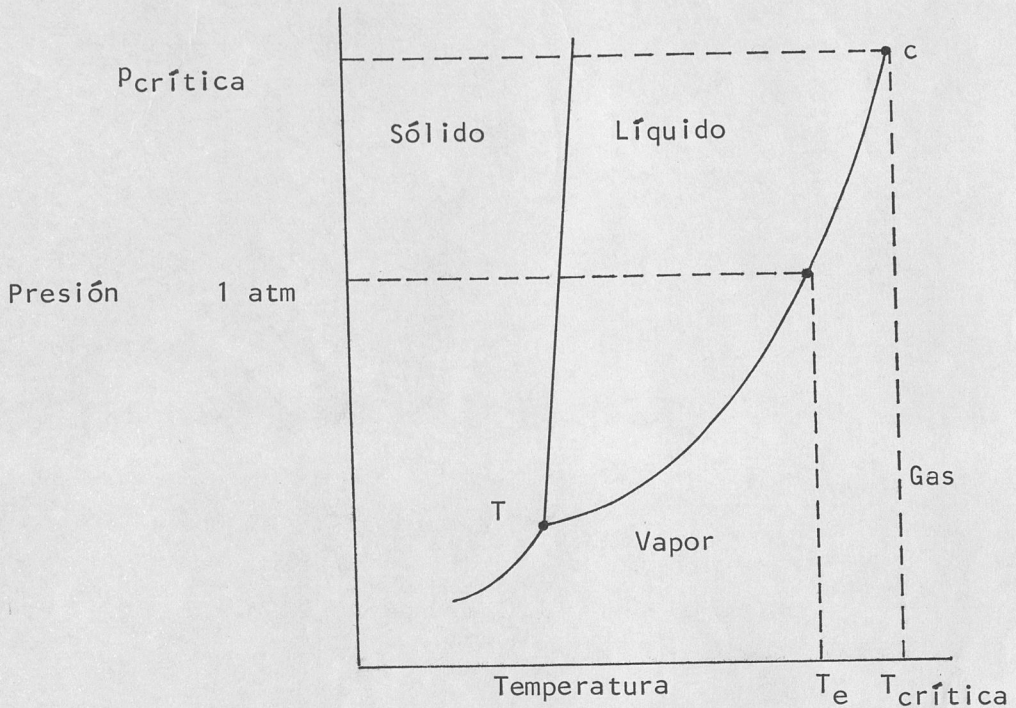


FIGURA N° 5: PRESION DEL VAPOR DE UN LIQUIDO PURO. T_e ES LA TEMPERATURA DEL PUNTO DE EBULLICION NORMAL DEL LIQUIDO. T ES EL PUNTO TRIPLE.¹⁷

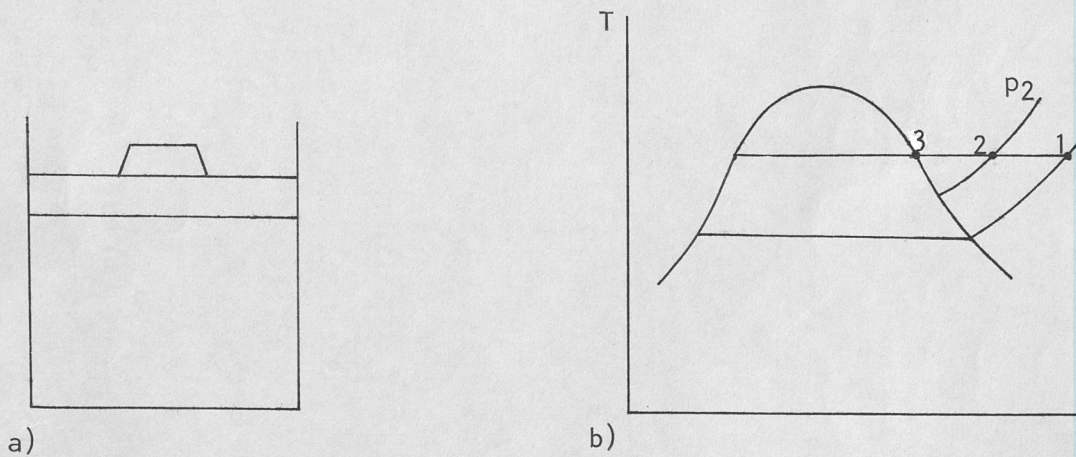


FIGURA N° 6: a) RECIPIENTE CON VAPOR RECALENTADO DE AGUA EN EL ESTADO 1
b) DIAGRAMA TEMPERATURA v_s . ENTROPIA PARA EL AGUA.

TC, el líquido y el vapor pueden coexistir en cualquier proporción indefinidamente. El líquido y el vapor representados sobre la curva de presión de vapor son llamados líquido saturado y vapor saturado. El vapor o gas en una temperatura encima de la correspondiente a la de saturación es llamado supercalentado.

Mezcla de Gas y de Vapor: En el recipiente (véase Fig. N° 6-a) existe vapor supercalentado (por ejemplo de agua), al que le corresponde el estado de equilibrio 1 de la Fig. N° 6-b. Los estados de equilibrio, vapor recalentado 2 y vapor saturado 3, pueden ser alcanzados inyectando líquido en el recipiente de manera que se evapore mientras el sistema se manipule con presión ligeramente creciente y a temperatura constante. Podemos decir que la humedad relativa de un vapor recalentado puede expresarse por la presión real del vapor p_1 dividida por la presión de saturación p_3 correspondiente a la temperatura del vapor.

"En el aire atmosférico, el agua está generalmente en forma de vapor recalentado. Podemos decir entonces que el aire atmosférico es una mezcla de gas (aire seco) y de vapor (vapor de

agua). Si se vaporiza más líquido dentro de la mezcla (a temperatura y presión de la mezcla constantes), el vapor se vuelve menos recalentado, su presión parcial aumenta, y si se continúa el proceso, el vapor en el gas se vuelve vapor saturado".⁶

Al hablar del aire atmosférico, se dice que el aire que contiene vapor saturado (estado 3) es aire saturado, pero lo que sucede es que su vapor de agua es saturado. En realidad, tal aire (u otro gas) está saturado con vapor de agua (u otro vapor) en el sentido de que ya no puede existir un aumento en la cantidad de vapor de agua (u otro vapor) en el aire (gas) en tanto que la presión total y la temperatura de la mezcla permanezcan constantes.

Mezcla aire-seco-vapor de agua: La Carta Psicrométrica para cualquier mezcla gas-vapor puede ser preparada. Dichas gráficas se calculan y construyen para una presión total particular. En el Apéndice N° 1, tenemos una de tales cartas preparada para el aire atmosférico, para una presión total de 29.92 pulgadas de Hg., que utilizaremos más adelante.

2.2. DEFINICION DE SECADO

El término secado se refiere generalmente a la extracción de humedad de una substancia. Trataremos en este capítulo de la extracción de humedad de un sólido a través de la evaporación en una corriente gaseosa.

El mecanismo físico del secado: En el secado por evaporación, de un sólido pueden distinguirse 4 pasos principales (véase Fig. N° 7):

En el régimen ascendente, el calor transmitido se usa para elevar la temperatura del producto y la del líquido contenido por él. La velocidad de evaporación crece a medida que aumenta la temperatura siguiendo una ley aproximadamente exponencial.

En el régimen constante, toda la superficie expuesta del sólido está mojada y su temperatura es constante. La velocidad de evaporación es constante y además es máxima.

El primer régimen decreciente, empieza cuando el contenido crítico de humedad es alcanzado -

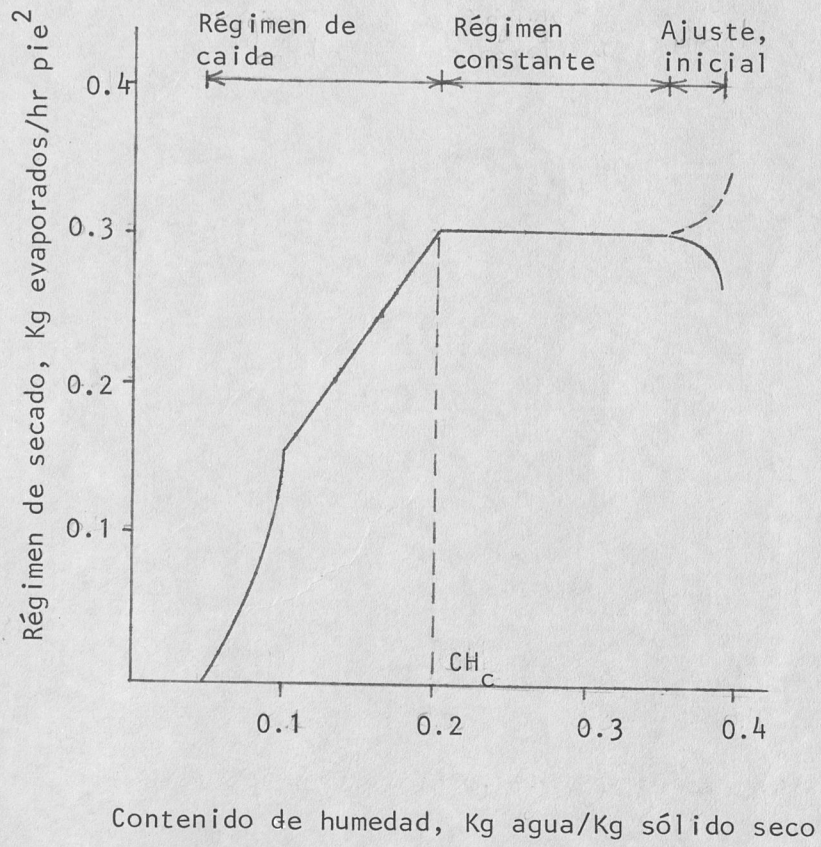


FIGURA N° 7: CURVA TIPICA DEL REGIMEN DE SECADO BAJO
CONDICIONES CONSTANTES^{19/9}

por el sólido, comenzando a aparecer áreas secas en la superficie. La velocidad de evaporación - decrece con una reducción progresiva del área moja da, y el período acaba cuando la superficie ex puesta queda completamente seca.

En el segundo régimen decreciente, la velocidad - de pérdida de humedad está muy poco afectada por las condiciones del aire, pero influenciada por la velocidad de migración y difusión del líquido en el sólido.

2.3. EQUILIBRIO EN LA OPERACION DE SECADO

"La humedad contenida en un sólido húmedo ejerce una presión de vapor en un grado que depende de la temperatura, de la naturaleza de la humedad y de la naturaleza del sólido. Luego, si se ex pone un sólido húmedo a una corriente contínua de nuevo gas que contiene una presión parcial - de vapor p , podrá el sólido perder humedad por evaporación o ganarla el gas, hasta que la pre sión de vapor de la humedad del sólido iguale a p . Entonces el sólido y el gas se hallarán en equilibrio, denominándose el contenido de hume dad del sólido su contenido de humedad de equi libro en las condiciones reinantes".¹⁷

En la figura N° 8, se muestran algunas relaciones de contenido de humedad de equilibrio en donde la hu medad es el agua. Si la madera tuviera un con

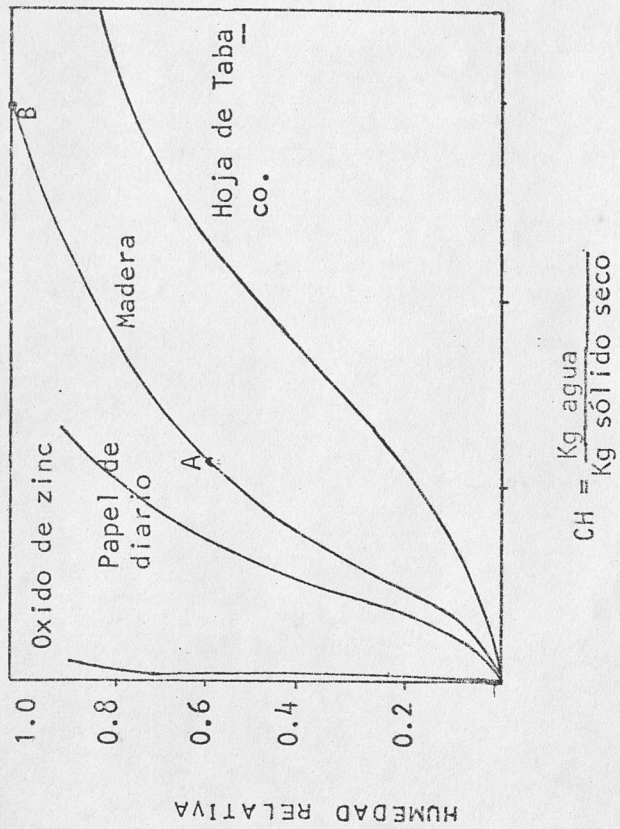


FIGURA N° 8: CONTENIDO DE AGUA DE EQUILIBRIO DE CIERTOS SÓLIDOS A UNA TEMPERATURA DE 25°C



tenido de humedad inicial de:

$$0.35 \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de sólido seco}}$$

y se la expone a una corriente continua de aire de humedad relativa 60%, la madera perderá - humedad por evaporación hasta alcanzar su concentración de equilibrio correspondiente al punto A en la curva. Se puede reducir el contenido de humedad sólo, si el sólido se expone a un aire de más baja humedad relativa.

2.4. TIEMPO DE SECADO

Para la determinación directa del tiempo necesario para el secado discontinuo de grandes partidas de una determinada substancia puede ser utilizado un gráfico de contenido de humedad de la substancia en función del tiempo (véase Figura N° 9). Este gráfico o curva de secado se obtiene secando una muestra no muy pequeña de dicha substancia y con las siguientes condiciones lo más semejantes que sea posible a aquellas con las que se espera operar en gran escala.



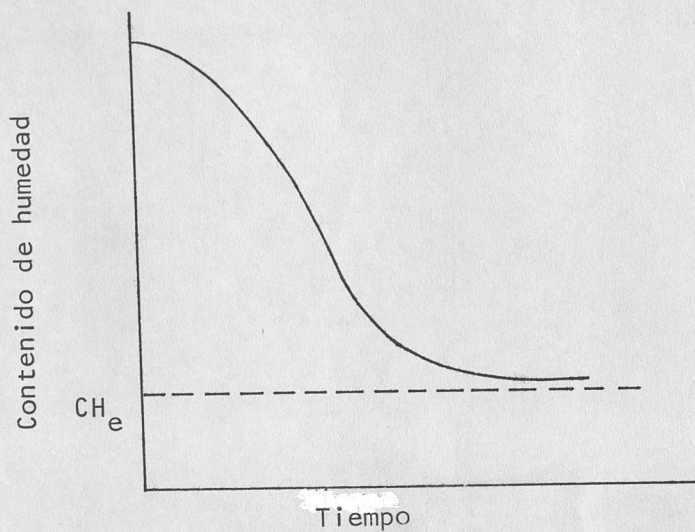


FIGURA N° 9: CURVA DE SECADO DISCONTINUO. CH_e ES EL CONTENIDO DE HUMEDAD EN EL EQUILIBRIO.

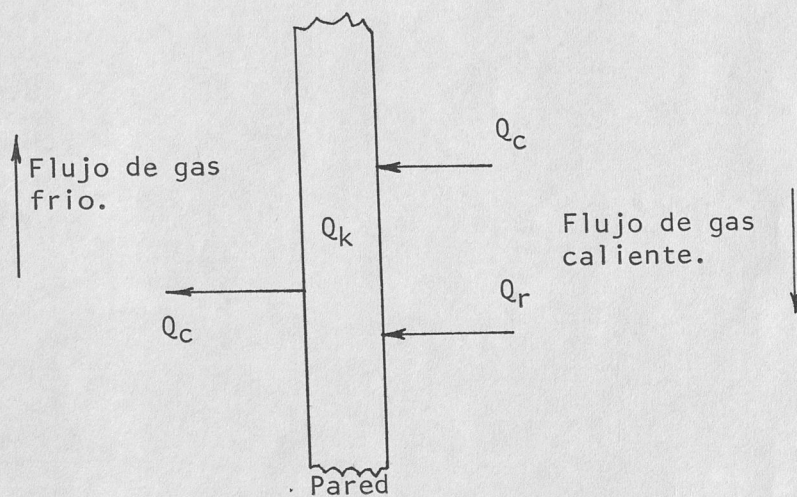


FIGURA N°10: LA PARED ES UNA DE LAS TRES SECCIONES EN SERIE POR DONDE ATRAVIESA EL CALOR.

La muestra debe estar análogamente sostenida.

Debe existir la misma relación de superficie seca a húmeda.

La muestra debe estar sometida a condiciones -
análogas de transferencia de calor.

El aire debe tener la misma temperatura, humedad y velocidad (en valor y en dirección con -
respecto a la muestra). De esta manera, entonces se va midiendo el peso de la muestra a
secar, en función del tiempo.

2.5. PERDIDAS TERMICAS EN EL GABINETE DE SECADO

En la práctica el calor usualmente es transmitido
do en pasos a través de un número de diferentes
secciones conectadas en serie y la transferen-
cia frecuentemente la efectúan dos de los tres
mecanismos de transferencia de calor (conducción,
convección, radiación), en paralelo para una
sección dada del sistema (véase Figura N°10).

El calor total transferido viene dado por :



$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (1)$$

Donde:

ΔT = diferencia de temperatura

R = suma de las resistencias térmicas de las secciones conectadas en serie.

Esta ecuación en términos de un coeficiente de transferencia de calor total U , toma la forma:

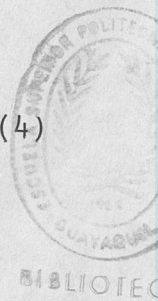
$$Q = U \Delta T \quad (2)$$

Donde:

$$U = \frac{1}{R} \quad (3)$$

Cualquiera de las resistencias térmicas correspondientes a uno de los mecanismos de transferencia de calor de una de las secciones en serie puede ser expresada en función del coeficiente de transferencia de calor particular para dicho mecanismo.

$$R = \frac{1}{h} \quad (4)$$



En las estimaciones a realizar en los próximos capítulos, utilizaremos los coeficientes de transferencia de calor para la convección, que a continuación son mencionados.

Es necesario recordar aquí, que el número de Nusselt se define en función del coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$Nu = \frac{h_c l}{k} \quad (5)$$

donde:

k es la conductividad térmica del fluido y l la longitud significativa que describe el sistema.

Para un tubo por el que circula un fluido con flujo turbulento, transferencia de calor constante, la figura N° 11, muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor para convección en la longitud de tubo en la que el flujo aún no se desarrolla completamente.

Para el flujo turbulento entre placas paralelas sucede algo similar a lo que sucede con el tubo

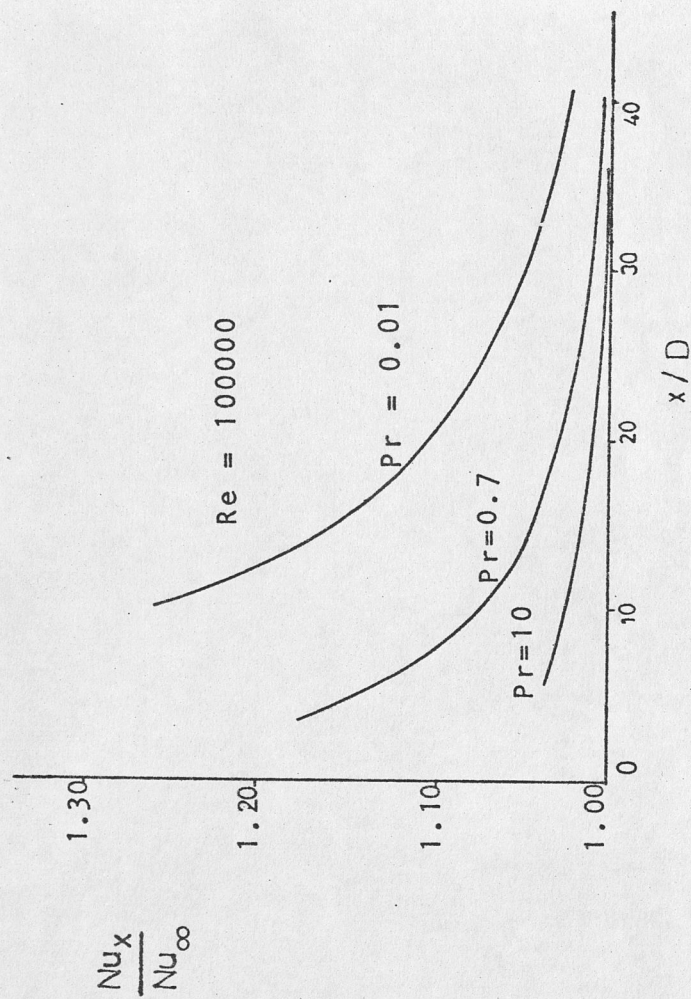


FIGURA N° 11: SE MUESTRA LA VARIACION DEL h_c EN LA ENTRADA DE UN TUBO CIRCULAR PARA UNA VELOCIDAD DE CALOR CONSTANTE.⁹

antes mencionado. Para varias distancias x desde la entrada al sistema, la tabla N° 1, muestra los valores del número de Nusselt para flujos - que poseen diversos números de Reynolds y números de Prandtl.

La transferencia de calor o la pérdida de calor desde placas planas expuestas al viento es hallada a partir de la expresión dada por Mc Adams⁵, la cual relaciona el coeficiente de transferencia de calor en $W/m^2\text{°C}$ a la velocidad del viento en m/seg.

$$h_v = 5.7 + 3.8(v) \quad (6)$$

En las estimaciones a realizar en los próximos capítulos, utilizaremos los coeficientes de transferencia de calor para la radiación que a continuación se mencionan.

Beckman⁵, dedujo que la transferencia de calor para radiación infrarroja entre 2 platos paralelos infinitos, viene dada por:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \quad (7)$$

TABLA N° I

NUMEROS DE NUSSELT PARA FLUJO TURBULENTO ENTRE PLANOS PARALELOS; VELOCIDAD DE CALOR₉ CONSTANTE UN LADO CALENTADO Y EL OTRO AISLADO.

x/D_h	Re=7096	Re=73612
	Nu	Nu
Pr=0.1		
1	19.7	75.2
3	14.3	56.2
10	10.7	42.4
30	9.44	34.8
100	9.34	32.1
Pr=1.0		
1	47.3	234
3	37.9	203
10	31.5	177
30	28.0	160
100	27.1	152

De las ecuaciones 1, 4 y 7 se deduce el coeficiente de transferencia de calor para este sistema:

$$h_r = \frac{\sigma (T_2^2 + T_1^2) (T_2 + T_1)}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \quad (8)$$

Para un objeto convexo pequeño (superficie 1), rodeado por un recinto grande (superficie 2), la transferencia de calor está dada por la relación:

$$Q = \epsilon_1 A \sigma (T_2^4 - T_1^4). \quad (9)$$

Esta ecuación también se aplica en el caso de una placa plana radiando al cielo, como sucede con la cubierta de un colector radiando a los alrededores. De las ecuaciones 1, 4 y 9 se deduce el coeficiente de transferencia de calor para este sistema.

$$h_r = \epsilon_1 \sigma (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2) \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{amb}} \right) \quad (10)$$

2.6. ENERGIA REQUERIDA PARA EL SECADO

Podemos decir que la energía requerida para el -

secado está constituida por el calor utilizado -
por el secador solar.

Este calor útil puede expresarse así:

$$Q_u = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5 + Q_6 \quad (11)$$

Donde:

Q_1 = calor para calentar la materia sólida

Q_2 = calor para calentar el agua del producto

Q_3 = calor para evaporar el agua del producto

Q_5 = calor para "romper" la tensión superficial
que forma la película de agua sobre el pro
ducto "(5% del total)"¹⁴.

Q_6 = calor que se lleva el aire al salir del
secador.

Además en nuestro modelo experimental (véase la
figura N° 12) existen 2 tipos de pérdidas de
energía.

Q_4 = pérdidas de calor por las paredes (pérdidas
térmicas).

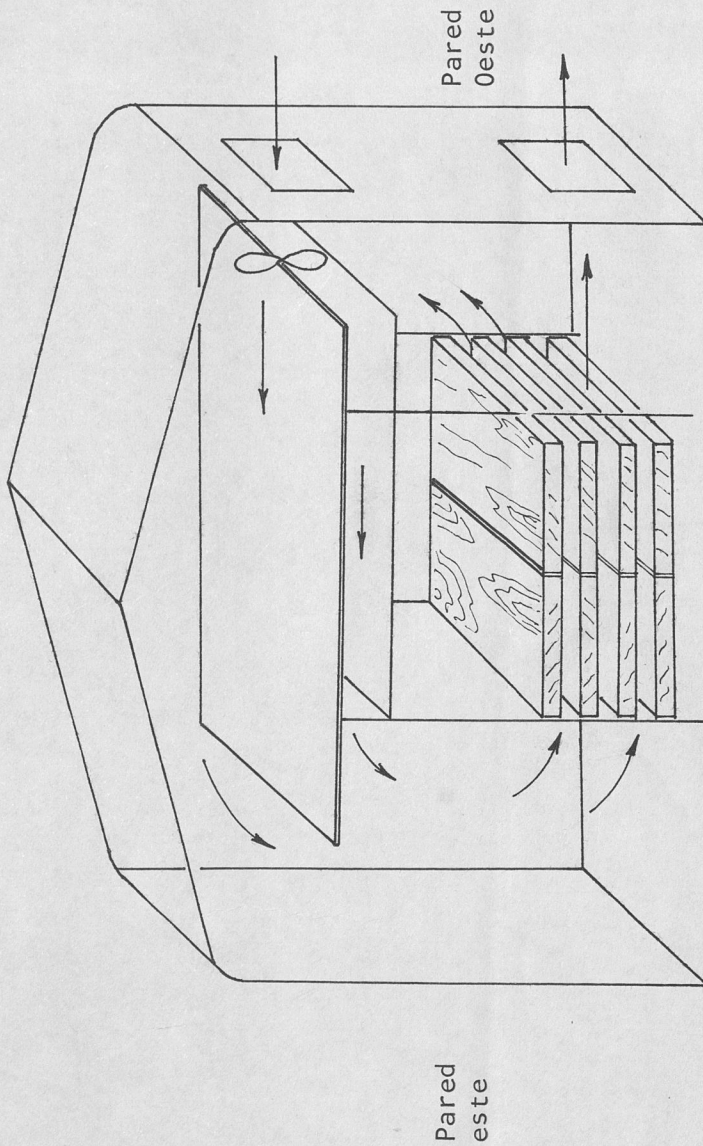


FIGURA Nº 12: ESQUEMA DEL MODELO EXPERIMENTAL CONSTRUIDO, QUE MUESTRA EL FLUJO DE AIRE. EL TECHO, LAS PAREDES Y EL PISO ESTAN FORMADOS POR UNA PELICULA PLASTICA TRANSPARENTE.

Q_7 = energía perdida por reflexión en las paredes y
por reflexión desde los cuerpos en el interior.

CAPITULO III

RADIACION SOLAR INCIDENTE EN LA SUPERFICIE DE LA TIERRA

El sol es una esfera de materia gaseosa intensamente caliente con un diámetro de 1.39×10^6 km. y se encuentra a un promedio de 1.5×10^8 km. de la tierra. Como se ha visto desde la Tierra, el Sol rota sobre su eje aproximadamente una vez cada 4 semanas. Sin embargo, no rota como un cuerpo sólido; el ecuador lo hace en aproximadamente 27 días y las regiones polares en aproximadamente 30 días por cada rotación.

"La superficie del Sol está a una temperatura efectiva de alrededor de -5762°K . La temperatura en las regiones centrales interiores es estimada en aproximadamente 8×10^7 hasta $40 \times 10^6^{\circ}\text{K}$, y la densidad en alrededor de 80 a 100 veces que la del agua. El Sol es en efecto un reactor de fusión continua con sus gases constituyentes retenidos por fuerzas gravitacionales. Las reacciones de fusión las cuales - han sido sugeridas suministran la enenergía radiada por el Sol: la considerada la más importante es un proceso en el que Hidrógeno (4 protones) se combina para formar Helio (un núcleo de Helio); la masa del núcleo de Helio es menor que aquella de los 4 protones siendo la masa perdida en la reacción la que es convertida en energía."⁵

Esta energía es producida en el interior de la esfera solar, a temperaturas de muchos millones de grados. Debe transferirse a la superficie y entonces es radiada hacia el espacio. La radiación solar es transmitida en forma de ondas electromagnéticas.

Constante Solar: La Constante Solar, I_{CS} , es la energía del Sol por unidad de tiempo, recibida sobre una unidad de área de superficie perpendicular a la radiación, en el exterior de la atmósfera terrestre, a la distancia media Tierra - Sol.

Un nuevo valor estandar de la Constante Solar se propuso por Thekaekara y Drummond (1971) y es 4871 $\text{KJ/m}^2 \text{ hr}$

Distribución Espectral de Radiación Extraterrestre : Además de la energía total (Constante Solar) del espectro solar, es útil conocer la distribución espectral de esta radiación.

Una nueva curva de irradiación espectral estandar - se ha registrado, basada en mediciones del espacio y altitudes altas. El nuevo estandar propuesto por la NASA (1971) se muestra en la figura N° 13 (Véase también la figura N° 14).

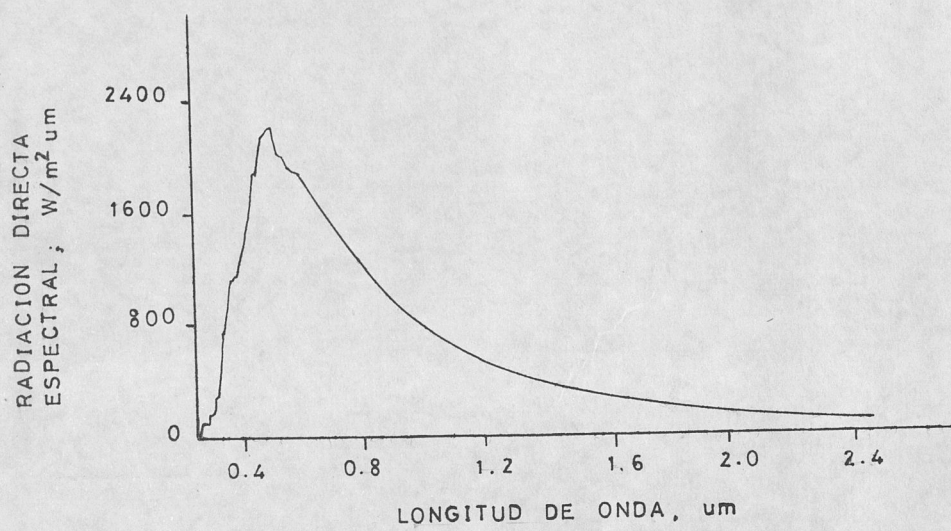


FIGURA N° 1: CURVA DE IRRADIACION ESPECTRAL EXTRATERRESTRE⁵

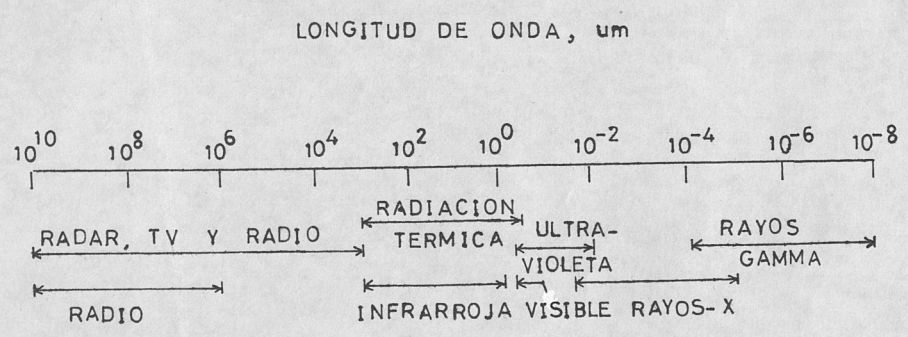


FIGURA N° 2: ESPECTRO ELECTROMAGNETICO

La Tierra: El planeta Tierra es aproximadamente esférico con un diámetro de cerca de 12719 Km. Efectúa una rotación alrededor de su eje cada 24 horas y completa una revolución alrededor del Sol en un período de $365 \frac{1}{4}$ días, aproximadamente. La densidad media de la Tierra es cerca de 5.52 veces la del agua.

El eje de rotación de la Tierra está inclinado 23.5° con respecto a su órbita alrededor del Sol. La posición inclinada de la Tierra tiene un profundo significado, pues junto con la rotación diaria y la revolución anual, gobierna la distribución de la radiación solar sobre su superficie, la longitud variable del día y la noche, y el cambio de estaciones.

La figura N° 15, muestra esquemáticamente el efecto de la inclinación del eje de la Tierra en los distintos períodos del año (declinación solar).

En la época de los 2 equinoccios (22 de Mayo y 22 de septiembre aproximadamente), ambos polos están equidistantes del Sol y todos los puntos sobre la superficie de la Tierra tiene 12 horas de día y 12 horas de noche.

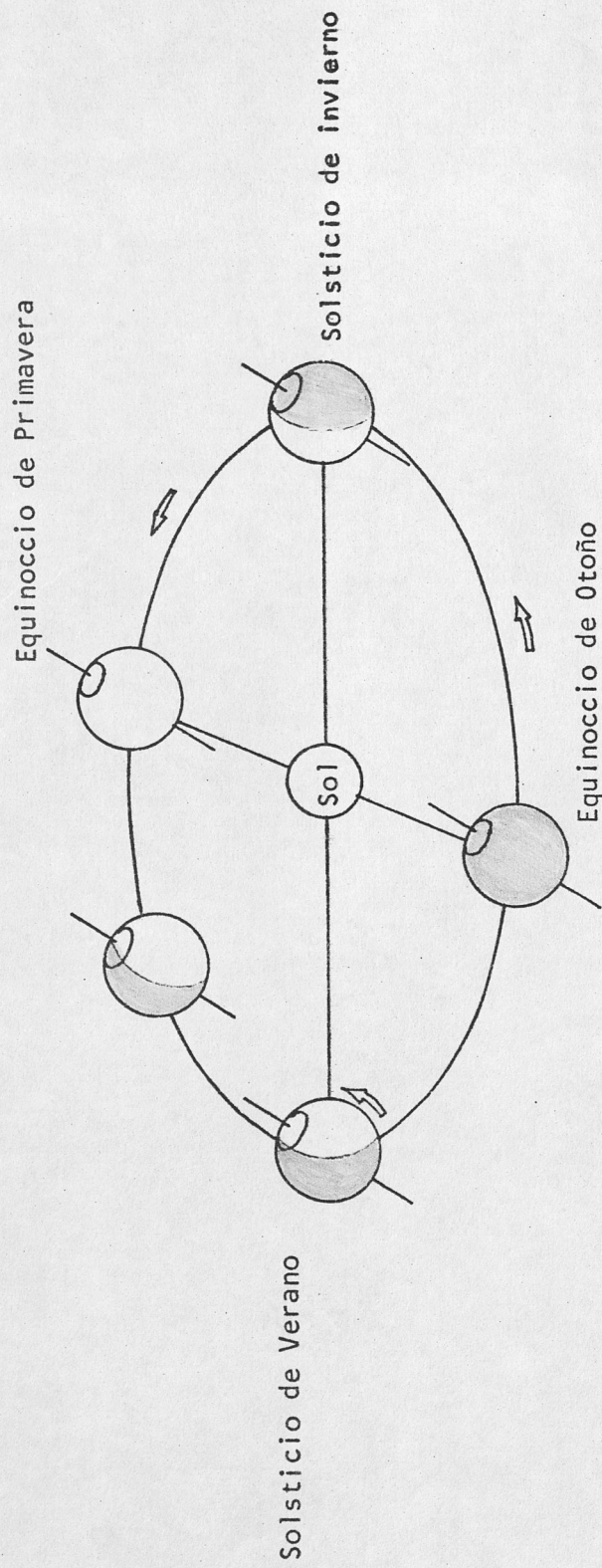


FIGURA N° 3 : LA REVOLUCION DE LA TIERRA ALREDEDOR DEL SOL¹³

Radiación Directa: Es la radiación solar recibida desde el sol sin cambio de dirección (I_D en la figura N° 1).

Radiación Difusa: Es la radiación solar recibida desde el sol luego de que su dirección ha sido cambiada por reflexión y dispersión en la atmósfera (I_d en la figura N° 1).

Masa de Aire: Es la longitud de la trayectoria de la radiación a través de la atmósfera, considerando la trayectoria vertical en el nivel del mar como la unidad. Así en el nivel del mar, $m=1$ cuando el sol está en el cenit (directamente sobre la cabeza) y $m=2$ para un ángulo de cenit (Z , el ángulo subtendido por el cenit y la línea de vista a el Sol) de 60° . Para todos excepto ángulos de cenit muy grandes

$$m = \sec Z \quad (12)$$

3.1. FACTORES QUE INFLUYEN SOBRE LA RADIACION SOLAR

Variación de la Radiación Extraterrestre: Ha sido determinado desde análisis de datos de la radiación que las variaciones en radiación total emitida por el sol son probablemente menores que:

$$\pm 1.5 \%$$

Para propósitos de procesos térmicos que usan - energía en fracciones grandes del espectro solar total, y donde la transmitancia de la atmósfera es de una incertidumbre grande, la emisión de energía por el Sol puede ser considerada como constante.

Las variaciones en la distancia tierra-sol, sin embargo, conducen a variaciones del flujo de radiación extraterrestre en el rango de $\pm 3\%$. La dependencia de la radiación solar extraterrestre con el tiempo del año se muestra en la figura N° 16.

Variación de la Radiación en la superficie de la Tierra: La radiación en incidencia recibida en la superficie de la Tierra desde el Sol está sujeta a variaciones debido a:

1. Variaciones en la distancia Tierra-Sol.
2. Variaciones en la dispersión atmosférica originada por moléculas de aire, vapor de agua y polvo.
3. Variaciones en la absorción atmosférica debida a O_2 , O_3 , H_2O y CO_2 .

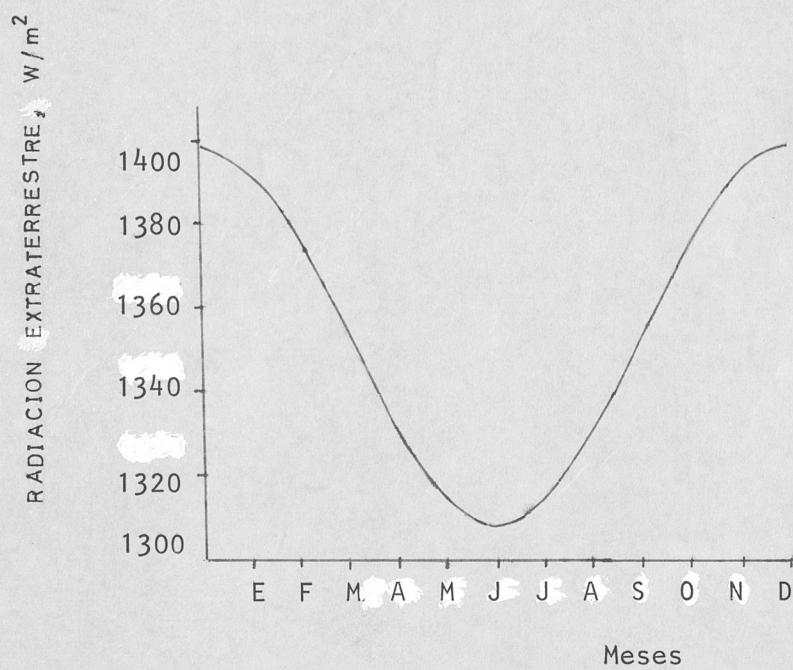


FIGURA N° 16: VARIACION DE LA RADIACION SOLAR
EXTRATERRESTRE EN EL AÑO.^s

La radiación normal incidente sobre la atmósfera de la Tierra tiene una distribución espectral, indicada por la figura N° 13. Los rayos X y - otras radiaciones de onda muy corta del espectro solar son absorbidas en la ionósfera por nitrógeno, oxígeno y otros componentes atmosféricos; la mayoría de la radiación ultravioleta es absorbida por ozono. En longitudes de onda mayores que $2.5 \mu\text{m}$, una combinación de radiación extraterrestre baja y gran absortividad del CO_2 y H_2O indica que muy poca energía llega al suelo. Luego, desde el punto de vista de aplicaciones terrestres de energía solar, solo la radiación de longitudes de onda entre 0.29 y $2.5 \mu\text{m}$, es necesario - considerar.

Como se ha dicho, los componentes de la atmósfera dispersan una porción de la radiación solar y algo de esta radiación dispersada alcanza el suelo. Por lo tanto, hay siempre algo de radiación difusa aún en períodos de cielos muy despejados.

3.2. ANGULOS BASICOS TIERRA - SOL

La posición de un punto P sobre la superficie de



la Tierra se determina en cualquier instante - con respecto a los rayos del Sol, si se conocen, la latitud, el ángulo horario del punto y la declinación del Sol. (véase Figura N° 17).

La latitud (L) es la distancia angular del punto P (norte o sur) al Ecuador. Es el ángulo entre la línea OP y la proyección de OP sobre el plano ecuatorial. El punto O representa el centro de la Tierra.

El ángulo horario (H) es el ángulo medido sobre el plano ecuatorial de la Tierra entre la proyección de OP y la proyección de la línea que une - el centro del Sol con el centro de la Tierra. En el medio día solar, $H=0$. El ángulo H expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Una hora de tiempo está representada por $360/24=15^\circ$ de ángulo horario.

La declinación del Sol (D) es la distancia angular de los rayos del Sol (norte o sur) al ecuador. Es el ángulo entre una línea trazada desde el centro del Sol al centro de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial de la tierra.



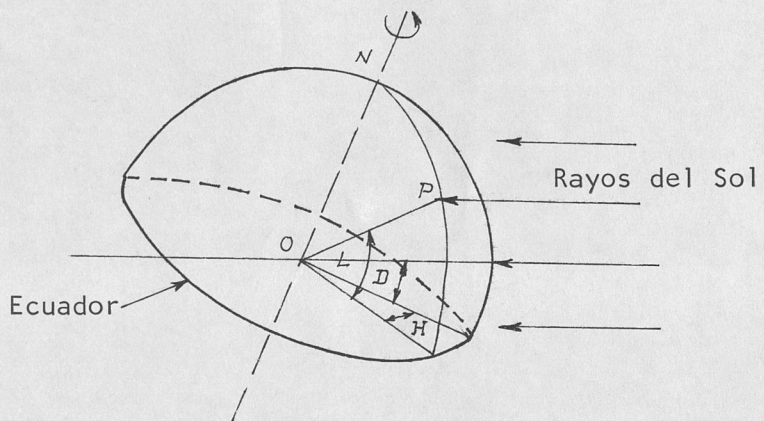


FIGURA Nº 17: LATITUD, ANGULO HORARIO Y DECLINACION DEL SOL¹⁶

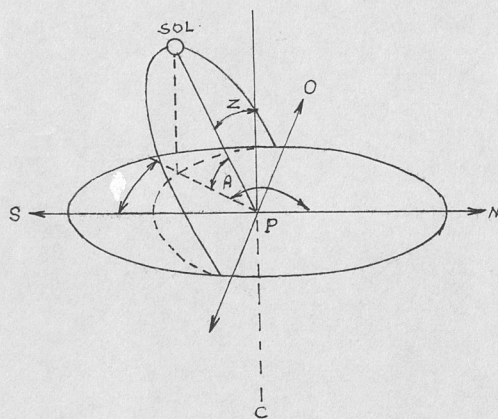


FIGURA Nº 18: DEFINICION DEL CENIT Y DE LOS ANGULOS DE ALTITUD Y AZIMUT¹⁶

La declinación solar, puede ser calculada desde la ecuación aproximada de Cooper (1969).

$$D = 23.45 \text{ Sen } \left\{ 360 \left(\frac{284 + d}{365} \right) \right\} \quad (13)$$

donde:

d = es el número de días transcurridos del año.

La declinación puede también ser convenientemente determinada desde cartas.

3.3. ANGULOS SOLARES DERIVADOS

Además de los tres ángulos básicos tienen utilidad otros ángulos en cálculos de la radiación solar. Todos estos ángulos adicionales pueden ser expresados en función de los tres ángulos básicos.

Angulo de Azimut del Sol: (G) Es el ángulo medido sobre el plano horizontal entre el Sur y la proyección de los rayos del Sol. (véase figura - N° 18).

Angulo del Cenit: Es el ángulo entre el rayo - del Sol y la vertical.

Angulo de Altitud: (A) Es el ángulo formado en tre el rayo del Sol y la proyección del mismo - sobre el plano horizontal. ($A + Z = 90^\circ$).

Para una superficie de una orientación particu- lar se pueden definir los siguientes ángulos:

Angulo de Pendiente: Es el ángulo entre la ho rizontal y la superficie considerada. (véase fi gura N° 19).

Angulo de Incidencia: (i) Es el ángulo formado por la normal a la superficie y el rayo del Sol.

Angulo de Azimut de la pared o de la superficie considerada (G') Es el ángulo medido en un - plano horizontal entre la normal a la superficie vertical y el Sur.

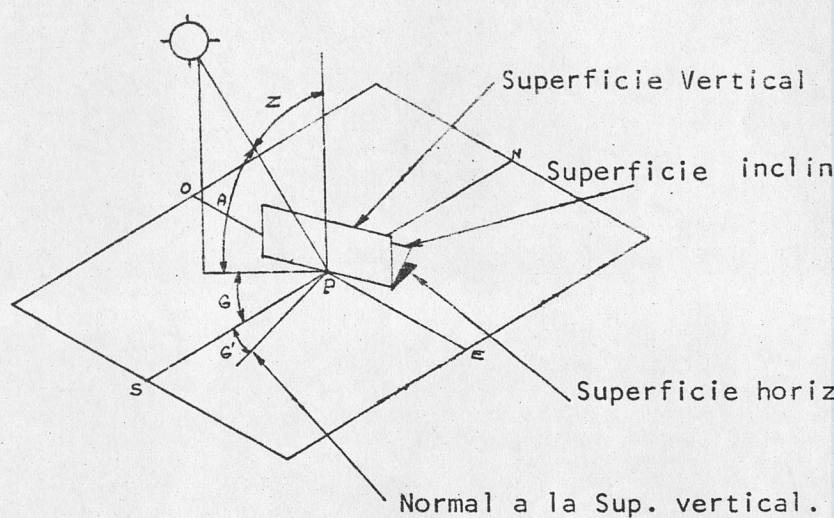


FIGURA N° 19: ANGULOS SOLARES PARA SUPERFICIE VERTICAL Y
HORIZONTAL¹³

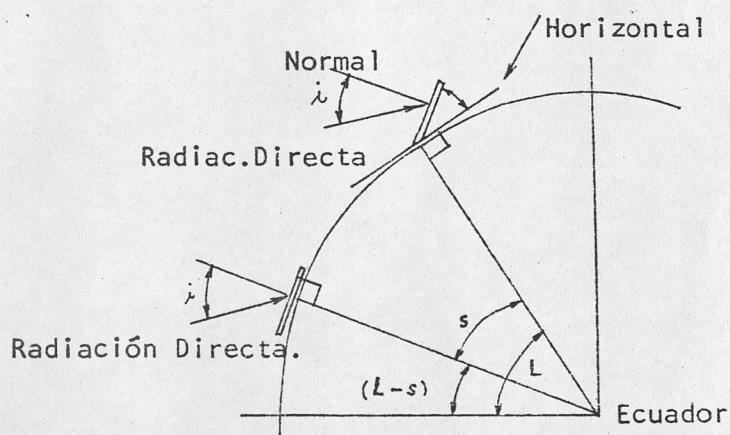


FIGURA N° 20: SECCION DE LA TIERRA , MOSTRANDO DEFINICIONES DE
 i , L y $(L-s)$.

La relación entre $\underline{i}$ y los otros ángulos está dada por:

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(D)\sin(L)\cos(s) - \sin(D)\cos(L)\sin(s)\cos(G) + \\ & \cos(D)\cos(L)\cos(s) \cos(H) + \cos(D)\sin(L)\sin(s)\cos(G) \\ & \cos(H) + \cos(D)\sin(s) \sin(G)\sin(H) \end{aligned} \quad (14)$$

Para una superficie horizontal donde $s = 0^\circ$, el ángulo de incidencia es:

$$\cos(i_h) = \cos(Z) = \sin(D)\sin(L) + \cos(D)\cos(L)\cos(H) \quad (15)$$

Para una superficie inclinada hacia el norte o sur puede usarse la siguiente relación para su ángulo $\underline{i}$, derivada del hecho de que las superficies con inclinación $\underline{s}$ hacia el norte o sur, tienen la misma relación angular para radiación directa que una superficie horizontal en una latitud artificial de $(L-s)$ (Véase Fig. N° 20):

$$\cos(i) = \cos(L-s)\cos(D)\cos(H) + \sin(L-s)\sin(D) \quad (16)$$

Los cálculos de radiación solar deben hacerse en

función del tiempo solar. Para un lugar sobre la Tierra de longitud L'_1 el tiempo solar viene dado por: (Véase Fig. N° 21).

$$t_s = t_{st} + E + 4 (L'_{st} - L'_1) \quad (17)$$

Además:

$$H = (12 - t_s) \times 15 \quad (18)$$

3.4. METODO DE ASHRAE PARA ESTIMACION DE RADIACION DIRECTA Y DIFUSA SOBRE LA SUPERFICIE DE LA TIERRA.

El valor I_{DN-st} que simboliza la radiación standard, directa y normal a los rayos del sol en una localidad determinada puede ser estimado por la expresión:

$$I_{DN-st} = \frac{A}{e^{\left(\frac{B}{\cos(i_h)}\right)}} \quad (19)$$

El valor de I_{DN} que simboliza la radiación directa normal a los rayos del Sol en una locali

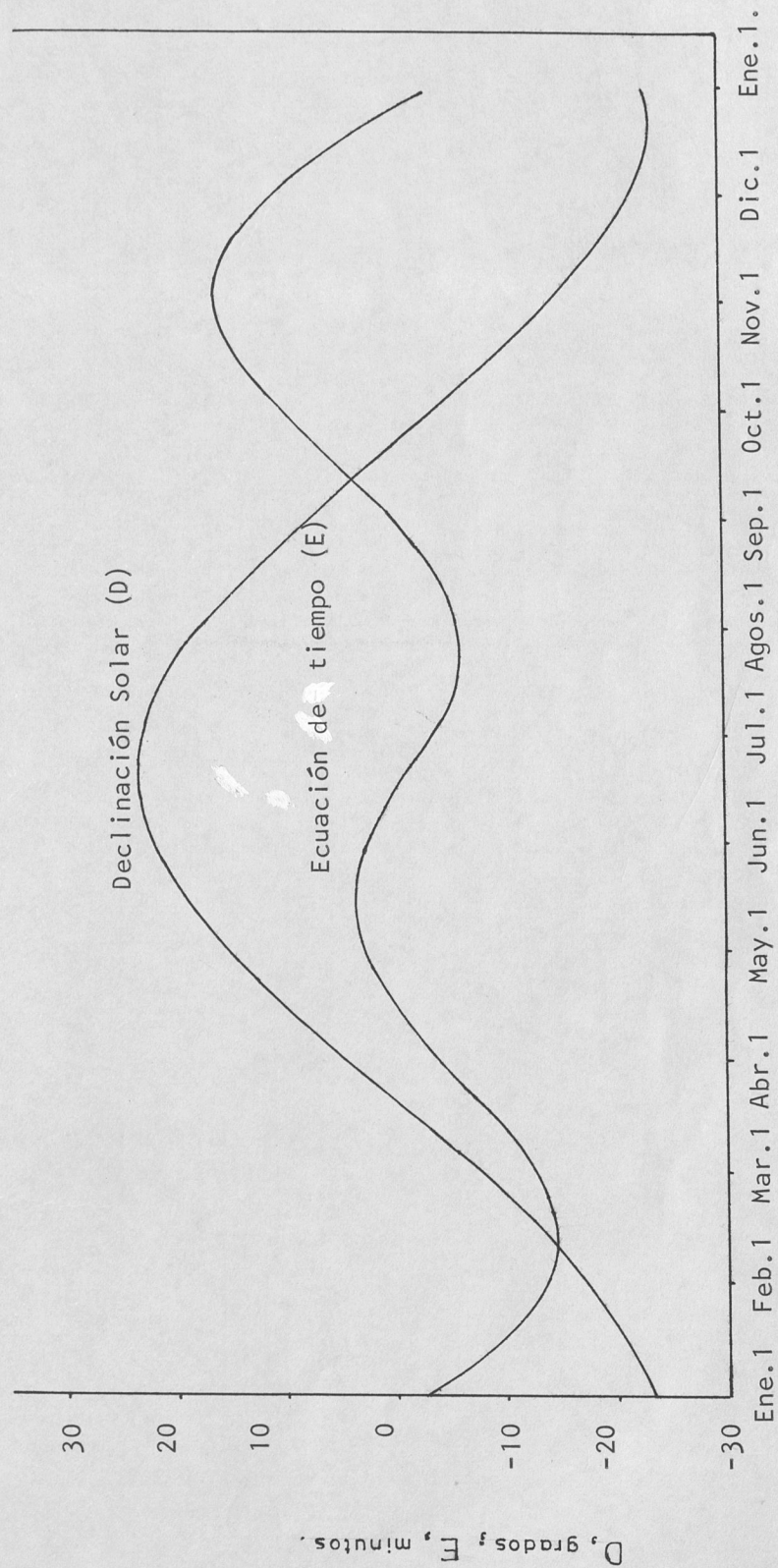


FIGURA Nº 21: GRAFICO DE ECUACION DEL TIEMPO¹³

dad determinada viene dado por:

(Véase Figura N° 22)

$$I_{DN} = I_{DN-st} (CN) \quad (20)$$

CN es el número de claridad y tiene un rango de variación entre 0.95 y 1.05.

La radiación difusa proveniente de la atmósfera para una superficie cualquiera viene dada por :

$$I_d = C(I_{DN})F \quad (21)$$

Siendo F, la fracción de radiación dispersada - por la atmósfera que llega a dicha superficie , la cual es:

$$F = \frac{1 + \cos(s)}{2} \quad (22)$$

Los valores A, B y C se dan en la Tabla N° 2.

La radiación difusa reflejada por el suelo y

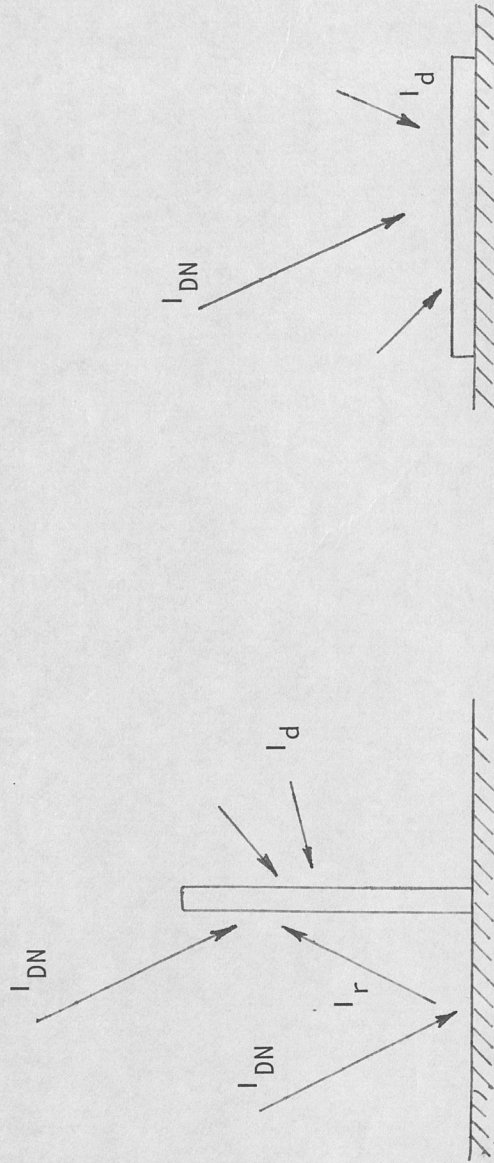


FIGURA N° 22: TIPOS DE RADIACION SOLAR INCIDIENDO SOBRE UNA SUPERFICIE VERTICAL Y SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL.

TABLA N° 2
 INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE Y DATOS RELACIONADOS PARA LOS 20 PRIMEROS DIAS DE CADA MES¹³,
 AÑO BASE 1964

MESES	I° (BTU/hr pie ²)	Ecuación del Tiem po (min).	Declinación (grados)	A (BTU/hr pie ²)	B	C
ENERO	442.7	-11.2	-20.0	390	0.142	0.058
FEBRERO	439.1	-13.9	-10.8	385	0.144	0.060
MARZO	432.5	- 7.5	0.0	376	0.156	0.071
ABRIL	425.3	+ 1.1	+11.6	360	0.180	0.097
MAYO	418.9	+ 3.3	+20.0	350	0.196	0.121
JUNIO	415.5	- 1.4	+23.45	345	0.205	0.134
JULIO	415.9	- 6.2	+20.6	344	0.207	0.136
AGOSTO	420.0	-2.4	+12.3	351	0.201	0.122
SEPTIEMBRE	426.5	+ 7.5	0.0	365	0.177	0.092
OCTUBRE	433.6	+15.4	+10.5	378	0.160	0.073
NOVIEMBRE	440.2	+13.8	-19.8	387	0.149	0.063
DICIEMBRE	443.6	+11.6	-23.45	391	0.142	0.057

los alrededores I_r , es estimada por:

$$I_r = I_{Th} F' \rho_a \quad (23)$$

Siendo F' la fracción de la radiación reflejada por los alrededores que llega a la superficie, la cual es:

$$F' = \frac{1 - \cos(s)}{2} \quad (24)$$

Valores de ρ_a están dados por la tabla N° 3.

La radiación total sobre una superficie horizontal es:

$$I_{Th} = I_{DN} \cos(i_h) + I_d \quad (25)$$

Luego, la radiación total sobre una superficie cualquiera inclinada se puede expresar:

$$I_T = I_D + I_d + I_r \quad (26)$$

$$I_T = I_{DN} \cos(i) + I_d + I_r \quad (27)$$

TABLA N° 3

RESISTIVIDAD (ρ_a) DE LA SUPERFICIE DE LOS ALREDEDORES¹³, SEGUN EL ANGULO DE INCIDENCIA i_h

SUPERFICIE	20°	30°	40°	50°	60°	70°
CONCRETO NUEVO	0.31	0.31	0.32	0.32	0.33	0.34
CONCRETO VIEJO	0.22	0.22	0.22	0.23	0.23	0.25
CESPED	0.21	0.22	0.23	0.25	0.28	0.31
ROCA	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
TERRENO BITUMINOSO	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14





BIBLIOTECA

3.5. FORMULA DE PAGE PARA ESTIMACION DE RADIACION
SOLAR PROMEDIO SOBRE LA SUPERFICIE DE LA TIE
RRA.

Este método está basado en la radiación extra
terrestre sobre una superficie horizontal -
(T_{oh}). La radiación en la superficie de
la Tierra sobre un plano horizontal es:

$$\bar{T}_h = \bar{T}_{oh} \left(a + b \frac{n}{N} \right) \quad (28)$$

Donde:

$\bar{T}_h$, $\bar{T}_{oh}$ y n son promedios por día para
un período de tiempo (ejemplo: un mes) en -
una misma localidad. El valor N es el valor
máximo de horas diarias de brillo de luz de
Sol para el mismo período (heliofania).

Se han utilizado datos de radiación solar y
de brillo de luz de Sol (n) para los mismos -
tiempos y estaciones meteorológicas para deri
var estadísticamente los valores $\underline{a}$ y $\underline{b}$ para
la costa ecuatoriana.



BIBLIOTECA

T_{oh} viene dada por:

$$T_{oh} = \frac{24}{\pi} I_{cs} \left\{ \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360d}{365} \right) \right) \right. \\ \left. \left(\cos(L) \cos(D) \sin(H') + \frac{2\pi H'}{360} \sin(L) \sin(D) \right) \right\}$$

3.6. DATOS METEOROLOGICOS Y DE RADIACION SOLAR

La Tabla N° 4 muestra las condiciones climáticas de la ciudad de Guayaquil para varios días del mes de junio del año de 1983. Estas condiciones ambientales ejercen influencia sobre el funcionamiento del secador solar.

3.7. ESTIMACION DE LA RADIACION SOLAR INCIDENTE - SOBRE EL SECADOR

La mejor fuente de información son los datos de radiación de la estación meteorológica de la localidad. Faltando estos, es posible usar relaciones empíricas para estimar la ra

TABLA N° 4
DATOS METEOROLOGICOS Y DE RADIACION
SOLAR

Mes: Junio Año: 1.983 Ciudad: Guayaquil Estación Meteorológica: ESPOL						
Días	Lluvia (mm)	HR desde 8h00 a 17h00 (%)	T desde 8h00 a 17h00 (°C)	Velocidad del viento desde 8h00 a 17h00 (m/seg)	Radiación total I_{Th} , (KJ/m ² día)	
20	0	78	30.0	1.42	12556.49	
21	50.	80	29.2	1.88	10647.71	
22	1.5	82	29.0	1.28	9343.90	
23	0	77	30.0	1.96	13487.28	

diación como en los casos explicados en las secciones 3.4 y 3.5. Una tercera alternativa es la estimación para una localidad particular a través del uso de datos de otras localidades de latitud similar, topografía y clima.

La radiación solar incidente sobre las paredes y techo del secador (véase Figura N° 12) es la energía que está llegando. Usaremos el método de la sección N° 3.4 para la estimación de la radiación solar incidente total sobre el secador localizado en la ciudad de Guayaquil, durante cada hora del día 23/6/83.

Además en los párrafos siguientes se muestra este cálculo para la hora 13h00 - 14h00.

Hora Solar: (t_s) Conocemos que para la ciudad de Guayaquil la longitud estandar es $L'_{st} = 75^\circ$ Oeste y la Longitud local $L'_l = 79^\circ 53' 0$ este . Para el día 23/6/83, la ecuación del tiempo - desde la figura N° 21 es $E = 0$. Sustituyendo los valores del tiempo estandar y los mencionados en la ecuación 17 obtenemos los valores del tiempo solar para cada hora. Estos se encuentran tabulados en la Tabla N° 5.

TABLA N° 5

TIEMPO STANDAR, TIEMPO SOLAR Y ANGULO HORARIO PARA CADA HORA DEL DIA 23/6/83. TAMBIEN SE PRESENTAN LOS VALORES DE LOS COSENOS DE LOS ANGULOS DE INCIDENCIA PARA UNA SUPERFICIE HORIZONTAL, PARA CADA UNA DE LAS PAREDES DEL SECADOR Y PARA EL TECHO DEL SECADOR SOLAR

t_{st} (horas)	t_s (horas)	H (grados)	$\cos(i_h)$	i_h (grados)	$\cos(i_n)$	i_n (grados)	$\cos(i_e)$	i_e (grados)	$\cos(i_o)$	i_o (grados)	$\cos(i_{e1})$	i_{e1} (grados)	$\cos(i_{o1})$	i_{o1} (grados)
7h00	6.67	79.95	0.1449	81.66	0.4039	66.17	0.903	25.44			0.4054		-0.1284	97.38
8h00	7.67	64.95	0.3729	68.10	0.412	65.66	0.83	33.90			0.6021		0.1108	83.63
9h00	8.67	49.95	0.5745	54.93	0.419		0.7019	45.42			0.7567		-0.3416	70.02
10h00	9.67	34.95	0.7359	42.61	0.425		0.525	58.33			0.8588		0.5482	44
11h00	10.67	19.95	0.8461	32.21	0.429		0.312	71.82			0.9014		0.7164	44.24
12h00	11.67	4.95	0.8976	26.15	0.431	64.46	0.079	85.46	-0.0791	94.54	0.8816		0.8348	
13h00	12.67	-10.05	0.8870	27.50	0.431	64.46			0.16	80.79	0.7874	38.05	0.8953	26.45
14h00	13.67	-25.05	0.8149	35.42	0.428	64.65			0.38	67.66	0.6642	48.37	0.8938	26.64
15h00	14.67	-40.05	0.6862	46.66	0.424				0.59	53.84	0.4816	61.21	0.8305	33.84
16h00	15.67	-55.05	0.5098	59.34	0.417				0.75	41.40	0.2651	74.62	0.7096	
17h00	16.67	-70.05	0.2976	72.68	0.409				0.86	30.68	0.0296	88.30	0.5393	57.36



Angulo Horario (H) y ángulos de incidencia (i): Los valores del tiempo estandar son sustituidos en la ecuación N° 18 para obtener los valores del ángulo horario para cada hora. El valor de declinación solar para el día 23/6/83, se calcula mediante la ecuación N° 13 y es $D = 23.449^\circ$. Puesto que la latitud para la ciudad de Guayaquil es $L = 2^\circ 10' \text{ Sur} = -2.16^\circ$, sustituimos este valor y los valores de ángulo horario y de declinación solar en la ecuación N° 15 para obtener el coseno del ángulo de incidencia de una superficie horizontal. Estos resultados se encuentran tabulados en la tabla N° 5.

Para las paredes verticales orientadas hacia el norte y hacia el sur, para las paredes hacia el este y hacia el oeste, así como para el techo inclinado hacia el este y para el techo inclinado hacia el oeste se han calculado los cosenos del ángulo de incidencia correspondiente. Mediante el uso de la ecuación N° 16, en donde se han sustituido los valores de el ángulo horario, de declinación solar, de latitud y de el ángulo de pendiente, se obtuvo este resultado para las paredes norte y sur. Mientras tanto, se usó la ecuación N° 14, para obtener este mismo resultado para las superficies orientadas hacia

el este o al oeste. Estos resultados se presentan en la tabla N° 5 para cada hora del día.

Radiación Solar total sobre una superficie horizontal (I_{Th}): La radiación solar total sobre una superficie horizontal (véase la figura N° 22) es medida por el pyranómetro del Laboratorio de Energía Solar de la ESPOL. Este valor es mostrado en la Tabla N° 4, para algunos días del mes de junio del año de 1983. Este mismo valor, para cada una de las horas del día 23/6/83, es mostrado en la Tabla N° 5.

Radiación Solar total sobre la pared norte: Según el método de la sección 3.4., para el cálculo de la radiación total sobre una superficie cualquiera (ecuación N° 27), es necesario calcular el valor I_{DN} . Con el objeto de obtener una mayor exactitud en esta estimación, hemos empleado la ecuación N° 25 para despejar el valor I_{DN} y obtener.

$$I_{DN} = \frac{I_{Th}}{\cos i_h + C (F)}$$

en donde el valor I_{Th} es medido como se explicó en el párrafo anterior; mientras que el valor $\cos(i_h)$

es el valor promedio para cada hora y que se encuentra en la tabla N° 6. De esta manera el valor I_{DN} no fue hallado en base a las ecuaciones 19 y 20.

Usamos la ecuación anterior para calcular el valor I_{DN} para la hora 13h00 - 14h00. Ya que esta ecuación es válida exclusivamente para una superficie horizontal, el valor de F a usarse es calculado de la ecuación N° 22 para un ángulo de pendiente $s=0^\circ$. De este modo, se obtiene $F=1$. Además, para este día del mes de junio, el valor $C = 0.134$ es obtenido de la tabla N° 2. Sustituyendo los valores de I_{Th} ; de $\cos i_h$ y los mencionados antes obtenemos:

$$I_{DN} = \frac{2047.000 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}}{0.8509 + (0.134)(1)}$$

$$I_{DN} = 2078.383 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Entonces para la pared norte la radiación difusa es dada por la ecuación N° 21. El valor de C es el mismo del párrafo anterior; mientras que F es hallado de la ecuación N° 22 para $s = 90^\circ$. Luego con $F = 0.5$, obtenemos:

$$I_d = 0.134 (2078.383) 0.5 = 139.251 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

TABLA N° 6

VALORES PROMEDIOS DE LOS COSENOS DE LOS ANGULOS DE INCIDENCIA DE LAS PAREDES Y EL TECHO DEL SECADOR SOLAR, LOSUCUALES SE CALCULAN DE LOS VALORES DE LA TABLA N° 5. TAMBIEN SE PRESENTA LA RADIACION TOTAL SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL - MEDIDA POR EL PYRANOMETRO Y EL RESULTADO FINAL DEL CALCULO DE RADIACION SOLAR TOTAL SOBRE EL SECADOR SOLAR.

t _{st} (horas)	Cos(i _h)	Cos(i _n)	Cos(i _e)	Cos(i _o)	Cos(i _{e1})	Cos(i _{o1})	I _{Th} (KJ/m ² hr)	I _T (KJ/hr)
7 - 8	0.2589	0.4079	0.8665		0.5037	-0.0088	173.909	1366.442
8 - 9	0.4737	0.4155	0.7659		0.6794	0.2262	490.367	2759.160
9 -10	0.6552	0.422	0.6134		0.8077	0.4449	1431.189	6646.625
10 -11	0.791	0.427	0.4185		0.8801	0.6323	1379.872	5571.928
11 -12	0.8718	0.43	0.1955		0.8915	0.7756	1653.566	6057.094
12 -13	0.8923	0.431	-0.0404	0.0404	0.8345	0.8650	2047.000	7116.376
13 -14	0.8509	0.4295		0.27	0.7258	0.8945	2047.000	7711.573
14 -15	0.7505	0.426		0.485	0.5729	0.8621	1801.816	7570.142
15 -16	0.598	0.4205		0.67	0.3733	0.770	1357.064	6671.368
16 -17	0.4037	0.413		0.805	0.1473	0.6244	655.724	4138.658

Para la pared norte la radiación reflejada es calculada por la ecuación N° 23. En esta ecuación. $F' = 0.5$ es calculado de la ecuación N° 24 para $s = 90^\circ$ mientras que $\rho_a = 0.22$ es obtenido de la tabla N° 3 para el ángulo de incidencia i_h correspondiente. Sustituyendo los valores tenemos:

$$I_r = 2047.000 (0.5)0.22 = 225.170 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Para la pared norte, la radiación solar total es calculada desde la ecuación N° 27. Para este cálculo se usa el valor $\cos(i_n)$ desde la tabla N° 6, para la hora 13h00 - 14h00. Luego tenemos:

$$I_T = 2078.383 (0.4295) + 139.251 + 225.170 =$$

$$I_T = 1257.086 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Radiación solar total sobre la pared sur: En esta época del año la radiación solar directa no incide sobre la pared orientada hacia el Sur. Solamente - radiación difusa de la atmósfera y radiación reflejada desde el suelo inciden sobre esta pared durante todo el día. Estos dos valores de radiación - son los mismos hallados para la pared norte puesto

que el ángulo de pendiente s es el mismo.

$$I_T = 139.251 + 225.170 = 364.420 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Radiación solar total sobre la pared este: Para las 13h00-14h00, la radiación solar directa no incide sobre esta pared, por lo tanto el total es la suma de la radiación difusa y la radiación reflejada según lo expresa la ecuación N° 26, luego:

$$I_T = 139.251 + 225.170 = 364.420 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Radiación solar total sobre la pared oeste: Aplicamos la ecuación N° 27 para este cálculo. Observamos que en esta ecuación, los valores de la radiación difusa y de la radiación reflejada son los mismos calculados para la pared norte puesto que la pendiente es la misma. El valor de $\cos(i_e)$ se presenta en la tabla N° 6; así expresamos:

$$I_T = 2078.383 (0.27) + 139.251 + 225.170 =$$

$$I_T = 925.584 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

Radiación solar total sobre el techo inclinado con

cara al este: Al sustituir las ecuaciones N° 21 y N° 23, en la ecuación N° 27, obtenemos la expresión:

$$I_T = I_{DN} \cos(i_e) + C(I_{DN}) F + I_{Th} F' \rho_a$$

En esta expresión, los valores de F y F' son calculados de las ecuaciones N° 22 y N° 24, para la pendiente $S = 17.19^\circ$. Así $F = 0.977$ y $F' = 0.0223$. El valor $\rho_a = 0.22$, es hallado en la tabla N° 3.

$$I_T = 2078.383 (0.7258) + 0.134 (2078.383) 0.977 + 2047.00 (0.0223) 0.22 =$$

$$I_T = 1790.630 \text{ KJ/m}^2\text{hr}$$

Radiación solar total sobre el techo inclinado - con cara al oeste: En la ecuación anterior sustituímos los valores correspondientes a esta pared.

$$I_T = 2078.383 (0.8945) + 0.134 (2078.383) 0.977 + 2047.00 (0.0223) 0.22 =$$



$$I_T = 2141.217 \text{ KJ/m}^2 \text{ hr}$$

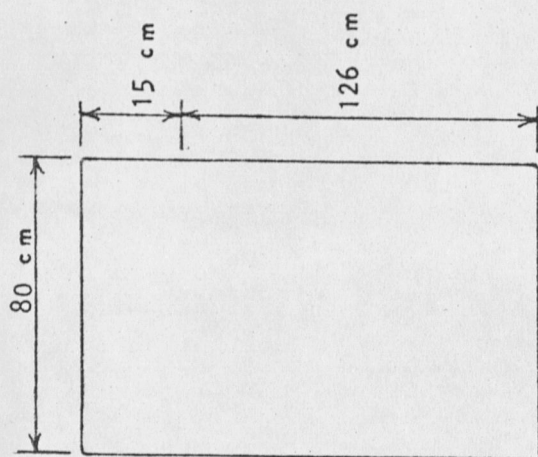
Los valores calculados de radiación solar total - por unidad de área son multiplicados por las áreas correspondientes a cada una de las superficies, las cuales se enlistan a continuación. El resultado es el valor de la radiación solar total sobre cada una de las áreas (véase figura N° 23); este valor también se enlista a continuación.

A pared norte = 2.243 m ²	$I_T = 2820.218 \text{ KJ/hr.}$
A pared sur = 2.243 m ²	$I_T = 817.562 \text{ KJ/hr}$
A pared este = 1.008 m ²	$I_T = 367.523 \text{ KJ/hr}$
A pared oeste = 1.008 m ²	$I_T = 933.464 \text{ KJ/hr}$
A techo este = 0.705 m ²	$I_T = 1262.782 \text{ KJ/hr}$
A techo oeste = 0.705 m ²	$I_T = 1510.021 \text{ KJ/hr}$

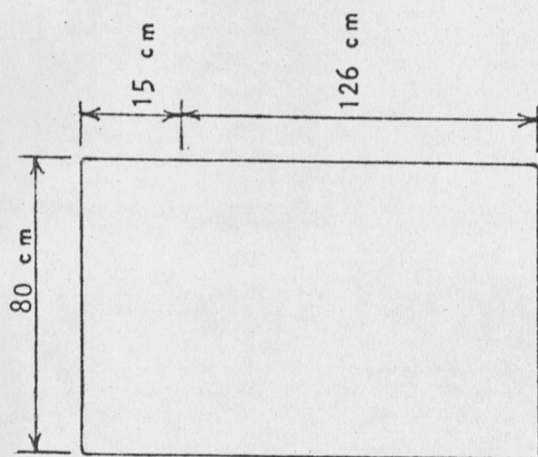
Luego la radiación solar total sobre el secador durante la hora 13h00 - 14h00 es la suma de los valores enlistados:

$$I_T = 7711.573 \text{ KJ/hr}$$





a) PARED NORTE



b) PARED OESTE

FIGURA Nº 23: DIMENSIONES DEL MODELO EXPERIMENTAL

CAPITULO IV

TIPO DE SECADOR SOLAR DE MADERA CON ENERGIA SOLAR

Para el proceso de secado de madera aserrada, los colectores de placa plana son utilizados con el fin de colectar la energía solar, debido a que se trata de un proceso de temperatura relativamente baja.

Un colector de placa plana consiste por lo general de una cubierta transparente, una superficie absorbedora de energía, algún medio de transferencia de calor y el material de aislamiento (veáse la figura N° 2). El vidrio que contiene poco hierro y algunas películas de plástico son utilizados como cubierta transparente. El cobre, el aluminio y acero son los metales más usados como placas colectoras. Estas placas colectoras son cubiertas con pintura negra para de este modo aumentar su absortividad y lograr mayor colección de energía solar. El colector de placa plana mostrado en la figura utiliza aire como medio de transferencia de calor; es decir el aire fluye debajo de la placa llevándose el calor colectado; luego el aire caliente podrá ser utilizado en un proceso determinado, como por ejemplo el secado de

la madera aserrada.

Ya hemos visto que (en el Capítulo III), la inclinación del colector o superficie receptora de los rayos solares influye en la cantidad de energía radiante solar que será absorbida (no reflejada) por la superficie o placa colectora. Si la inclinación de la placa metálica colectora es tal, que los rayos solares inciden perpendicularmente a la placa, la energía absorbida - será la máxima posible.

Es conveniente anotar que en el diseño de cualquier sistema que utilice energía solar, la determinación de la inclinación con respecto a la horizontal en que serán colocados los colectores solares o las placas metálicas dependen de los siguientes factores:

- La localización geográfica.
- El tipo de colector
- La aplicación del calor absorbido

Hablamos de localización geográfica, puesto que la latitud y las condiciones climatológicas (Capítulo III) influyen en la disponibilidad de la energía en forma de radiación solar.

El tipo de colector o placa colectora a usarse, debe tomarse en cuenta, puesto que su forma (plano o concentrador), dimensiones y material tendrán influencia en la energía absorbida o colectada disponible.

Deberá tomarse en cuenta el proceso en el cual se va a utilizar esta energía cuanto será la demanda de energía, el período que dure esta demanda, la demanda máxima de energía, etc.

El colector solar, o en nuestro caso, la placa metálica-colectora que utilizamos en el modelo mencionado, aprovechará al máximo la energía solar incidente sobre él, si es que:

- Esta bien orientado
- Tiene la inclinación correcta, con respecto a la horizontal.
- Esta libre de cualquier interferencia de la incidencia de la luz.

"Los colectores solares al estar bien orientados podrán captar el máximo de la energía solar posible durante el día. Sabemos que el Sol sale por el Este y se oculta por el Oeste, luego si orientamos su largo en dirección de Este a Oeste podrán captar el máximo de rayos solares durante el tiempo horas sol que duran éstos. Es más conveniente, cuando se instalan varios colectores en serie, ubicarlos como se muestra en la figura N° 24, ya que así aprovechan por igual la energía que incide sobre ellos".

El ángulo de inclinación del colector solar o de la placa metálica colectora debe ser tal que los rayos solares incidan perpendicularmente a él. Durante el día habría entonces la necesidad de que la placa colectora siga la trayectoria del sol, para lo cual se necesitaría de un sistema de controles. El aumento en la colección de calor que el uso de ellos implicaría, no justifica su utilización en los colectores de placa plana. Para evitar el cálculo del ángulo promedio adecuado a que debe estar inclinado el colector durante el día, generalmente se usa la latitud del lugar como su valor.

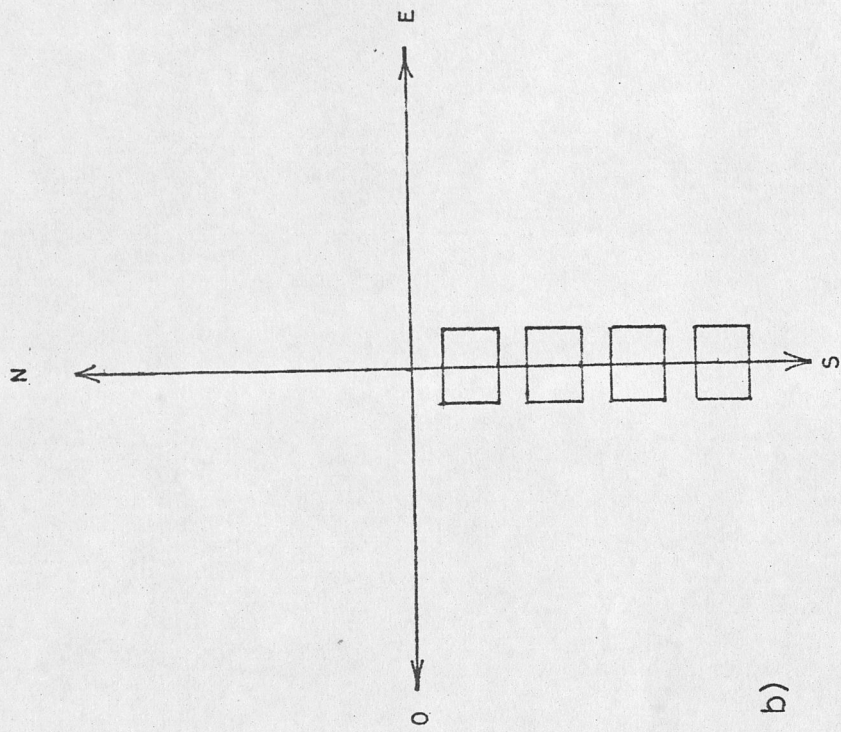
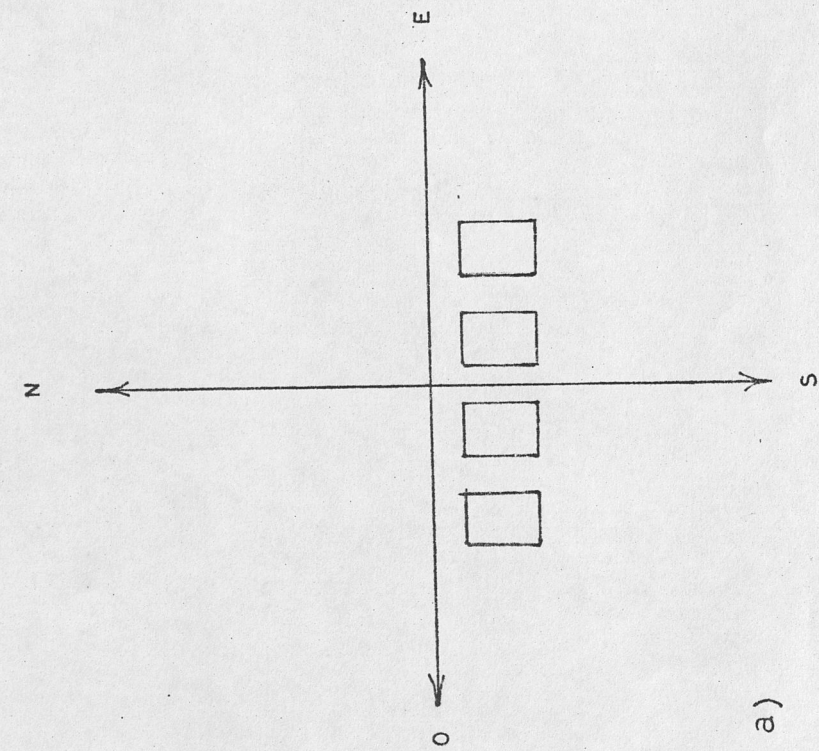


FIGURA N° 24: UBICACION DE COLECTORES PLANOS : a) MAL UBICADOS, b) BIEN UBICADOS.

J. Chávez⁴, presenta el ángulo de inclinación total ideal para un colector solar plano situado - en la ciudad de Guayaquil, durante las diferentes épocas del año. Son aquellos valores señalados por la letra s en la tabla N° 7, en donde tam bién se presenta el ángulo de declinación solar D. Estos ángulos se han calculado a partir de la ecuación (13) y de la ecuación siguiente:

$$s = L - |D| \quad (30)$$

"Para una explotación anual se pueden dar dos inclinaciones fijas al colector, una para el invierno y otra para el verano, de esta forma se conseguiría un mayor rendimiento del sistema".⁴

4.1. LOCALIZACION

Nuestro modelo experimental se instaló en la ciudad de Guayaquil, en el Laboratorio - de Energía Solar de la ESPOL. (PENAS)

Latitud de Guayaquil (L) = 2° 10' Sur

Longitud de Guayaquil (L') = 79° 53' Oeste

TABLA N° 7

INCLINACIONES IDEALES s DE UN COLECTOR PARA LOS MESES

DEL AÑO					
MES	DIA	d	D (Grados)	s (Grados)	INCLINADO HACIA
ENERO	1	1	(-) 23.01	(-) 20.81	Sur
	8	8	22.3	20.10	
	15	15	21.27	19.07	
	22	22	19.93	17.73	
FEB.	1	32	(-) 17.52	(-) 15.32	Sur
	8	39	15.52	13.32	
	15	46	13.24	11.09	
	22	53	10.87	8.67	
MARZO	1	60	(-) 8.29	(-) 6.09	Sur
	8	67	5.60	3.40	
	15	74	2.82	0.62	
	22	81	0	(+) 2.2	
ABRIL	1	91	(+) 4.02	(+) 6.22	Norte
	8	98	6.76	8.96	
	15	105	9.41	11.61	
	22	112	11.93	14.13	
MAYO	1	121	(+) 14.90	(+) 17.10	Norte
	8	128	16.97	19.17	
	15	135	18.79	20.99	
	22	142	20.34	22.54	
JUNIO	1	152	(+) 22.04	(+) 24.24	Norte
	8	159	22.84	25.04	
	15	166	23.37	25.51	
	22	173	23.45	25.65	
JULIO	1	182	(+) 23.12	25.32	Norte
	8	189	22.48	24.68	
	15	196	21.52	23.72	
	22	203	20.24	22.44	
AGOSTO	1	213	(+) 17.91	(+) 20.11	Norte
	8	220	15.96	18.16	
	15	227	13.78	15.98	
	22	234	11.40	13.60	
SEPTBRE	1	244	(+) 7.72	(+) 9.92	Norte
	8	251	3.01	7.21	
	15	258	2.22	4.42	
	22	265	(-) 0.61	1.59	

Continua.....

Viene.....

OCTBRE	1	274	(-) 4.22	(-) 2.02	Sur
	8	281	6.96	4.76	
	15	288	9.60	7.40	
	22	295	12.10	9.90	
NOVBRE	1	305	(-) 15.36	(-) 13.16	Sur
	8	312	17.38	15.18	
	15	319	19.15	16.95	
	22	326	20.64	18.44	
DCBRE.	1	335	(-) 22.11	(-) 19.91	Sur
	8	342	22.89	20.69	
	15	349	23.34	21.14	
	22	356	23.44	21.24	

Elevación de Guayaquil: 6 metros sobre el ni
vel del mar.

4.2. DESCRIPCION

Como podemos observar, en este tipo de secador solar, la energía en forma de radiación solar, ya sea como radiación directa, como radiación difusa de la atmósfera o como radiación reflejada por los alrededores (véase figura N° 12), llega a la placa metálica colectora y a la pila de madera aserrada que forma la carga del secador, a través del techo plástico y de las paredes plásticas transparentes. Por las ventilas superiores, los ventiladores introducen aire del ambiente al interior del secador. Una mezcla de aire del ambiente y de aire que recircula dentro del secador es pasado a través de la placa metálica colectora, recibiendo así energía en forma de calor. Al pasar esta mezcla a través de la pila de madera aserrada, el calor que lleva el aire es transferido hacía la madera. El calor que sirve para la evaporación de la humedad no solamente está

constituído por este calor mencionado sino - también por el calor proveniente de la energía absorbida por la misma madera aserrada . Por las ventilas inferiores sale cierta cantidad de aire llevándose la humedad en forma de vapor.

Es de notar que la recirculación de aire sirve durante el proceso para evitar las pérdidas excesivas del calor a través del aire saliente. Además durante las primeras etapas del secado la recirculación de algo de aire húmedo nos garantiza una alta humedad relativa dentro del secador como es aconsejado - por los programas de secado de madera.

4.3. DETALLES DE CONSTRUCCION

Según lo registra la literatura, la estructura o esqueleto de los secadores solares en diversas partes del mundo, en la mayoría de las veces se ha construído con madera y a veces con hierro.

Para nuestro modelo experimental no utiliza-mos madera, para la construcción de la es

Construcción

estructura. Hemos utilizado tubos de plástiico de 1/2 pulgada (1.27 cm) de diámetro interior. Las razones de esto, fueron - que la madera a utilizarse debía ser previaamente secada con el objeto de que una vez hecha la construcción no falle por el encogimiento que luego se produciría. Puesto que queríamos iniciar cuanto antes la construcción, no deseábamos tomarnos tiempo en esperar que la madera seque. Utilizamos tuberías de plástico, por su poco peso, lo cual nos daba facilidad para la - transportación.

El techo, las paredes, las cubiertas de las ventilas y la puerta fueron hechas de una película de plástico polyvinil de 0.15 mm. de espesor. El piso fue hecho de una - película de plástico polyvinil 0.30 mm. Las paredes plásticas fueron sujetadas a los tubos plásticos por medio de tornillos y laminillas metálicas que formaban un sello hermético con el objeto de que el aire caliente no salga o se fuge, como se ve en

la figura N° 26. La razón por la cual se usó el plástico en el techo sobre la placa negra, es debido a que es más barato que el vidrio, nos daba facilidad de construcción y podíamos transportar el secador con más facilidad.

Las paredes de este secador solar son de plástico con el objeto de que el máximo de radiación directa, difusa y reflejada por el suelo, atraviere las paredes y llegue después de sucesivas reflecciones a los cuerpos en el interior y a la madera misma.

Un ventilador de tipo industrial de alta presión marca KDK, modelo 25GSQ fue montado sobre un extremo de la placa colectora, como se ve en la figura N° 26.

Se colocó además una lámina de zinc debajo de la placa colectora con el objeto de darle dirección al flujo de aire. Debajo de dicha lámina se colocó la pila de madera a secar. Los tablones de 1 pulgada (2.54 cm.) de espesor estuvieron separados por trabillas



FIGURA N° 25: SECADOR SOLAR DE MADERA ASERRADA



FIGURA N° 26: SELLAMIENTO DE LAS PAREDES PLASTICAS Y VENTILADOR MONTADO SOBRE LA PLACA COLECTORA.

de madera de 1 pulgada de espesor.

Las dimensiones del secador (véase figura N^o 23), fueron limitadas por el tamaño de la pila. Es decir se formó una pila tomando en cuenta que la longitud mínima de los tablones que nos servirían para controlar el contenido de humedad de la madera durante la prueba debería ser no menor que 76.2 cm., según se aconseja^{2,3}. Este fue entonces el ancho del secador, mientras que tuvo 168 cm. de largo y 130 cm. de altura.

4.3.1. Colectores Solares

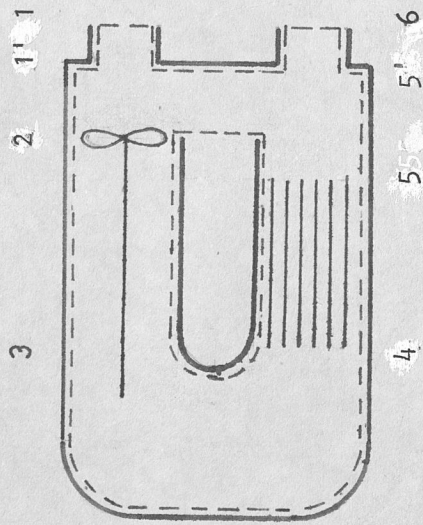
En nuestro modelo experimental hemos utilizado una placa metálica como colector de energía solar, la cual es tá instalada en el interior del secador, colocada debajo del techo - transparente. La placa colectora - fue una placa de hierro de 123.19 cm. por 80.01 cm. y 0.238 cm. de espesor. Esta placa fue pintada con pintura - negro mate con el objeto de aumentar

la absorptividad. La inclinación de la placa fue de 0° . La razón de área colectora sobre la longitud de los tablones en este secador fue de $0.117 \text{ m}^2/\text{m. de tablón}$, algo menor que en el diseño original, en donde esta relación fue de $0.155 \text{ m}^2/\text{m. de tablón}$.

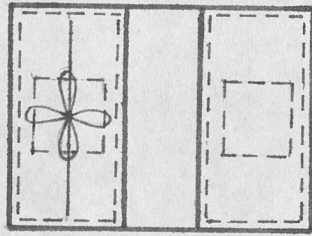


La selección del ventilador que va montado sobre la placa colectora se la hizo en base a la determinación del flujo necesario para el secado y de la altura manométrica encontrada para el secador solar.

En esta selección se utilizará la relación de la Primera Ley de la Termodinámica. Antes de construir el secador, se bosquejó un esquema con dimensiones y a partir de este, se ideó un volumen de control, al cual se aplicó la relación mencionada (ver figura N° 27).



a) PARED NORTE



b) PARED OESTE

FIGURA N° 27: ESQUEMA UTILIZADO AL APLICAR LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La primera Ley de la Termodinámica para un volumen de control (vc) está dada por la ecuación siguiente:

$$Q + P + P_{\text{corte}} + P_{\text{otros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{vc}} e \gamma dV + \int_{\text{sc}} \left(u + \frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\gamma} \right) \gamma \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (31)$$

Do

Donde para nuestro caso:

$\dot{Q} = 0$ si asumimos que no existe transferencia de calor neta.

$P_{\text{corte}} = 0$ ya que el área del vc en las secciones 1 y 6 es perpendicular a la velocidad.

$P_{\text{otros}} = 0,$

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{vc}} e \gamma dV = 0$ si asumimos que el flujo es estable.

Asumiendo que el flujo es uniforme en cada sección del volumen de control -

que se trata de flujo incompresible,
que

$$P_1 = P_6 = P_{atm} \quad \text{y sabiendo que:}$$

$$\bar{v}_1 = \bar{v}_6$$

La ecuación (31) se reduce a:

$$P = \dot{m} (h_T + g(z_6 - z_1)) \quad (32)$$

Donde:

$$\dot{m} = \gamma V \quad (33)$$

Es el flujo masico, h_T es la perdida -
de energía mecánica y P la potencia ne-
cesaria que debe proporcionar el venti-
lador.

Por otro lado, debemos decir que la ex-
presión altura manométrica (HM) usada
por algunos autores expresa la energía
que es aplicada por el ventilador so-
bre el fluído y que para nuestro caso
esta cantidad es obtenida de la ecua

ción (32), excluyendo el flujo masico:

$$HM = h_T + g(z_6 - z_1) \quad (34)$$

En primer lugar, la velocidad promedio $\bar{v} = 1.5 \text{ m/seg.}$, es la mínima recomendada entre los tablones de la madera aserrada. Puesto que la separación que tendrán los tablones en la pila dentro del secador solar será de 1 pulgada, podemos conocer el área de la sección transversal que atravesará el flujo de aire (ver figura N° 12 y figura N° 23). Dicha área entre tablones es 223 cm^2 . Además puesto que existirán 8 separaciones en la pila de madera, el flujo volumétrico de aire que deberá proporcionar el ventilador viene dado por la expresión:

$$\bar{V} = \bar{v} A,$$

La cual nos da:

$$\begin{aligned} \bar{V} &= (1.5) 8(0.0223) = 0.2675 \text{ m}^3/\text{seg.} \\ &= 16.05 \text{ m}^3/\text{min.} \end{aligned}$$

Debido a que usaremos la ecuación (34) para calcular la altura manométrica pa ra el secador solar, podemos ver que necesitamos conocer el valor de h_T que es la pérdida de cabezal.

Calculamos la pérdida de cabezal en el tramo 2-3 de la figura N° 27.

En este tramo la sección transversal - tiene un área de:

$A = 0.3567 \text{ m}^2$ y ya que conocemos el flujo que pasa por ese tramo

$\bar{V} = 0.2675 \text{ m}^3/\text{seg.}$, al sustituir estos valores en la ecuación anterior, ha llamos la velocidad del aire

$$\bar{v} = 0.75 \text{ m/seg.}$$

Ya que el flujo de aire se calentará - dentro del secador, asumimos que su - temperatura promedio es de 40°C y con ella encontramos que el valor $\nu = 1.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg.}$, es su viscosidad cine

mática⁷. La distancia entre la placa colectora y el techo plástico es de $l = 20.32 \text{ cm.}$, la velocidad del aire es la encontrada antes $\bar{v} = 0.75 \text{ m/seg.}$ Luego si el flujo en este tramo se desarrolla completamente, su número de Reynolds dado por la expresión:

$$Re = \frac{\bar{v} l}{\nu} \quad (35)$$

es el valor 8964.7. El flujo sería turbulento.

Según la referencia 7, página 331, para el caso de el flujo en un tubo de diámetro interior $D = 0.2032 \text{ m, (D=1)}$, este flujo sería completamente desarrollado después de una longitud de $25D = 5\text{m}$. Según la misma referencia, página 39, el desarrollo de la capa límite se debe a la fricción existente dentro del fluido. Luego, podemos asumir que en nuestro flujo del tramo 2-3, que tiene una sección transversal mayor que la del tubo ante

rior, la capa limite se desarrollará a una distancia mayor que los 5 m. Por lo tanto, puesto que el tramo 2-3 es de apenas 0.9 m., y observando la figura N° 28, podemos decir que el flujo de aire en dicho tramo puede considerarse como no viscoso (sin fricción) y que las pérdidas de cabezal primarias son nulas ($h_M = 0$).

Calculamos la pérdida de cabezal en el codo que sigue al tramo 2-3: El área de la sección transversal del codo es $A = 0.535 \text{ m}^2$ y el flujo que la atraviesa es $\bar{V} = 0.2675 \text{ m}^3/\text{seg.}$, luego de la ecuación de flujo volumétrico hallamos que la velocidad del aire es $\bar{v} = 0.499 \text{ m/seg.}$ El diámetro hidráulico para el codo está dado por la expresión:

$$D_h = \frac{4 A}{p_w}$$

En donde el valor del perímetro moja

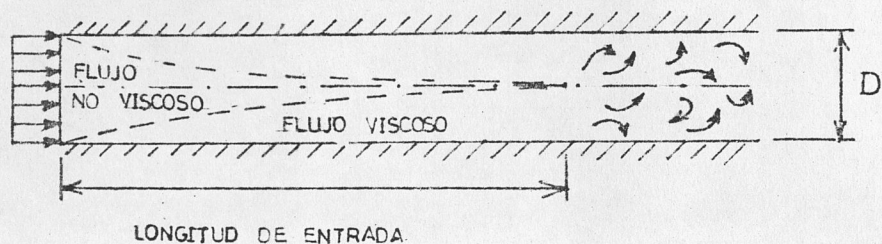


FIGURA N° 28: FLUJO A LA ENTRADA DE UN TUBO. LUEGO DE LA LONGITUD DE ENTRADA, EL FLUJO ES COMPLETAMENTE DESARROLLADO TURBULENTO.

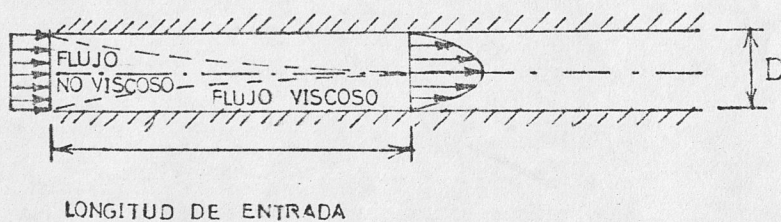


FIGURA N° 29: FLUJO A LA ENTRADA DE UN TUBO. LUEGO DE LA LONGITUD DE ENTRADA, EL FLUJO ES COMPLETAMENTE DESARROLLADO LAMINAR.

do es $p_w = 2.511$ m. El valor calculado $D_h = 0.832$ m., se sustituye en la expresión:

$$Re = \frac{\bar{v} D_h}{\nu}$$

que nos dá el número de Reynolds -
 $Re = 24421.6$. El flujo es turbulento.

Para un codo a 90° según la Tabla 8.4 de la referencia 7, el valor de la longitud equivalente representativa es $le/D = 30$. Para una tubería lisa y un número de Reynolds $Re = 0.244 \times 10^5$, de la Tabla 8.12 de la referencia 7 - tenemos que el factor de fricción es $f = 0.015$.

La pérdida de cabezal en el codo se calcula por la expresión

$$h_m = f \left(\frac{le}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right)$$

El resultado que se obtiene con la -

ecuación anterior lo multiplicamos por 2 ya que son dos los codos en el sistema. La pérdida de cabezal menor en los codos, es entonces $h_m = 0.1120 \text{ m}^2/\text{seg}^2$.

Cálculo de las pérdidas mayores en la pila de madera: La velocidad requerida entre los tablones es como ya dijimos: $\bar{v} = 1.5 \text{ m/seg}$. La separación entre los tablones de la pila es $l = 2.54 \text{ cm}$ (1 pulgada) y el valor $\nu = 1.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$ es la viscosidad cinemática del aire a una temperatura de 40°C asumida. Estos valores sustituidos en la ecuación (35) nos dan el número de Reynolds $Re = 2241.17$. Así, si el flujo entre los tablones se desarrollará completamente, este sería un flujo laminar ($Re < 2300$).

Según la referencia 7, página 330, para el caso de el flujo en un tubo de diámetro $D = 2.54 \text{ centímetros}$ el perfil de velocidad será completamente desarrollado después del valor de la longitud

de entrada $L = 3.4$ m., que es obtenido de la expresión.

$$\frac{L}{D} \approx 0.06 \frac{\bar{v} D}{\nu}$$

Luego, podemos asumir que en nuestro flujo entre 2 tablones, ya que tiene una sección transversal mucho mayor - que el tubo anterior, la capa límite se desarrollará a una distancia mucho mayor que los 3.4 m. Por tanto, puesto que el aire debe recorrer a través de la pila 0.5 m., y observando la figura N° 29, podemos decir que el flujo de aire entre dos tablones puede considerarse como no viscoso (sin fricción). Así, las pérdidas mayores entre tablones son nulas ($h_M=0$)

Cálculo de las pérdidas de cabezal menores en la pila de madera:

En el flujo de aire entre los tablones de la pila existen perdidas de cabezal

en la entrada y en la salida. La ecuación (31) aplicada a un volumen de control en la separación de dos tablones, entre las secciones 4 y 5 (ver figura N° 27) nos dá que las pérdidas de cabezal menores para una de las endijas en la pila se calcula de la expresión:

$$h_m = \frac{p_4 - p_5}{\gamma}$$

Si nos referimos a la figura N° 30, decimos que la longitud de endija es igual al valor 0.76 m. (2.50 pies), que es la longitud de un tablón. Puesto que el flujo entre 2 tablones o flujo a través de una endija es conocido , $\bar{V} = 2.006 \text{ m}^3/\text{min}$

$$\frac{\text{Flujo}}{\text{Longitud de } \text{endija}} = 28.34 \frac{\text{CFM}}{\text{Pie de } \text{endija}}$$

En la figura mencionada podemos observar que para un flujo de aire por uni



Velocidad de infiltración de rendija,
CEM/pie lineal de rendija.

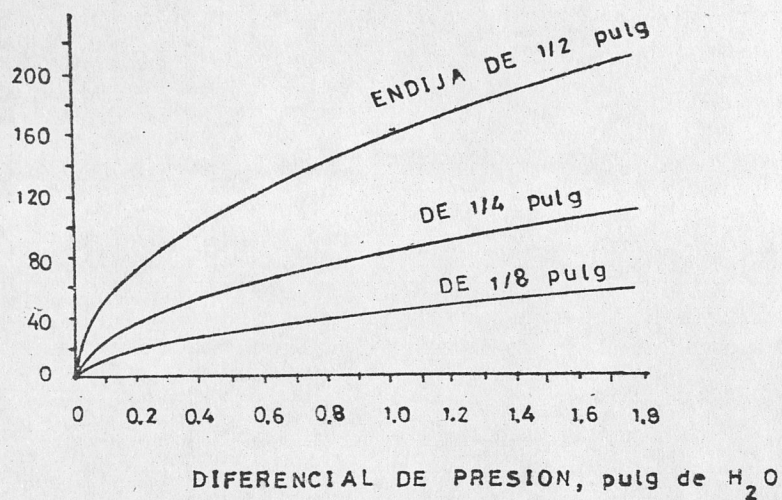


FIGURA N° 30 : TAZAS DE INFILTRACION A TRAVES DE LA ENDIJA DE PUERTAS OSCILANTES¹

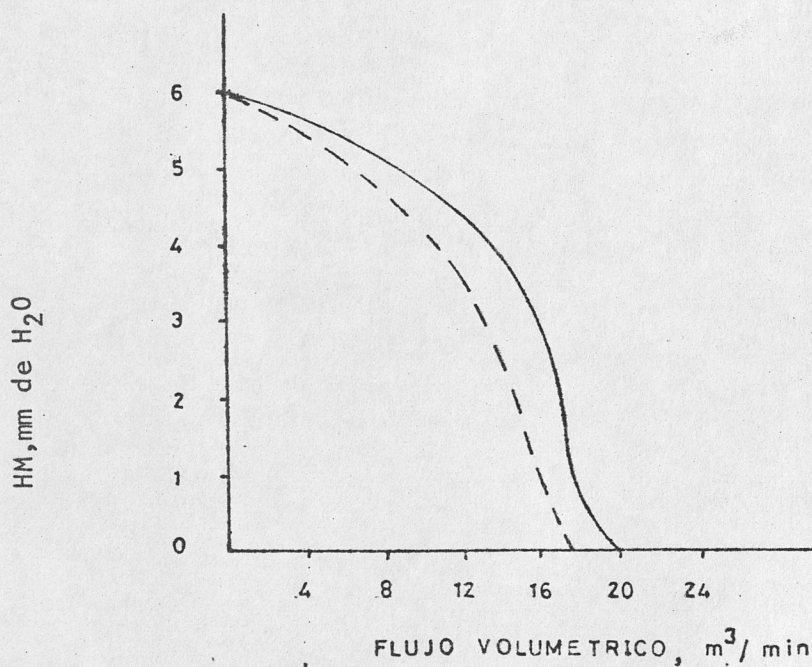


FIGURA N° 31: CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR KDK MODELO GSQ

dad de longitud de endija, al aumentar -
al doble el ancho de endija, la caída -
de presión Δp disminuye multiplicándose -
por $1/3$. Luego, puesto que no existe una
curva para una endija de una pulgada de
ancho, usamos la expresión.

$$\Delta p \text{ para 1 pulg.} \approx (\Delta p \text{ para 1/2 pulg.})^{1/3}$$

Buscado en la figura el valor correspon-
diente a 28.34 CFM/pie de endija y sustituyendo
do en la expresión anterior, tenemos:

$$\Delta p \text{ para 1 pulg.} \approx (0.03 \text{ pulg. de H}_2\text{O})^{1/3}$$

$$\Delta p \approx 0.01 \text{ pulg. de H}_2\text{O}$$

Ya que el número total de endijas o aberturas
en la pila de madera es 8, las pérdidas d de
cabezal menores totales en la pila son:

$$h_m = \frac{8(\Delta p)}{\gamma}$$

$$h_m = 8 \times \frac{0.01 \text{ pulg. de H}_2\text{O}}{1.0588 \text{ Kg/m}^3} \times \frac{249.1 \text{ Kg/m seg}^2}{1 \text{ pulg. de H}_2\text{O}}$$

$$h_m = 18.83 \text{ s}^2 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}^2}$$

En donde la densidad del aire tiene el valor 1.0588 Kg/m^3 , el cual es calculado $(\gamma = \mu/\nu)$ para una temperatura asumida de 40°C .

Cálculo de las pérdidas de cabezal menores en la ventila superior:

Para la entrada 1 de la figura N° 27, la tabla 8.1. de la referencia 7, da un coeficiente de pérdida menor $K = 1.0$. Asumiendo que la velocidad del aire que entra es 0.5 m/seg. , la pérdida de cabezal calculada es:

$$h_m = K \frac{v^2}{2} \quad (36)$$

$$h_m = 0.1255 \text{ m}^2/\text{seg}^2$$

En la expansión que sigue a la entrada 1, la razón de áreas es:

$$AR = 0.0755 \text{ m}^2 / 0.356 \text{ m}^2 = 0.21.$$

Con esta área, encontramos que el coeficiente de pérdida menor es $K = 0.66$ desde la figura 8.16 de la referencia 7. Puesto que hemos asumido la velocidad $\bar{v} = 0.50 \text{ m/seg.}$, tenemos que usando la ecuación (36), la pérdida de cabezal es $h_m = 0.0825 \text{ m}^2/\text{seg}^2$.

Cálculo de las pérdidas de cabezal menores en la ventila inferior:

Antes de llegar a la salida 6 de la figura N° 2, existe una contracción. La razón de áreas en ellas es:

$$AR = 0.075/0.356 = 0.21, \text{ con la}$$

con la cual hallamos que el coeficiente de pérdida menor es $K = 0.43$. Asumiendo que la velocidad en la salida es 0.50 m/seg. y usando la ecuación (36) tenemos que la pérdida de cabezal es $h_m = 0.0537 \text{ m}^2/\text{seg}^2$.

Para la salida 6, tenemos que $K = 1$ desde la tabla 8.3 de la referencia 7.

Asumiendo la velocidad 0.50 m/seg para el

aire que sale y usando la ecuación (36), obtenemos la pérdida de cabezal h_m

$$h_m = 0.125 \text{ m}^2/\text{seg}^2.$$

Perdidas de cabezal totales: como hemos visto - las pérdidas mayores son nulas, mientras que las perdidas menores nos dá el resultado - total de $h_T = 19.3334 \text{ m}^2/\text{seg}^2$.

Altura manométrica del sistema: En la ecuación (34), sustituimos el valor de la perdida de cabezal total y los valores de las alturas $z_6 = 0$ y $z_1 = 0.914 \text{ m}$;

$$HM = 19.3334 - 9.8(0.914) = 10.3762 \text{ m}^2/\text{seg}^2$$

Corrigiendo este valor respecto a la asunción en que $p_1 = p_6 = p_{\text{atm}}$, tenemos que el resultado final es $HM = 11.4305 \text{ m}^2/\text{seg}^2$ y que al multiplicar por la densidad y reduciendo nos dá $HM = 1.2318 \text{ mm. de H}_2\text{O}$.

Con los resultados obtenidos, en esto, es de

cir, el flujo de aire que debe proporcionar el ventilador y la altura manométrica del sistema, pasamos a observar las curvas características de los diversos modelos de ventiladores KDK, tipo industrial, existentes en el mercado. Como se pudo observar, el modelo 25 GSQ, cuya curva característica aparece en la figura N° 31, cumplía a cabalidad con los requisitos.

4.4. ANALISIS DEL COSTO INICIAL

Los costos anuales del secador solar, incluyen: el costo anual de propiedad del secador; el costo anual de operación y el costo anual de mantenimiento.

El costo anual de propiedad del secador incluye los costos asociados con la inversión inicial o costo inicial, esto es el interés sobre la inversión y su reintegro sobre un número especificado de años relacionados al tiempo de vida del secador.

Los costos de operación incluyen los costos por requerimientos de potencia para el movimiento del aire en el sistema.

4.5. COSTO DE MANTENIMIENTO

Los costos de mantenimiento incluyen reparaciones o cualquier costo para mantener el sistema en condiciones de operación. Luego el costo anual del Secador Solar, puede ser formulado como sigue:

$$C_A = (C_C + C_E)I + PC_P + C_M + C_{MM} \quad (37)$$

Donde:

C_A = el costo anual del secador solar

C_C = el costo de la estructura plástica del secador y del arreglo de la placa colectora (función de montaje).

C_E = el costo del ventilador, del sistema de spray y de termómetros.

I = fracción de la inversión a ser cargada por año, interés y depreciación.

P = los requerimientos de potencia anual del ventilador.

C_P = el costo de la unidad de potencia.

C_M = el costo anual de materiales de mantenimiento.

C_{MM} = el costo anual de mano de obra de mantenimiento.

4.6. COMPARACION DE COSTOS ENTRE EL SISTEMA SOLAR Y EL SISTEMA CONVENCIONAL

Podemos citar algunos de los principales tipos de secadores u hornos convencionales para el secado de la madera aserrada junto con la fuente de calor utilizada.

Un secador pequeño de aire caliente utiliza la circulación natural del aire. En el centro del secador

dor se coloca un hogar o cámara de combustión y su chimenea para la salida de humo, que calienta el aire; el cual pasa a través de la pila y sale por la parte superior del secador. Utiliza madera de rechazo o carbón como combustible.

El secador de circulación forzada con estufa se usa en plantas pequeñas en donde se trabaja con madera. Utiliza ventiladores para circulación del aire, a través de la pila de madera, y un esparcador de rocío de agua. La estufa quema madera de rechazo o carbón. El aire rodea la olla de combustión, se calienta y se hace circular a través de la pila. Este tipo de secador podría operarse con aceite combustible o gas natural; de este modo el secador es del tipo indirecto. Los gases de combustión pueden ser mezclados con aire y de esta forma pasar a través de la pila de madera, así el secador es del tipo directo.

Los secadores eléctricos utilizan la electricidad, para a través de resistencias eléctricas, calentar el aire que atraviesa la pila. Son de poca capacidad de carga de madera.

El mejor tipo de secador es el que usa vapor para el calentamiento del aire y abanicos dentro - del mismo, adaptable a cargas de hasta 100.000 - pies (30478.5 m) de madera para un secado económico de maderas suaves y para cargas de 10.000 pies (3047.8 m) a 30.000 pies (9143.5 m), para - una variedad de maderas duras. Con algunas excepciones, la mejor calidad de secado se puede obtener usando este equipo para secar, empezando cuando la madera esté verde; algunas veces es lo más económico. En otras ocasiones el presecado al aire libre y posterior secado en el secador - es de alta calidad y de costo mínimo. La temperatura y humedad relativa están bajo control automático. El caldero utiliza como combustible - madera de rechazo, carbón, petróleo o gas natural.

Para un sistema convencional de secado de madera aserrada como el secador que usa vapor, quemando petróleo y que posee una capacidad de carga similar a la de un secador solar (10.000 pies de madera), el costo anual del sistema puede formularse:

$$C_A = C_B I + Q_F C_F + P C_P + C_M + C_{MM} \quad (38)$$

Donde:

C_A = el costo anual del sistema convencional

C_B = el costo inicial o inversión en el secador y equipos asociados (quemadores, calderos, serpentines, controles automáticos, ventiladores).

I = la fracción de inversión en este equipo - para ser cargado por año.

Q_F = la energía anual para ser suministrada de la fuente (petróleo).

C_F = el costo del petróleo por unidad de energía librada.

P = el requerimiento de potencia anual de los ventiladores.

C_P = el costo unitario de la potencia

C_M = el costo anual de los materiales de mantenimiento.

C_{MM} = el costo anual de mano de obra de mantenimiento.

La I en las ecuaciones N° 37 y N° 38 es la misma.

Si el tiempo de operación en el año es el mismo

para el secador convencional y el secador solar, el término PC_p es el mismo en ambas ecuaciones. En el supuesto que C_M y C_{MM} tengan los mismos valores para ambos sistemas, los términos a analizar son:

$$C_A = (C_C + C_E)(I)$$

$$C_A = C_B I + Q_F C_F$$

Es claro que el costo anual del sistema convencional es mucho mayor que el costo anual del secador solar, aún sin tomar en cuenta el término $Q_F C_F$, puesto que:

$$C_B I \gg (C_C + C_E)(I)$$

CAPITULO V

PROCESO EXPERIMENTAL

Según es conocido, los programas de secado en un secador de madera, que se basan en el contenido de humedad (C.H.) de la misma, proporcionan el máximo de seguridad en cuanto a que el secado de la madera - aserrada tenga lugar sin defectos de secado. Dicho contenido de humedad de la madera que se encuentra en el proceso de secado, representa un índice de las presiones que se desarrollan dentro de la madera aserrada mientras se está secando. (Ver tabla N^o 8).

"Las altas humedades relativas que se recomiendan para los primeros pasos del secado en un secador de madera son, esencialmente, para el control de la magnitud de las presiones de tensión sobre la superficie del tablón. Las temperaturas bajas que se usan en las primeras etapas del secado se utilizan principalmente para evitar el efecto debilitante que se produ-

TABLA N° 8

PROGRAMA DE SECADO PARA TABLONES DE 1 PULG.A 1 1/2 PULG. DE GRUESO DEL LAUREL ECUATORIANO, RECOMENDADO POR EL BRITISH FOREST PRODUCTS RESEARCH LABORATORY²

CH de la madera(%)	T de bulbo seco (°F.)	T. de bulbo húmedo (°F.)	HR del aire (%)
Verde	120	115	85
60	120	113	80
40	125	116	75
30	130	117	65
25	140	120	55
20	155	127	45
15	170	136	40

ce en las zonas mojadas interiores de ca
da pieza. Las humedades relativas de
masíado bajas, durante las etapas prima-
rias, puede resultar en reventadas super
ficiales en la cara del tablón. Las tem
peraturas muy altas al empezar el seca
do pueden traer como resultado más tarde
un reventado interno generalizado o el
colapso o hundimiento!²

En las etapas intermedias del secado, la superficie se halla en compresión y por lo tanto puede resistir humedades relativas menores sin peligro de reventadas en la superficie; mientras tanto las temperaturas moderadas deberán seguir usándose en tanto que la parte interior del tablón se encuentre arriba del 30% en su contenido de humedad. Al llegar las últimas etapas, pueden usarse temperaturas altas junto con bajas humedades relativas.

5.1. FUNCIONAMIENTO DEL SECADOR SOLAR

Como hemos visto en los párrafos anteriores, en el secado de la madera aserrada es necesario llevar un cuidadoso control de la humedad relativa

del aire dentro del secador, así como de la temperatura.

El modelo experimental construido en el laboratorio, posee 2 medios para controlar estos parámetros: las ventilas y el esparcidor de agua.

La humedad relativa, es controlada de la siguiente manera:

- La humedad relativa inicial debe ser alta. En la etapa inicial se puede obtener esto, cerrando las ventilas, de esta manera, que la misma - humedad que escapa de la madera, origina una alta humedad relativa dentro del secador solar.
- En la etapa intermedia, humedades relativas - más bajas pueden obtenerse, por medio del intercambio de aire con el medio ambiente, al - abrir las ventilas. Según hemos podido observar, en esta etapa sobre todo es necesario el uso del esparcidor de agua, puesto que al medio día, la humedad relativa tiende a bajar de masíado.
- En la etapa final de secado, las humedades re-

lativas más bajas, se obtienen abriendo las ventilas en su totalidad.

Las temperaturas obtenidas por este sistema solar de secado no son tan críticas; es decir no se alcanzan temperaturas tan altas como las usadas en los sistemas convencionales y por otro lado según hemos podido notar, su velocidad de variación es muy lenta. En todo caso, si se desea disminuir el valor de la temperatura del interior del secador, se deben abrir las ventilas en mayor proporción.

Por otro lado, debemos decir, que durante el proceso de secado debe ponerse mayor atención a los valores de humedad relativa, puesto que como hemos podido observar, sobre todo en las dos primeras etapas de secado, tiende a disminuir en su valor rápidamente.

5.2. EQUIPOS PARA CONTROL DE LA OPERACION DEL PROCESO DE SECADO

El contenido de humedad de la madera aserrada - puede ser determinado por el uso de medidores - de humedad eléctricos, los cuales a pesar de su facilidad de uso, son precisos, sólo desde 7 - hasta 25 % de contenido de humedad. Para nuestras pruebas hemos usado el método de "secado en horno", el cual utiliza un secador eléctrico, para la determinación del contenido de humedad de la madera aserrada durante el proceso de secado en el secador solar. Este último método - es preciso para todo el rango del contenido de humedad. Más adelante se hace una explicación detallada de este método.

Para la toma de medidas de temperaturas de bulbo seco dentro del secador, se utilizó termómetros. Se ha usado, un termómetro de mercurio - que tiene una escala desde -20°C hasta 110°C .

Para nuestras pruebas, la humedad relativa dentro del secador fue medida con un higrómetro - formado por 2 termómetros del tipo mencionado - anteriormente.

La radiación solar ha sido medida, utilizando - un pyranómetro, el cual es un instrumento para la medición de la radiación solar total (directa + difusa), sobre una superficie horizontal.

5.3. CONTROL DEL PROCESO DE SECADO

Se hace necesario contar con algún medio de averiguar el contenido de humedad que hay en la madera aserrada durante el secado, con el objeto de seguir el programa de secado predeterminado. Como dijimos el método más seguro es el de "secado en horno", el cual es explicado a continuación.

5.3.1. Muestras testigos

Una muestra sacada del secador solar, es una pieza corta de tablón, de 76,2 cm - (30 pulg) o más de largo, que se corta de la madera aserrada al tiempo de apilarse.

La figura N° 32, ilustra como se ha cortado la muestra mencionada y además el modo como deberán cortarse de un tablón,

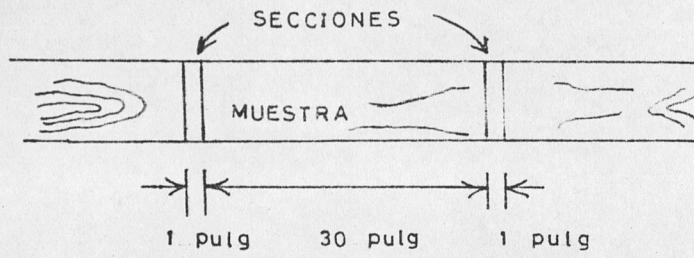


FIGURA N° 32: METODO DE CORTE DE UNA MUESTRA PARA HALLAR
EL CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA

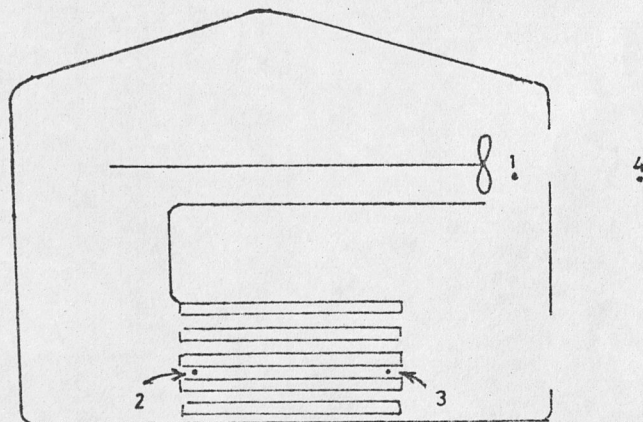


FIGURA N° 33: PUNTOS EN QUE SE MIDEN LA TEMPERATURA Y
LA HUMEDAD RELATIVA

dos secciones pequeñas de 1 pulgada de ancho. Estas dos secciones junto con otras 2 de otro tablón de la carga, son utilizadas para hallar el contenido de humedad de la madera, antes de iniciarse el secado solar. Estas 4 secciones y las dos -muestras para el secador solar, han sido pesadas inmediatamente después del corte.

Luego, las 4 secciones, han sido secadas en un secador eléctrico a una temperatura de 105°C (221°F). Se mantuvieron las piezas dentro del secador eléctrico, durante 48 horas y luego fueron sacadas y pesadas. Después, las secciones fueron secadas por 2 horas más y pesadas otra vez. El peso más bajo, debe ser escogido para el cálculo del contenido de humedad.

Para hallar el peso seco de una muestra -del secador solar, es decir el peso que debe tener la muestra, después de que toda la humedad le haya sido extraída, utilizamos la relación siguiente:

$$\text{Peso seco de una muestra} = \frac{\text{Peso original de la muestra}}{100 + \text{contenido de humedad de secciones}} \times 100$$

El contenido de humedad (CH) de cada mues
tra del secador solar se determina para
cualquiera de los días de secado, de la -
siguiente manera:

$$\begin{array}{l} \text{CH actual de} \\ \text{la muestra} \\ (\%) \end{array} = \frac{\text{peso actual} - \text{peso seco}}{\text{peso seco}} \times 100 \quad (40)$$

El control del contenido de humedad, para
decidir cuando las condiciones del secador
solar deberán cambiarse según el programa
de secado, se logra averiguando el conteni
do de humedad actual de la mitad más moja
da de las muestras.

5.3.2. Control de temperatura y humedad relativa en el gabinete

Con el propósito de que las condiciones del
secador solar sigan la trayectoria del pro
grama de secado predeterminado, se hace ne
cesario conocer las condiciones a las que
está siendo sometida la madera aserrada. Es
to se puede conocer tomando medidas de tem
peratura y humedad relativa del aire en el

punto 2 (ver la figura N° 33).

Como veremos, para realizar el cálculo de la eficiencia térmica del secador solar, es necesario tomar medidas, en los puntos 1, 2, 3, y 4.

CAPITULO VI

RESULTADOS OBTENIDOS

Las pruebas de secado solar de las diferentes especies de madera, fueron acompañadas simultáneamente de pruebas de secado, al aire libre, de las mismas especies. Tanto la madera aserrada dentro del secador solar, como la madera aserrada al aire libre, estuvo colocada en pilas, en donde, tablones de 1" de espesor, estaban separados por trabillas de 1 pulgada x 1 pulgada.

Los 4 tipos de madera utilizados para las pruebas, fueron adquiridos en el Cantón Naranjal, Provincia del - Guayas, inmediatamente después que los troncos de madera eran aserrados. La madera aserrada en tablones - fue traída sin demora, con el objeto de realizar las pruebas. Los tablones para las pruebas no tuvieron albura.

PRUEBA N° 1

Nombre de la madera; Azafrán.

Características físicas: liviana, de color amarillo claro.



Cantidad de madera aserrada en el secador: 12 varas

$\overline{CH}$ antes de la prueba: 90.82 %.

TABLA N° 9

PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA N°1
SE EMPLEARON 6 DIAS PARA OBTENER UN $CH = 6.0$ %.

N° del día	Fecha	Hora	CH (%)	$\overline{T}_2$ (°C)	$\overline{HR}_2$ (%)
1	25.2.83	8h00	82	40.5	78.7
2	26.2.83	8h00	64	37.5	62.5
		17h00	61.1		
3	27.2.83	8h00	42.9	45.2	73.3
		17h00	29.2		
4	28.2.83	8h00	29.2	42.8	71.3
		17h00	21.4		
5	1.3.83	17h00	8.7	43.2	59
6	2.3.83	17h00	6.0	42.3	57
	11.3.83		6.0		
	27.3.83		6.0		
	15.4.83		6.0		

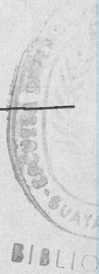


TABLA N° 10
CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE DURANTE LA
PRUEBA N° 1.

N° del día	Fecha	Hora	CH (%)
1	25.2.83	8h00	78
		17h00	68
2	26.2.83	8h00	67.4
		17h00	59.4
3	27.2.83	8h00	53.8
		17h00	49.6
4	28.2.83	8h00	46.7
		17h00	40.6
5	1.3.83	17h00	33
9	5.3.83	8h00	23
		17h00	21
10	6.3.83		18
	11.3.83		18
	27.3.83		18
	15.4.83		18
	11.5.83		18

PRUEBA N° 2

Nombre de la madera: Balsa Jíbara

Características: Liviana, de color amarillo claro

Cantidad de madera aserrada en el secador= 12 varas

$\overline{CH}$ antes de la prueba: 75 %.

TABLA N° 11
PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA N°2
SE EMPLEARON 8 DIAS PARA OBTENER UN $CH = 8.5 \%$.

N° del Dia	Fecha	Hora	CH(%)	$T_2(^{\circ}C)$	$\overline{HR}_2(\%)$
1	6.4.83	8h00	75	35.5	78
2	7.4.83	8h00	68	38.1	76.1
		17h00	49.9		
3	8.4.83	8h00	49.9	38.6	78.2
		17h00	40.1		
4	9.4.83	8h00	37.2		
		17h00	30.3	39.2	71.3
5	10.4.83		24.3	40.6	61.0
6	11.4.83		16.1	42.2	49.2
7	12.4.83		11.1	43.3	50
8	13.4.83		8.5	38.5	47
	20.4.83		8.5		
	19.5.83		8.5		

TABLA N° 12

CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE DURANTE LA PRUEBA N° 2

N° del día	Fecha	Hora	CH %
1	6.4.83	8h00	75
2	7.4.83	8h00	68.6
		17h00	63.9
3	8.4.83	8h00	57.3
		17h00	55.
4	9.4.83		51.9
10	15.4.83		27.9
14	19.4.83		14.1
16	21.4.83		12.1
	23.4.83		12.1
	28.4.83		12.1
	25.5.83		12.1

PRUEBA N° 3

Nombre de la madera: Higuierón

Características: Liviana, de color amarillo claro

Cantidad de madera aserrada en el secador: 12 varas

$\overline{CH}$ antes de la prueba: 85.15%

TABLA N° 13

PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA N° 3

N° del día	Fecha	Hora	CH(%)	$\bar{T}_2(^{\circ}\text{C})$	$\overline{\text{HR}}_2(\%)$
1	21.5.83	8h00	73.	42.7	71.5
2	22.5.83	8h00	53.4	45.2	60.
3	23.5.83	8h00	32.5	43.6	61.3
4	24.5.83	8h00	25.1	40.6	61
5	25.5.83	8h00	19.2	40.6	53
6	26.5.83	8h00	13.9	44.3	48.6
7	27.5.83			35.5	50
8	28.5.83	17h00	9.5	42.1	44
	29.5.83		9.5		
	31.5.83		9.5		
	8.7.83		9.5		

TABLA N° 14
CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE, DURANTE LA PRUEBA
N° 3

N° del día	Fecha	Hora	CH (%)
1	21.5.83	8h00	73
2	22.5.83	8h00	64.4
5	25.5.83	8h00	40.8
9	29.5.83	8h00	19.3
15	4.6.83	17h00	10.5
	9.6.83		10.5
	8.7.83		10.5

PRUEBA N° 4

Nombre de la madera: Vantano

Características: Pesada de color rosado

Cantidad de madera aserrada en el secador: 10 varas

 $\overline{CH}$ antes de la prueba = 107.25%

TABLA N°15

PROGRAMA DE SECADO DEL SECADOR SOLAR, SEGUIDO DURANTE LA PRUEBA

N° 4.					
N° del día	Fecha	Hora	CH(%)	$\overline{T}_2(^{\circ}C)$	$\overline{HR}_2(\%)$
1	31.5.83	8h00	96.2	42.8	73.6
2	1.6.83			36.6	75
3	2.6.83	8h00	79.2	42.1	71.8
4	3.6.83				
5	4.6.83			43.2	70.3
6	5.6.83			41.6	69
7	6.6.83		65.9	42.8	69.5
8	7.6.83			44.9	66.8
9	8.6.83			44.8	69.5
10	9.6.83		53.6	41.1	71.5
11	10.6.83			38.	72
12	11.6.83	8h00	48.1	42.6	57.4
13	12.6.83			44.3	52
14	13.6.83			39.8	54.4
15	14.6.83			43.5	38.3
16	15.6.83			41.2	53
17	16.6.83	8h00	33.3	35	63
18	17.6.83			38.8	56
19	18.6.83			43.1	45
20	19.6.83			40.	50
21	20.6.83	8h00	23.4	41.5	46
22	21.6.83				
23	22.6.83				
24	23.6.83	17h00	18	42.4	

TABLA N° 16
CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA MADERA SECADA AL AIRE LIBRE, DURANTE
LA PRUEBA N° 4

N° del día	Fecha	Hora	CH(%)
1	31.5.83	8h00	99.9
2	1.6.83	8h00	91.4
10	9.6.83	8h00	71.3
17	16.6.83	8h00	56.5
22	21.6.83	8h00	49.6
24	23.6.83	17h00	48.7
39	8.7.83		33.4
45	14.7.83		28.1
53	22.7.83		23.4
62	1.8.83		18
75	1.9.83		14

6.1. ESTIMACION DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL GABINETE DE SECADO

Para la estimación de las pérdidas térmicas o pérdidas de calor a través de las paredes plásticas y el techo plástico del secador, es necesario conocer el valor de la emisividad (ϵ) del plástico, y de la placa colectora.

De la radiación incidente (I) sobre un material, - parte puede ser reflejada, parte puede ser absorbida y el resto transmitida a través del material (ver figura N° 34). Las propiedades denominadas reflectividad (ρ), absorptividad (α) y transmitancia (τ) de un material están definidas, respectivamente, como la fracción de la energía incidente que es reflejada, absorbida o transmitida por el material. En general, tenemos:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (41)$$

Por otro lado, la Ley de Kirchoff:

$$\epsilon = \alpha \quad (42)$$

Se cumple para intercambio de calor por medio -

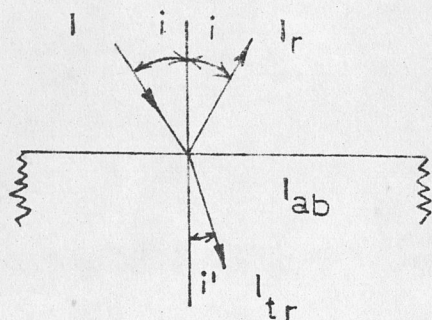


FIGURA N° 34: RADIACION INCIDIENDO SOBRE UN MATERIAL

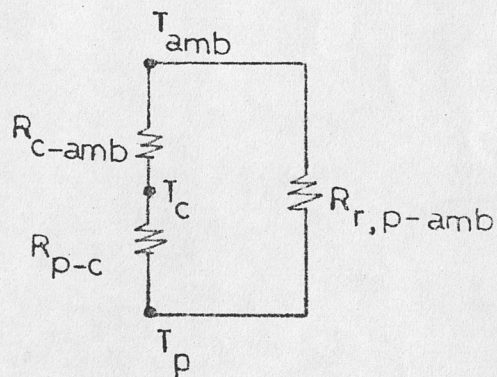
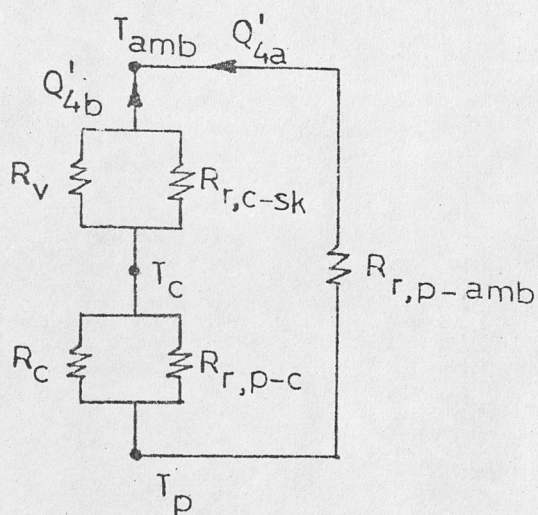
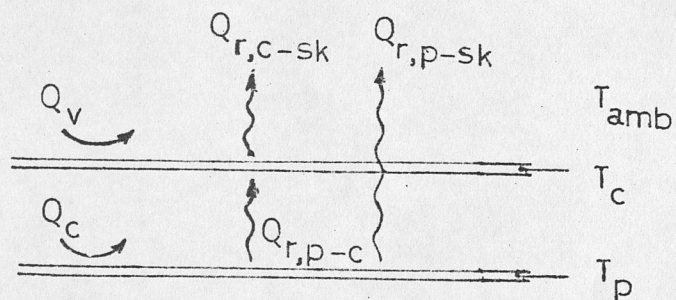


FIGURA N° 35: CIRCUITO TERMICO DESDE LA PLACA COLECTORA HASTA EL AMBIENTE.

de radiación de onda larga (baja temperatura).

Además, Fresnel ha derivado la siguiente relación para la reflexión de radiación al pasar de un medio 1 con índice de refracción n_1 , al medio 2 con índice de refracción n_2 (ver figura N° 34):

$$\frac{I_r}{I} = \rho = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\sin^2(i' - i)}{\sin^2(i' + i)} + \frac{\tan^2(i' - i)}{\tan^2(i' + i)} \right\} \quad (43)$$

Estando los índices de refracción relacionados por la Ley de Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin i'}{\sin i} \quad (44)$$

Para estimar la emisividad de la película de plástico que cubre las paredes y el techo del secador solar, comenzamos diciendo que las superficies plásticas y el cielo, están intercambiando calor por radiación de onda larga, por lo tanto la ecuación (42) se cumple para la superficie plástica. Combinando la ecuación (42) y la ecuación (41), obtenemos el resultado siguiente:

$$\epsilon = 1 - \tau - \rho$$

La reflectividad (ρ) de la película de plástico polyvinil, puede ser calculada para diferentes - direcciones de la radiación incidente, si empleamos la ecuación (43) y la ecuación (44). El cuadro siguiente, ha sido obtenido, usando el índice de refracción para el aire $n_1 = 1$ y el índice de refracción para el plástico polyvinil fluoride $n_2 = 1.45$

TABLA N° 17
REFLECTIVIDAD DEL PLASTICO POLYVINIL

i	ρ
0	0.0337
10	0.0338
20	0.0339
30	0.0351
40	0.0390
50	0.0503
60	0.0807
70	0.1611
80	0.2392
90	0.9999

Obtenemos de este modo, un valor promedio de re flectividad que puede utilizarse en la ecuación anterior, ya $\rho = 0.1706$ que conocemos que el valor de la transmitancia térmica (τ) promedio para el plástico polyvinil es de 0.12, obtenemos finalmente de la ecuación anterior que el valor de la emisividad es de 0.71.

Ahora, para el caso de la placa colectora, que es una placa de hierro cubierta con una capa de pintura negro mate, el valor correspondiente de emisividad es el valor 0.94 para la pintura - negra .

Realizamos entonces, el cálculo de las pérdidas de calor a través de el techo, las paredes y el piso del secador solar. El cálculo mostrado a continuación nos dá como resultado un valor pro medio para el día 23/6/83 y ha sido realizado - usando los valores promedio de la Tabla N° 19.

Pérdidas a través del techo (Q_4): La figura N°35 muestra los flujos de calor transmitidos desde la placa colectora hasta el medio ambiente, Además se muestra el circuito térmico para el flujo de calor desde la placa hasta el ambiente.

Aplicando la ecuación (1) al circuito térmico mostrado, tenemos:

$$Q'_4 = \frac{T}{R} = \frac{T_p - T_{amb}}{R} \quad (4)$$

Siendo:

$$Q'_4 = Q'_{4a} + Q'_{4b} \quad (46)$$

Según la ecuación (4), para calcular el valor de cada una de las resistencias es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor entre la placa colectora y la cubierta plástica. Existen dos resistencias al paso de calor.

Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para convección entre la placa y la cubierta (h_c):

Con los datos $l = 0.457 \text{ m}$ (1.5 pies) y $V = 8.2 \text{ m}^3/\text{min}$. hallamos la velocidad entre las placas $v = 0.37 \text{ m/seg}$. Utilizamos el valor $\nu = 1.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$ de viscosidad cinemática del aire a 40°C , para calcular el número de Reynolds del flujo de aire entre placa y cubierta.

$Re = \frac{v l}{\nu}$, nos dá $Re = 10113.4$, lo que nos indica que el flujo será turbulento cuando se desarrolle completamente. Según vimos en el cálculo de pérdidas de cabezal del Capítulo IV (tramo 2-3) el flujo entre la placa y la cubierta no es completamente desarrollado. Como podemos observar desde la figura N° 11, el coeficiente de transferencia de calor solo es constante cuando el flujo es completamente desarrollado. Ya que para el aire a 40°C. , el número de Prandtl es $Pr = 0.72$ y sabiendo que $Re = 10113.4$ y $D_h = 0.329$ m., calculamos un número de Nusselt para 4 distancias desde la entrada, por medio de la interpolación de los valores de la tabla N° 1. Los 4 números de Nusselt se presentan en la tabla N° 18.

TABLA N° 18

NUMEROS DE NUSSELT				
$x(\text{cm})$	x/D_h	Re	Pr	Nu
32.9	1	10113.4	0.72	45.330
48	1.45	10113.4	0.72	43.300
64	1.94	10113.4	0.72	41.090
80	2.42	10113.4	0.72	38.924

El valor promedio del número de Nusselt para el flujo entre la placa colectora y la cubierta plástica es entonces 42.161. Introduciendo el valor de la conductividad térmica k para el aire a 40°C . $k = 0.0154 \text{ Btu/hr pie } ^{\circ}\text{F}$. en la ecuación (5) y despejando la ecuación obtenemos el valor $h_{c,p-c} = 2.4580 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para radiación entre la placa y la cubierta (h_r): Aquí utilizamos la ecuación (8): asumimos la temperatura $T_i = \bar{T}_c = 35^{\circ}\text{C} = 308^{\circ}\text{K}$ y empleamos los valores, $T_2 = \bar{T}_p = 43.08^{\circ}\text{C} = 316.08^{\circ}\text{K}$, $\epsilon_2 = \epsilon_p = 0.94$, $\epsilon_1 = \epsilon_c = 0.71$ y $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$. El valor obtenido es $h_{r,p-c} = 4.6814 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para convección (h_v): La velocidad del viento, $\bar{v} = 1.96 \text{ m/seg}$, es usada en la ecuación 6 y obtenemos $h_v = 13.1480 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Calculamos el coeficiente de transferencia de calor para radiación entre la cubierta plástica y el cielo (h_r): La temperatura del aire atmosférico, $\bar{T}_{\text{amb}} = 30.04^{\circ}\text{C}$, empleada en la ecuación $T_{sk} = T_{\text{amb}} - 6^{\circ}\text{C}$ nos da el valor $\bar{T}_{sk} = 24.04^{\circ}\text{C}$ para la temperatura del

del cielo⁵. Usamos ahora la ecuación(10), sustituyendo los valores $T_1 = \bar{T}_c = 308^\circ\text{K}$, $\bar{T}_{\text{amb}} = 303.04^\circ\text{K}$, $T_2 = \bar{T}_{\text{sk}} = 297.04^\circ\text{K}$, $\epsilon_1 = \epsilon_c = 0.71$ y $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$. Así obtenemos $h_{r,c-sk} = 9.8545 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Las resistencias en paralelo del circuito anteriormente mostrado son reemplazadas por dos resistencias equivalentes, por medio de las ecuaciones:

$$R_{p-c} = \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} = 0.1400 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$R_{c-amb} = \frac{1}{h_v + h_{r,c-sk}} = 0.0434 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Sabemos que en el ramal izquierdo del circuito térmico, usando las ecuaciones 1, 2 y 3, la expresión $U_{p-c}(T_p - T_c) = U_{p-amb}(T_p - T_{\text{amb}})$ se cumple.

Por tanto, reordenando la ecuación anterior tenemos:

$$\bar{T}_c = \bar{T}_p - \frac{U_{p-amb} (\bar{T}_p - \bar{T}_{\text{amb}})}{U_{p-c}} = 33.12^\circ\text{C}$$

Todo el cálculo de los coeficientes de transfe-

cia de calor anteriormente realizado se lo vuelve a hacer usando la nueva temperatura encontrada $\bar{T}_c$, a excepción de los valores $h_{c,p-c}$ y h_v que permanecen constantes. Se obtiene $h_{r,p-c} = 4.6396 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $h_{r,c-sk} = 13.0239 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Las nuevas resistencias y la nueva temperatura de cubierta son $R_{p-c} = 0.1408 \text{ m}^2\text{°C/W}$. $R_{c-amb} = 0.0382 \text{ m}^2\text{°C/W}$ y $\bar{T}_c = 32.82\text{°C}$.

Por tercera vez realizo el mismo cálculo, usando la $\bar{T}_c = 32.82\text{°C}$ y obtengo $h_{r,p-c} = 4.6330 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $h_{r,c-sk} = 13.9316 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $R_{p-c} = 0.1410 \text{ m}^2\text{°C/W}$, $R_{c-amb} = 0.0369 \text{ m}^2\text{°C/W}$ y una nueva $\bar{T}_c = 32.74\text{°C}$. De este modo hemos hallado el valor de la temperatura a la que se encuentra la cubierta de plástico.

En el ramal del lado derecho del circuito térmico anterior, para hallar la resistencia es necesario hallar el coeficiente de transferencia de calor para la radiación entre la placa colectora y el cielo: Usamos la ecuación(10), sustituyendo los valores $T_1 = \bar{T}_p = 316.08\text{°K}$, $T_2 = \bar{T}_{sk} = 297.04\text{°K}$, y $\epsilon_p = 0.94$. Obtenemos el valor $h_{r,p-sk} = 8.9768 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

El circuito térmico transformado se muestra en la figura N° 35, en donde los valores de las resistencias son $R_{p-c} = 0.1410 \text{ m}^2\text{°C/W}$, $R_{c-amb} = 0.0369 \text{ m}^2\text{°C/W}$

y $R_{r,p-amb} = 0.1113 \text{ m}^2\text{°C/W}$. Señalando que sólo el 12% de la energía radiada de la placa hacía el ambiente atraviesa la película plástica debido a que $\tau = 0.12$ es el valor de su transmitancia térmica y usando las ecuaciones (45) y (46), tenemos - que el calor saliendo a través del techo es:

$$Q_4^I = \frac{T_p - T_{amb}}{R_{p-c} + R_{c-amb}} + \frac{T_p - T_{amb}}{R_{r,p-amb}} \tau$$

$$Q_4^I = 73.2996 + (117.1608) 0.12 = 87.3588 \text{ W/m}^2$$

$$Q_4^I = 86.1008 \text{ W}$$

Pérdidas a través de las paredes plásticas (Q_4^I): La figura N° 36 muestra el circuito térmico correspondiente al flujo de calor desde la pared hasta el medio ambiente.

Para éste cálculo asumimos que la temperatura de la pared es el promedio entre la de la cubierta - 32.74°C y la del medio ambiente, 30.04°C . El coeficiente de transferencia de calor para radiaciones entre la pared y el cielo se lo halla usando la ecuación (10) sustituyendo los valores, $T_1 = \bar{T}_c$, $T_2 = \bar{T}_{sk} = 297.04^\circ\text{K}$ y $\epsilon_1 = \epsilon_c = 0.71$. Se obtie-

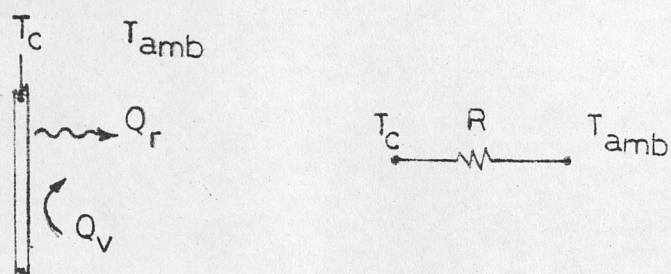


FIGURA N° 36: CIRCUITO TERMICO DESDE LA PARED HASTA EL AMBIENTE

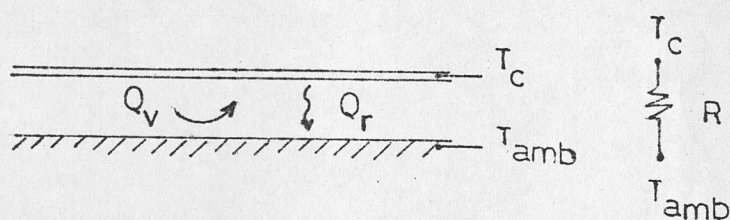


FIGURA N° 37: CIRCUITO TERMICO DESDE EL PISO HASTA EL SUELO.

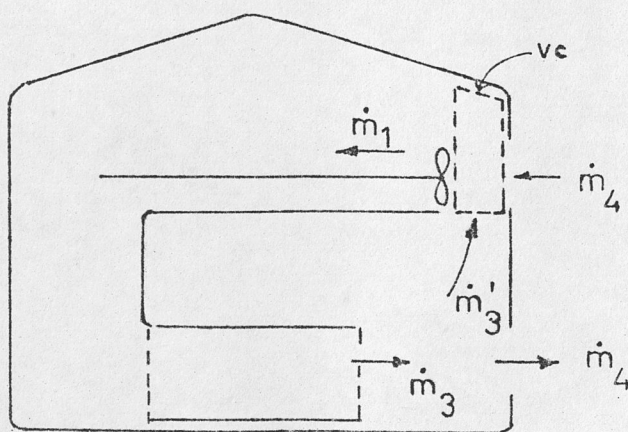


FIGURA N° 38: VOLUMEN DE CONTROL vc .

$$\text{ne } h_r = 23.8443 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

El coeficiente de transferencia de calor para la convección se obtiene de la ecuación (6) con la velocidad del viento $\bar{v} = 1.96 \text{ m/seg}$. El resultado es $h_v = 13.148 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

La resistencia equivalente, a las dos en paralelo mostrada en la figura se encuentra mediante la ecuación $R_{c-amb} = \frac{1}{h_v + h_r}$. El resultado es $R_{c-amb} = 0.0270 \text{ m}^2\text{°C/W}$.

El calor transmitiéndose desde el área de 6.70 m^2 de las paredes, se lo calcula desde la ecuación (1)

$$Q = \frac{T_c - T_{amb}}{R_{c-amb}}$$

Sustituyendo los valores $T_c = 31.39\text{°C}$ y $T_{amb} = 30.04\text{°C}$ tenemos el resultado $Q''_4 = 335.00 \text{ W}$

Pérdidas a través del piso (Q'''_4): La figura N° 37 muestra el circuito térmico para el flujo de calor a través del piso. La temperatura del suelo es aproximadamente la del medio ambiente.

El coeficiente de transferencia de calor para la

convección es el mismo hallado anteriormente

$$h_v = 13.148 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

El coeficiente de transferencia de calor para radiación entre la capa plástica del piso y el suelo se halla de la ecuación (8). Sustituyendo los valores $T_1 = \bar{T}_c = 304.39^\circ\text{K}$ que es la temperatura del piso, $T_2 = \bar{T}_{\text{amb}} = 303.04^\circ\text{K}$ y $\epsilon_g = 0.90$, para la emisividad del piso, encontramos el valor -

$$h_r = 4.1816 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

La resistencia equivalente es $R_{c-\text{amb}} = 0.0577$ $\text{m}^2/\text{°C}^\circ\text{W}$ que viene de la ecuación $R_{c-\text{amb}} = \frac{1}{h_v + h_r}$.

El calor fluyendo a través del piso, cuya área es 14.46 pie^2 , se encuentra a partir de la ecuación (1) donde $\Delta T = \bar{T}_c - \bar{T}_{\text{amb}}$. Por tanto tenemos que

$$Q_4''' = 31.4241 \text{ W}.$$

Finalmente encontramos la pérdida de calor total desde el secador solar, sustituyendo los valores calculados en la ecuación.

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4'''$$

Lo que nos dá como resultado:

$$Q_4 = 452.5249 \text{ W}$$

6.2. ESTIMACION DE LA ENERGIA REQUERIDA PARA EL SECADO (Q_u)

Esta energía, se encuentra definida en la sección 2.6. Se han realizado los cálculos de la energía requerida para cada hora del día 23/6/83. Estos cálculos se han realizado, utilizando los datos promedios para cada hora que aparecen en la Tabla N° 20, la cual resulta de los datos para cada hora que se presentan en la Tabla N° 19. A continuación se muestra este cálculo, para las 13h00 - 14h00, como una ilustración.

Calor para calentar la madera (Q_1): Se ha considerado, que la madera (seca), $m = 31.514 \text{ Kg.}$, en el interior del secador, eleva su temperatura - desde un mínimo hasta una temperatura promedio - máxima en cada una de las horas. Se ha tomado - como temperatura de la madera, la temperatura de salida del aire T_3 . Entonces Q_1 es el calor necesario para elevar la temperatura de la madera desde $T_3 = 43.5^\circ\text{C}$, hasta la temperatura promedio durante la hora, $\bar{T}_3 = 43.5^\circ\text{C}$. En este caso ambas son iguales y si sustituimos el valor del

TABLA N° 19

DATOS DE TEMPERATURA TOMADOS EL DIA 23/6/83. EL VENTILADOR TRABAJO DESDE LAS 9h00 HASTA LAS 16h00. LAS VENTILAS ESTUVIERON ABIERTAS EN UN 80 % LOS SUBINDICES CORRESPONDEN A LOS PUNTOS DE LA FIGURA N° 33

	T_1 (°C)	T_{bh1} (°C)	T_2 (°C)	T_{bh2} (°C)	T_3 (°C)	T_{bh3} (°C)	T_4 (°C)	T_{bh4} (°C)	T_p (°C)
9h00	38.5	29	39	29.2	38	29			38.8
10h00	37	28.5	40.5	29	39	29	28.5	26.5	40.5
11h00	35.5	28.555	36.2	29	36	28.8	29.8	26.5	
12h00	40.0	29.0	45.5	30	41	29.5	28.5	26.0	45.8
13h00	41.2	30.0	44.2	30.5	43.5	30.3	31.2	27.5	44.5
14h00	43.2	30.5	45	31	43.5	30.8	28.8	26.3	44.8
15h00	43.5	30.8	45.2	31	44.8	31.2	31.8	28.2	44.2
16h00	42.0	30.3	43.8	31	43.	30.8	29.8	25.8	43.0



TABLA N° 20

t_{st} (hr)	PROMEDIOS PARA CADA HORA										LA	TABLA		N°	19
	$\bar{T}_1$ (°C) (°F)	$\bar{T}_{bh1}$ (°C) (°F)	$\bar{T}_2$ (°C) (°F)	$\bar{T}_{bh2}$ (°C) (°F)	$\bar{T}_3$ (°C) (°F)	$\bar{T}_{bh3}$ (°C) (°F)	$\bar{T}_4$ (°C) (°F)	$\bar{T}_{bh4}$ (°C) (°F)	$\bar{T}_P$ (°C) (°K)	$\overline{HR}_1$ (%)	$\overline{HR}_2$ (%)	$\overline{HR}_3$ (%)	$\overline{HR}_4$ (%)		
	37.75	28.75	39.75	29.1	38.5	29	28.25	26.255	39.65	51	46	50	86		
9-10	99.95	83.75	103.55	84.38	101.3	84.2	82.85	79.25	312.65						
	36.25	28.5	38.35	29	37.5	28.9	29.15	26.5	43.13	57	50	54	82		
10-11	97.25	83.3	101.03	84.2	99.5	84.02	84.47	79.7	316.15						
	37.75	28.75	40.85	29.5	38.5	29.15	29.15	26.25	45.8	51	44	50	80		
11-12	99.95	83.75	105.53	85.1	101.3	84.47	84.47	79.25	318.8						
	40.6	29.55	44.85	30.25	42.25	29.9	29.85	26.75	45.155	45	36	42	78		
12-13	105.08	85.1	112.73	86.45	108.05	85.82	85.73	80.15	318.15						
	42.2	30.255	44.6	30.75	43.5	30.55	30	26.9	44.65	43	38	40	78		
13-14	107.96	86.455	112.28	87.35	110.3	86.99	86	80.42	317.65						
	43.35	30.65	45.1	31	44.15	31	30.3	27.25	44.5	41	36	39	78		
14-15	110.03	87.17	113.18	87.8	111.47	87.8	86.54	81.05	317.5						
	42.75	30.55	44.5	31	43.9	31	30.8	27	43.6	43	39	41	74		
15-16	108.95	86.99	112.1	87.8	111.02	87.8	87.44	80.6	316.6						

calor específico $c = 0.61 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ de la madera¹⁸, así como los de temperatura en la ecuación.

$$Q_1 = m c (\bar{T}_3 - T_3),$$

obtendremos que para esta hora $Q_1 = 0 \text{ KJ}$.

Calor para calentar el agua de la madera (Q_2): Se ha considerado que el agua contenida en la madera dentro del secador, eleva su temperatura desde un mínimo hasta una temperatura promedio máxima durante cada una de las horas. Se ha tomado como temperatura del agua la temperatura de salida del aire T_3 . Entonces Q_2 , es el calor necesario para elevar la temperatura del agua desde $T_3 = 43.4^\circ\text{C}$ hasta la temperatura promedio durante la hora, $\bar{T}_3 = 43.5^\circ\text{C}$.

La cantidad de agua que posee la madera al comenzar el día es de $m = 6.240 \text{ Kg}$. Puesto que durante todo el día se han evaporado 0.510 Kg ., de agua, hemos considerado para este cálculo que durante cada una de las 7 horas del día en que trabaja el secador solar, se ha evaporado igual cantidad de agua, $m = 0.072 \text{ Kg}$. Por lo tanto cuando se llega a las 13h00, la madera posee una can

tidad de agua menor que la que tiene al inicio del día, $m = 5.948 \text{ Kg}$.

Entonces empleando la ecuación anterior para calcular Q_2 , al sustituir el valor $c = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ para el calor específico del agua y los valores de masa de agua y de las temperaturas obtenemos que para esta hora $Q_2 = 0 \text{ KJ}$.

Calor para evaporar el agua de la madera (Q_3): Se considera que la temperatura de evaporación del agua durante una hora determinada, es la temperatura promedio máxima lograda por el agua ($\bar{T}_3$). Para las 13h00 - 14h00, este valor de temperatura de saturación es $\bar{T}_3 = 43.5^\circ\text{C} = 110.3^\circ\text{F}$. De las tablas de Keenan y Keyes se obtienen los valores de entalpía del líquido saturado $e_{li} = 77.94 \text{ Btu/lb}$ y del vapor saturado $e_{va} = 1109.5 \text{ Btu/lb}$. Sustituyendo el valor de masa de agua evaporada $m = 0.072 \text{ Kg}$ (0.1607 lb) y los valores de entalpía en la ecuación,

$$Q_3 = m (e_{va} - e_{li}),$$

obtenemos que $Q_3 = 165.7781 \text{ Btu} = 175.7247 \text{ KJ}$.

Calor para romper la tensión superficial de la película de agua (Q_5): Se considera ¹⁴ que el calor necesario para romper la tensión superficial que forma la película de agua sobre la madera es el 5% del total dado por:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Asumiendo $Q_5 = 0$ y sustituyendo en la ecuación los valores de calor ya calculados obtenemos lo siguiente: $Q = 1812.475 \text{ KJ}$, con lo cual $Q_5 = 90.623 \text{ KJ}$. El nuevo total es $Q = 1812.475 + 90.623 = 1903.100 \text{ KJ}$ y el valor final del calor para romper la tensión es $Q_5 = 95.154 \text{ KJ}$.

Calor que se lleva el aire al salir del secador (Q_6): Para calcular este calor realizamos un balance de masas y un balance de energías en el volumen de control mostrado en la figura N° 38.

El flujo de aire recirculando dentro del secador solar es simbolizado por $\dot{m}_3$ (lb aire seco/minuto). De las ecuaciones

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_1$$

y

$$\dot{m}_3' e_3 + \dot{m}_4 e_4 = \dot{m}_1 e_1$$

encontramos la ecuación

$$\dot{m}_3' = \frac{\dot{m}_1 (e_1 - e_4)}{e_3 - e_4}$$

En la ecuación anterior, el valor del flujo total que dá el ventilador ($\dot{m}_1$), se lo halla dividiendo el valor del flujo volumétrico del ventilador $V = 16.5 \text{ m}^3/\text{minuto} = 582.776 \text{ pie}^3/\text{minuto}$ que permanece constante para todas las horas, sobre el valor del volumen específico del aire durante la hora 13h00 - 14h00, el cual se halla de la carta psicrométrica para el aire, utilizando los valores de temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco del punto 1, tabulados en la tabla N° 21. Los valores de $\dot{m}_1$ calculados para cada hora, provienen de la ecuación:

$$\dot{m}_1 = \frac{V}{v h_1}$$

Los subíndices 1,3 y 4 anteriormente escritos co

responden a los puntos correspondientes señalados en la figura N° 33 y los valores promedios de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo para cada hora, en dichos puntos, se presentan en la tabla N° 20. Con estos valores entramos en la carta psicrométrica para el aire y hallamos los valores de entalpia e que se presentan en la tabla N° 21.

Sustituyendo los valores de entalpías y el valor $\dot{m}_1$ de la hora 13h00 - 14h00, en la penúltima ecuación, encontramos el flujo recirculado $\dot{m}_3' = 35.2603$ lb aire seco/minuto. Luego de la ecuación $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m}_3'$, la que proviene del balance de masas anteriormente efectuado, encontramos que $\dot{m}_4 = 39.1782 - 35.2603 = 3.9178$ Lb. aire seco/min. Sustituyendo éste último valor y los valores de entalpías correspondientes en la ecuación.

$$Q_6 = \dot{m}_4 (e_3 - e_4) \times 60$$

Obtenemos el calor que se lleva el aire durante la hora 13h00 - 14h00, $Q_6 = 1880.54$ Btu = 1993.37 KJ.

TABLA N° 21

DATOS SACADOS DESDE LA CARTA PSICOMETRICA PARA EL AIRE (APENDICE) A PARTIR DE LOS DATOS DE

LA TABLA N° 20

t_{st} (hr)	v_{h1} $(\frac{pie^3}{lb. aire. seco})$	e_1 $(\frac{BTU}{lb. aire seco})$	e_3 $(\frac{BTU}{lb. aire seco})$	e_4 $(\frac{BTU}{lb. aire seco})$	η (%)
9-10	14.6015	48	48.4	42.7	20.2
10-11	14.5312	47.5	48.1	43.2	32.3
11-12	14.6093	48.2	49	43	42.6
12-13	14.7343	49.5	50.4	43.8	37.6
13-14	14.8755	51.2	52	44	29.4
14-15		52	52.9	45.	34.1
15-16	14.8437	51.9	52.8	44	30.5

Ahora, finalmente hallamos la energía requerida sus
tituyendo los diversos calores calculados en la ecua
ción (11), lo que nos dá:

$$Q_u = 2264.256 \text{ KJ/hr.}$$

6.3. ESTIMACION DE LA EFICIENCIA DEL SECADOR SOLAR

La eficiencia térmica del secador solar, puede ex
presarse de la siguiente manera:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Energía requerida para el secado}}{\text{Energía solar incidente sobre el secador}} \times 100$$

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T} \times 100$$

En la tabla N° 21, se presentan los valores de la
eficiencia del secador solar, para cada una de las
horas de operación durante el día 23/6/83. La efi
ciencia térmica del secador solar durante la hora
13h00 - 14h00 es:

$$\eta = \frac{2264.256 \text{ KJ/hr}}{7711.573 \text{ KJ/hr}} \times 100 = 29.4 \%$$

6.4. CURVAS DE SECADO: SECADO SOLAR Y SECADO AL AIRE LIBRE

De las pruebas registradas al principio de este capítulo, obtenemos los datos para graficar las curvas de secado, colocando el contenido de humedad - de la madera en la ordenada y los días de secado - en la abcisa, tanto para el secado solar como para el secado al aire libre. Las curvas se han obtenido según los requerimientos de la sección 2.4.

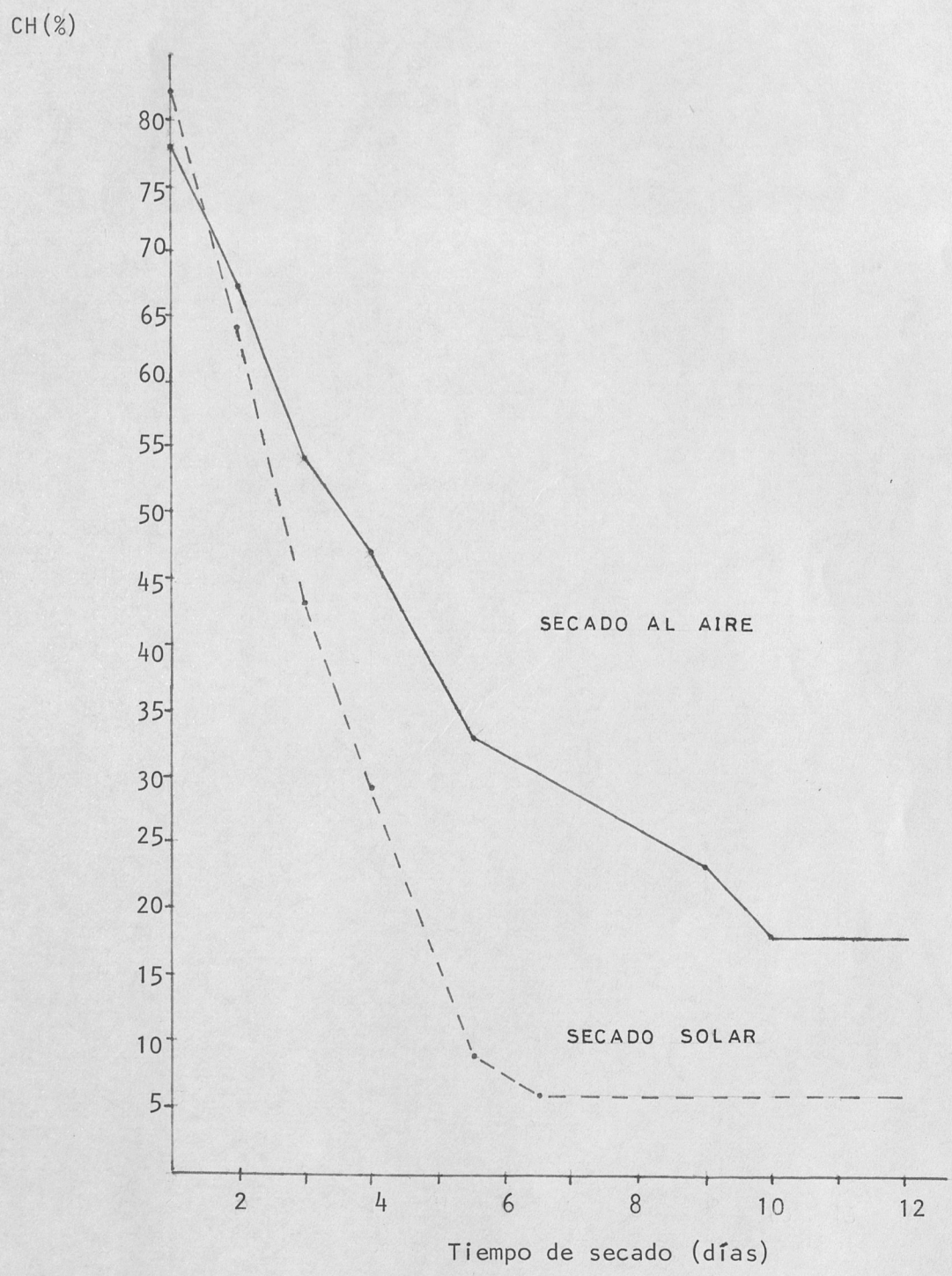


FIGURA N° 39: CURVA DE SECADO DE LA PRUEBA N° 1

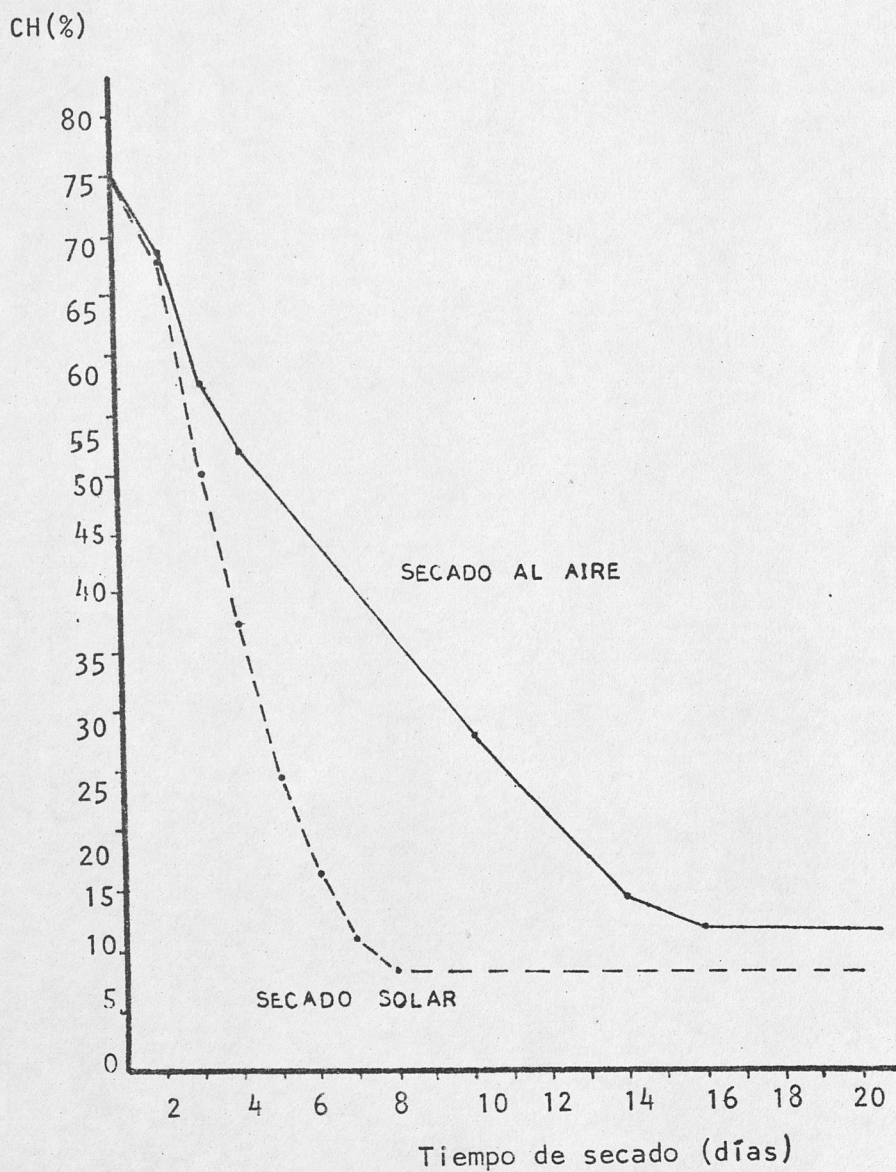


FIGURA N° 40:

CURVA DE SECADO DE LA PRUEBA N° 2

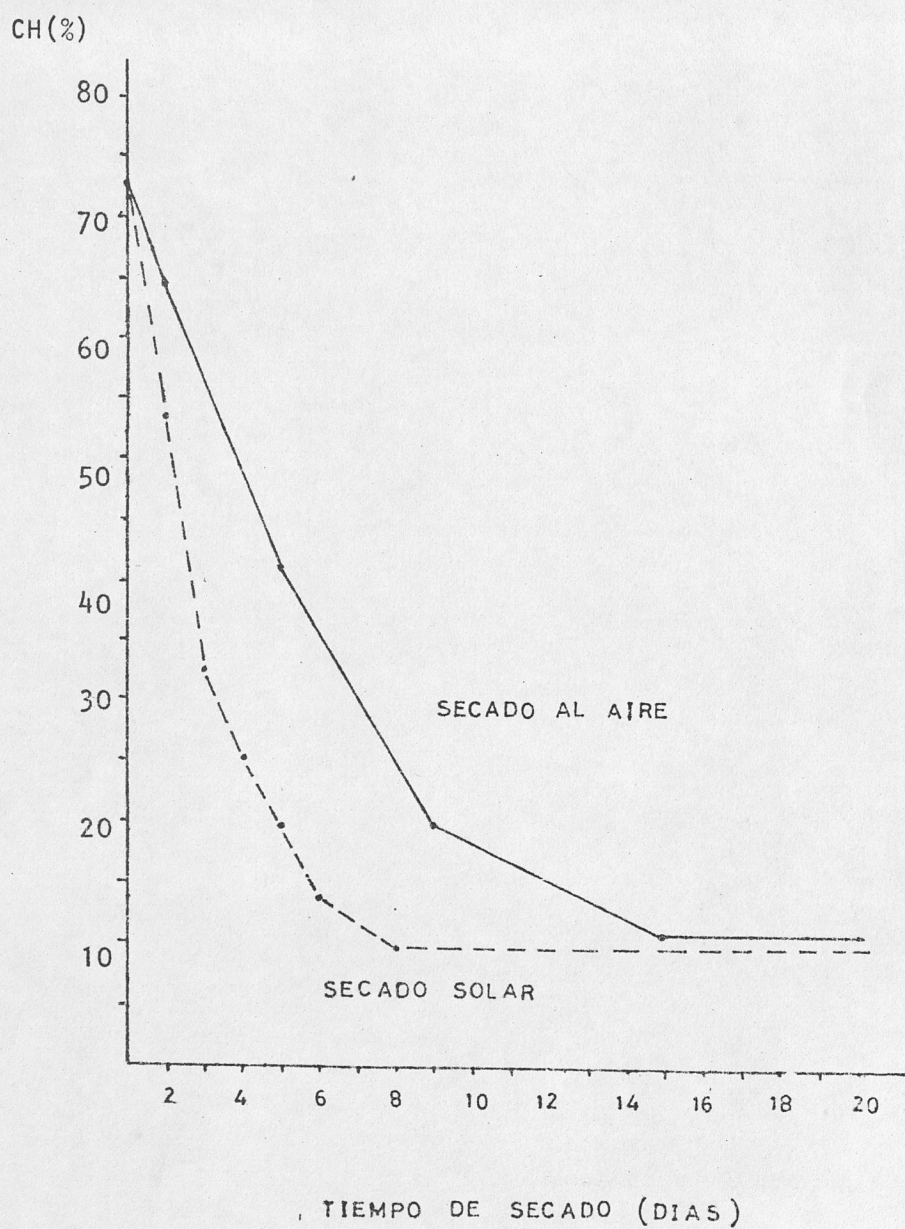


FIGURA N° 41: CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA N° 3

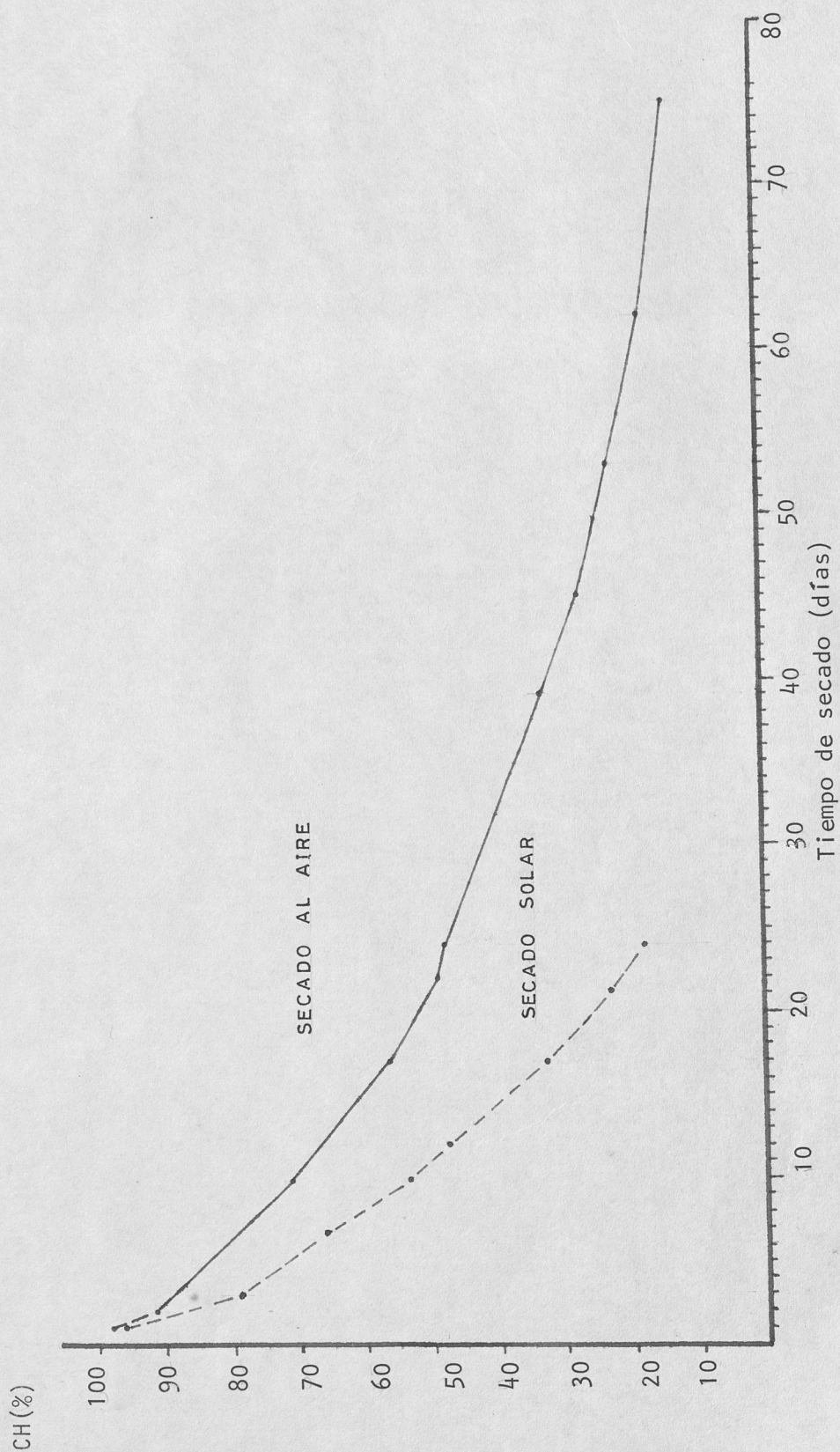


FIGURA N° 42 ; CURVAS DE SECADO DE LA PRUEBA N° 4

En la figura N° 39, podemos observar que con el secador solar se obtuvo un CH igual al 6 %; el cual - es inferior al CH obtenido en el secado al aire libre (18%). Como podemos notar, un CH menor al 6 % no fue posible obtener en el secador solar.

Podemos ver que el 18 % de CH en el secador solar se lo alcanzó en 4 días y 1/2, mientras que al aire libre, este mismo contenido de humedad fue alcanzado - en 10 días. Es decir, el secado solar ha sido el doble de rápido que el secado al aire libre.

En la figura N° 40, podemos observar que con el secador solar se obtuvo un CH igual al 8.5 %, el cual es inferior al CH obtenido en el secado al aire libre (12.1%). Como podemos notar un CH menor al 8.5 %, no fue posible obtener en el secador solar. Podemos ver que el 12.5% de CH, en el secador solar, se lo alcanzó aproximadamente en 7 días, mientras que al aire libre, fue alcanzado en 15 días. Es decir, el secado solar ha sido aproximadamente el doble de rápido que al aire libre.

En la figura N° 41, podemos observar que en el secador solar se obtuvo un CH igual al 9.54 %, el cual

es inferior al CH obtenido en el secado al aire libre (10.5%). En el último día de secado solar, no ha sido posible bajar el CH = 9.54%.

Podemos ver en la figura N° 41, que el 11 % de CH de la madera, se lo obtuvo en 8 días, mientras que al aire libre, se lo alcanzó en 16 días. Es decir que el secado solar ha sido el doble de rápido que el secado al aire libre.

Podemos observar en la figura N° 42, que el secado solar, es aproximadamente 2.5 veces más rápido que el secado al aire libre, puesto que el CH igual al 18% fue obtenido en 24 días en el secador solar, mientras que al aire libre fue obtenido en 63 días.

6.55 DETERMINACION DE CONDICIONES OPTIMAS PARA EL SECADO SOLAR - APROPIADO, SEGUN LA ESPECIE DE MADERA

Los defectos en la madera aserrada después del secado, disminuyen la calidad de la madera y representan una - pérdida para el productor.

El programa de secado apropiado, es decir, las condiciones internas óptimas del secador en función del

contenido de humedad de la madera, deben determinarse con la experiencia, tomando como referencia la calidad de la madera secada.

Los defectos del secado en el Secador Solar son enlistados a continuación (ver las figuras N° 43 y N° 44).

Los defectos pueden agruparse en tres grupos: 1) Ocasionados por el encojido; 2) Ocasionados por la acción química; 3) Ocasionados por los hongos.

1) Si la madera al secarse se encoje demasiado o en forma -
dispareja, aparecen defectos:

a. Reventado en los extremos. Son grietas en los extremos de los tablonés.

b. Reventado Superficial. Son grietas en las caras de los tablonés.

c. Reventado general. Son grietas que permanecen ocultas en el interior del tablón.

d. Despuntado. Son hendiduras que comienzan generalmente en los extremos del tablón, que generalmente abarcan el grueso del tablón y que se extienden por todo lo largo de su longitud.

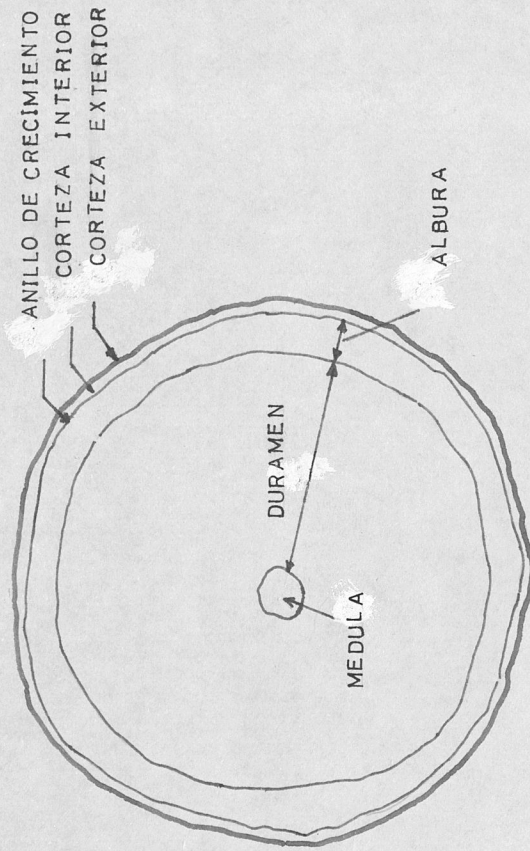


FIGURA N° 43: FIGURA TRANSVERSAL DE UN TRONCO

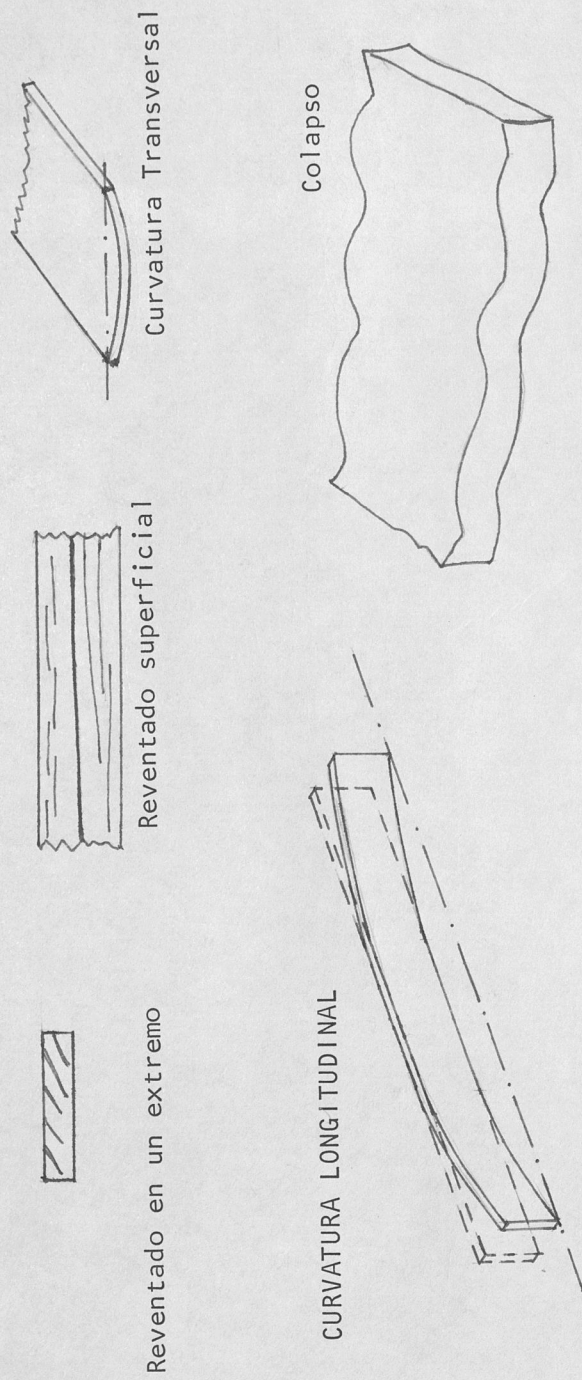


FIGURA Nº 44: DEFECTOS DEL SECADO EN UN SECADOR DE MADERA ASERRADA

- e. Rajadura. Son grietas que se presentan en los lugares donde la médula del árbol está dentro de un tablón.
 - f. Torcedura. La torcedura es cualquier deformación o cambio de la forma del tablón.
 - g. Aflojado de los nudos. A menos que los nudos formen parte del crecimiento de la madera que lo rodea, generalmente se aflojan durante el secado. Si no sucede así, pueden desarrollar grietas.
 - h. Colapso o hundimiento.
 - i. Presiones de secado o endurecimiento superficial. Cualquier procedimiento de secado trae como consecuencia una condición de presión al final del secado. Este defecto no se nota a simple vista. La madera aserrada que está "endurecida" presenta la característica de que las capas superficiales están en compresión, mientras que el interior está en tensión.
- 2) Manchas Químicas: Las manchas negras o con tintes cafés, que se presentan a través de las caras de los tablonos y las manchas oscuras, pueden ser manchas químicas. Es

ta decoloración resulta de la concentración y oxidación de ciertos materiales normalmente presentes en la savia misma.

- 3) Defectos ocasionados por los hongos: Estos organismos causan manchas azules, el moho y la descomposición. Necesitan de humedad para vivir.

La mayoría de estos defectos, también se presentan en el secado al aire libre. Todos estos defectos tienen su causa particular y se los combate por diversos medios.

Los tablones de la Prueba 1, después del secado solar, muestran un ligero reventado en los extremos, siendo las grietas de una longitud de alrededor de 5 cm. Algunos tablones muestran además una ligerísima curvatura transversal. Estos mismos defectos se han presentado en el secado al aire libre.

De la prueba 2, se puede decir lo mismo que para la prueba 1.

Luego del Secado Solar, algunos tablones de la prueba N° 3, muestran una ligerísima curvatura transversal.

En la prueba N° 4 durante el secado solar, el día 9 de junio de 1983, notamos en los extremos, grietas de una longitud de aproximadamente 10 cm., mientras que en las caras de algunos tablones se presentó reventado su per ficial. Al final del secado al aire libre, solo se pre sentó reventado en los extremos.

6.6. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL SECADO USANDO ENERGIA SOLAR

VENTAJAS

La velocidad del secado de la madera aserrada es al menos dos veces más rápida que la velocidad del secado de la madera aserrada, en el procedimiento de secado al aire libre.

No es necesario mantener inventarios amplios de la madera aserrada, como sucede en el caso del secado al aire libre.

El contenido de humedad de la madera aserrada después del se cado solar es más bajo que el contenido de humedad final obte nido en el secado al aire libre. Por esto, la madera podrá ser cortada a dimensiones precisas, sin el peligro de que después de ser trabajada absorba o exsude humedad en forma excesiva.

La calidad de la madera aserrada secada al sol será mejor que la de la madera aserrada secada al aire libre debido a que la primera es protegida de humi dificarse debido a la lluvia y del secado por los rayos directos del sol.

Bajo costo de instalación y operación.

DESVENTAJAS

La velocidad del secado es menor que la velocidad de secado de la madera aserrada en los secadores convencionales.

El control de las condiciones internas del secador no es automático.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Podemos decir que al usar energía solar, se tiene un recurso fijo que no variará en suministro en función - del tiempo. Por otro lado los resultados obtenidos de las pruebas realizadas en el secador solar muestran - que el secado solar de la madera aserrada es hasta dos y medio veces más rápido que el secado al aire libre y que además produce un contenido de humedad final más bajo en la madera. Estos resultados sufrirán variaciones al secarse madera aserrada de espesor diferente y seguramente sufrirán cambios si el secado solar se efectúa en diferentes épocas del año o en una región diferente del país. Los programas ideales para el secado solar de las especies sólo se obtendrán con la experiencia si se toma como referencia la menor o mayor cantidad de defectos de secado en la madera.

RECOMENDACIONES

Este modelo y en general el secado solar puede ser

usado por pequeñas y medianas industrias. En las grandes industrias, el secador solar puede ser utilizado como un presecador de madera aserrada.

Para tratar de mejorar la eficiencia térmica de nuestro modelo experimental, se pueden utilizar paredes formadas por dos películas plásticas en vez de una sola de manera que bloques de aire queden encerrados entre las películas plásticas lográndose de este modo un aislante - al paso del calor hacía el medio ambiente.

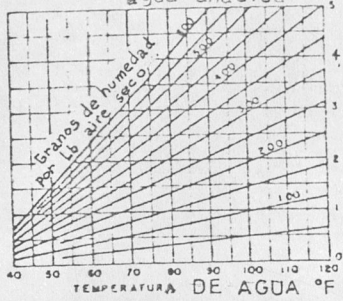
Para un secador solar a una escala mayor, el esparcidor de agua puede ser formado por un tubo con pequeños agujeros, el cual va unido a un depósito de agua colocado en el exterior del secador, en una de sus esquinas, a la altura del techo del secador.

Un secador solar similar a nuestro modelo deberá diseñarse de manera que se eviten espacios en donde el aire no fluya. En los momentos iniciales del secado cuando la humedad relativa en el interior del secador debe - ser alta, estos espacios poseerán una humedad excesiva que originará su condensación sobre las paredes, o el techo del secador impidiendo que parte de la

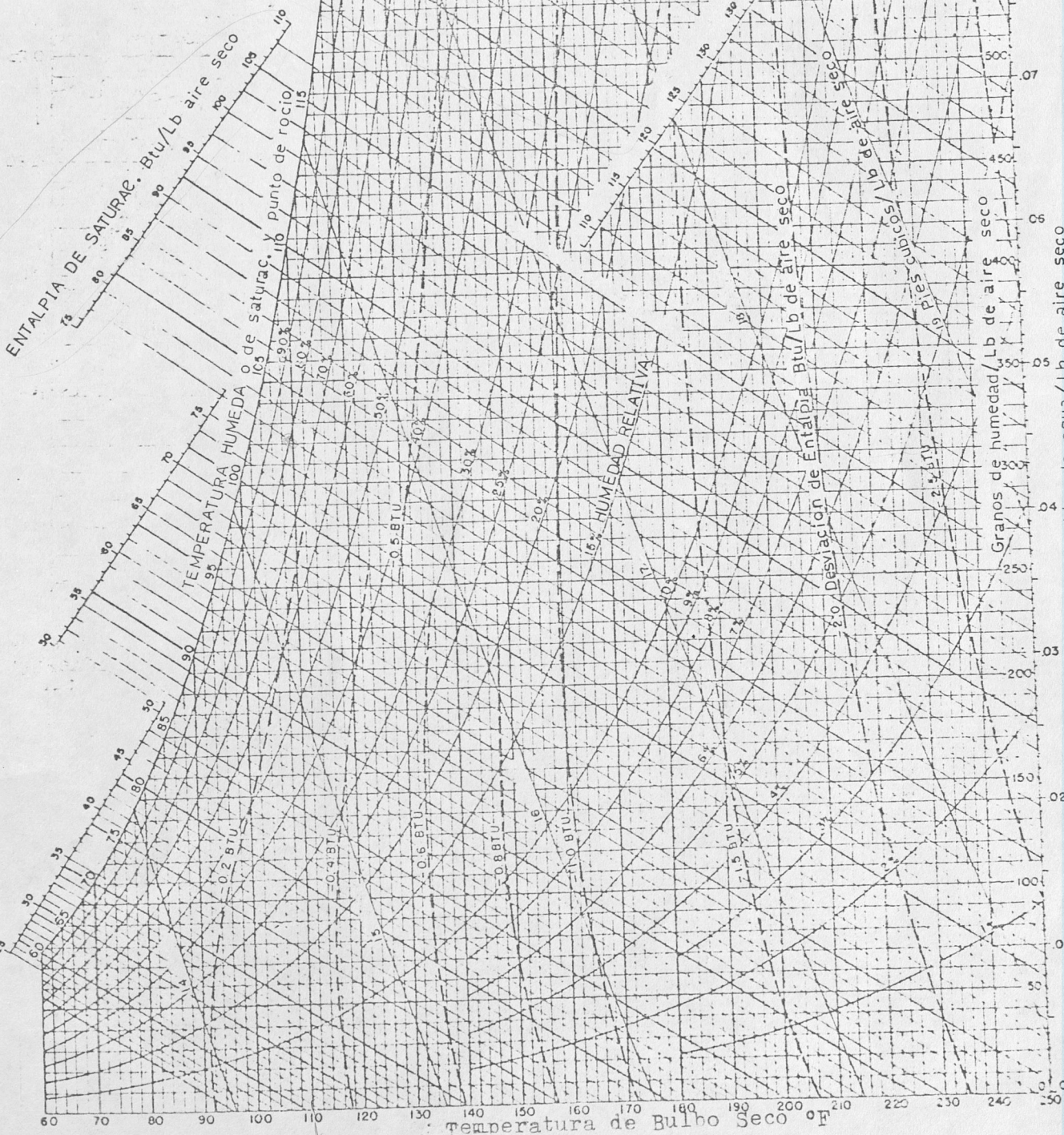
energía incidente llegue al interior del secador, disminuyéndose su eficiencia.

CARTA PSICROMETRICA
Altas Temperaturas
 Presión Baromet. 29.92 Pulg Hg

Entalpia de rechazo o
 agua añadida



Entalpia de agua
 Btu/Lb aire seco



Temperatura de Bulbo Seco °F

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE, Ashrae Handbook of Fundamentals.
2. CENTRO REGIONAL DE AYUDA TECNICA; Secado de Madera, un manual de Operaciones para el Programa de Cooperación; Agencia para el Desarrollo Internacional, México, 158 pag., 1962.
3. CORDOVA R., Secador de Madera (Energía Solar), Departamento de Ingeniería de Maderas del Instituto Tecnológico, Cartago (Costa Rica), 14 pag., 1981.
4. CHAVEZ J., Importancia del tipo de coberturas y su separación en las pérdidas de calor hacia arriba de un colector solar - plano, Tesis de la ESPOL, Guayaquil (Ecuador), 248 pag, 1982.
5. DUFFIE J. y BECKMAN W., Solar Engineering of Thermal Processes , John Wiley & Sons, New York (USA), 762 pag., 1980.
6. FAIRES V., Termodinámica, UTEHA, Mexico (México), 890 pag., 1973.
7. FOX R. y McDONALD A., Introduction to FLuid Mechanics, John Wiley & Sons, New York (USA), 684 pag., 1978.

8. HENDERSON Y., The Air Seasoning and kiln drying of wood, State College of Forestry, Syracuse, New York (USA), 322 pag., 1946.
9. KAYS W.M. y CRAWFORD M.E., Convective Heat and Mass Transfer , McGraw-Hill Book Company, New York (USA), 420 pag., 1980.
10. KEENER H., SABBAH M., MEYER G. y ROLLER W., Plastic film solar Collectors for grain drying, Journal Article N° 14-77 of the Ohio Agricultural Research and Development Center, Ohio (USA), 19 pág.
11. KREITH F., Principios de Transferencia de Calor, HHS S.A., Mexico (México), 672 pag., 1968.
12. MATAIX C., Mecánica de Fluídos y Máquinas Hidráulicas, Harper & Row Publishers Inc., New York (USA), 552 pag., 1970.
13. PAZ R. , Apuntes de Clase de Energía Solar, Curso de ESPOL, 1981.
14. PINELA F., Diseño y Construcción de un Secador Experimental de Granos utilizando Energía Solar, Tesis de la ESPOL, Guayaquil (Ecuador), 94 pag., 1981.
15. SOLANO R., Diseño y Construcción de una Secadora Solar de maderas, Costa Rica, 10 pag., 1980.
16. THRELKELD J., Ingeniería del ámbito térmico, Prentice Hall -

Internacional, España, 501 pag., 1973.

17. TREYBAL R. , Mass Transfer Operations, McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo (Japon), 717 pag., 1968.
18. U.S. DEPARTMENT OF AGRICULTURE, FOREST PRODUCTS LABORATORY, MADISON, WISCONSIN; FEASIBILITY OF UTILIZING SOLAR ENERGY FOR DRYING LUMBER IN DEVELOPING COUNTRIES; Agency for International development, U.S. Department of State; Washington D.C.(USA), 61 pag., 1977.
19. WOODS, Guia Práctica de la ventilación, BLume, Madrid (España), 1970.