



ESCUELA POLITECNICA DEL EJÉRCITO

SEDE LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERIA ELECTROMECHANICA

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA
REFRIGERADORA SOLAR POR PARES DE ADSORCIÓN Y
CAPTACIÓN SOLAR”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO EN ELECTROMECHANICA**

**ANGEL LEONARDO CORDOVA TOSCANO
OSCAR EDUARDO RUIZ ROBALINO**

Latacunga, Octubre del 2008

CERTIFICACION

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los señores Córdova Toscano Ángel Leonardo y Ruiz Robalino Oscar Eduardo, bajo nuestra dirección.

09 de Octubre del 2008

Fecha

Ing. Washington Freire
DIRECTOR

Ing. Miguel Carvajal
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Este trabajo de investigación refleja los valores que nuestros padres han inculcado en nuestra vida como la tenacidad, el valor y ese anhelo de hacer las cosas con coherencia, por eso y por la enorme paciencia y cariño que nos tienen les dedicamos esta tesis.

Ángel Córdova
Oscar Ruiz

AGRADECIMIENTO

A nuestras familias ya que su apoyo incondicional nos brindo las energías necesarias para finalizar con éxito nuestro trabajo.

Especialmente agradecemos la ayuda del Prof. Antonio Pralón el cual nos supo brindar la más acertada guía en momentos cruciales del desarrollo de la presente tesis.

A todos nuestros amigos que en su momento supieron darnos su apoyo.

Ángel Córdova
Oscar Ruiz

“DISEÑO, CONSTRUCCION Y OPTIMIZACION DE UNA REFRIGERADORA SOLAR USANDO PARES DE ADSORCION Y CAPTACION SOLAR”

En el presente trabajo se compila el diseño y construcción de una refrigeradora solar basado en un ciclo de adsorción intermitente, cuyo objetivo es llegar a temperaturas de mantenimiento (0-4 °C). El par adsorbente-adsorbato utilizado es el carbón activado/metanol.

La cobertura del sistema de captación solar consiste en dos vidrios transparentes, con el objetivo de concentrar la mayor cantidad de energía solar. Se utilizaron un adsorbedor, evaporador y condensador multitubulares, para obtener una mayor eficiencia y un menor costo de fabricación.

Para el diseño de la refrigeradora solar se utilizo la base de datos de radiación solar proporcionados por la NASA en su página oficial para la ciudad de Ambato (78°37'O, 1.22° S), que se encuentra a 2549 m.s.n.m y a una presión atmosférica de 742.67mbar.

Los resultados obtenidos demostraron que es posible obtener temperaturas en el adsorbedor de alrededor de 115°C, para días claros sin nubes con un COP de 0.5, y se alcanzaron temperaturas en la cámara fría de alrededor de 0,196°C, manteniéndose en temperatura de mantenimiento por 8 horas continuas.

Los datos, como tablas de radiación y selección de materiales, y los cálculos utilizados para el dimensionamiento de los componentes de la refrigeradora solar se presentan.

INDICE DE CONTENIDO

CAPITULO I: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1.- INTRODUCCIÓN.....	1
1.2.- ANTECEDENTES.....	2
1.3.- JUSTIFICACIÓN.....	3
1.4.- OBJETIVOS.....	5
1.4.1. OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO.....	5
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL PROYECTO.....	6
1.6.- ALCANCE DE TRABAJO.....	7
CAPITULO II: MARCO TEORICO.....	8
2.1.- SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE ENERGIA SOLAR.....	8
2.1.1.- MOVIMIENTOS DE LA TIERRA.....	8
2.1.1.1.- MOVIMIENTO DE TRASLACIÓN.....	9
2.1.1.2.- MOVIMIENTO DE ROTACIÓN.....	10
2.1.2.- RADIACION SOLAR.....	10
2.1.2.1.- CONSTANTE SOLAR.....	12
2.1.2.2.- CONCEPTO DE MASA ATMOSFÉRICA.....	13
2.1.2.3.- ORIENTACION DE LA SUPERFICIE RECEPTORA.....	16
2.1.2.4.- RELACIONES TRIGONOMÉTRICAS.....	18
2.1.3.- RADIACIÓN SOLAR SOBRE SUPERFICIES.....	20
2.1.3.1.- COMPONENTE DIRECTA.....	22
2.1.3.2.- COMPONENTE DIFUSA.....	23
2.1.3.3.- ALBEDO.....	26
2.1.3.4.- RADIACIÓN TOTAL SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA.....	28
2.1.3.5.- RADIACION SOLAR EN CIELO CON NUBOSIDAD.....	29
2.1.3.6.- ENERGÍA TOTAL EN DIAS DE CIELO CLARO.....	29
2.2.- PROPIEDADES OPTICAS DE LOS MATERIALES.....	30
2.2.1.- CONCEPTOS BASICOS.....	30
2.2.2.- TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE MEDIOS TRANSPARENTES... ..	31
2.2.3.- PRODUCTO TRANSMITANCIA-ABSORTANCIA.....	31
2.3.- CONCENTRADORES Y COLECTORES SOLARES.....	33
2.3.1.- COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA.....	33

2.3.2.- DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA	34
2.3.3.- BALANCE DE ENERGÍA EN UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA	36
2.3.4.- PÉRDIDAS DE CALOR HACIA LOS ALREDEDORES Q_L	37
2.3.5.- COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS DE CALOR U_L	37
2.3.6.- COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE CALOR PARA LA PARTE SUPERIOR (U_T).....	41
2.3.6.1.- METODO DE LEIN	41
2.3.6.2.- MÉTODO ITERATIVO	45
2.3.5.- CALOR UTIL Q_U	52
2.3.6.- RENDIMIENTO TERMICO	54
2.3.7.- CONCENTRADORES SOLARES	55
2.3.7.1.- CLASIFICACIÓN	56
2.3.8.- CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS DE CONCENTRADOR CILÍNDRICO	60
2.3.8.1.- PLANO DE CURVATURA	60
2.3.8.2.- DIAGRAMAS DE RASTRO DE RAYO	61
2.3.8.3.-ANGULO DE BORDE (ψ_{BORDE}).....	62
2.3.9.- MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DE REFLECTORES	65
2.4.- REFRIGERACION POR ADSORCION	66
2.4.1.- INTRODUCCIÓN.....	66
2.4.2.- FUNDAMENTOS DE LA REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN.....	68
2.4.2.1.- ADSORCION	68
2.4.2.2.- ISOSTERA Y CICLO DE ADSORCIÓN.....	68
2.4.2.3.- ESQUEMA DE LA REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN.	76
2.4.3.- PARES ADSORTIVOS	77
2.4.3.1.- CLASIFICACIÓN	77
2.4.4.- PAR ADSORBENTE CARBÓN ACTIVADO-METANOL.....	79
2.4.4.1.- CARACTERÍSTICAS DEL CARBÓN ACTIVADO.....	79
2.4.4.2.- CARACTERÍSTICAS DEL METANOL.....	80
2.4.4.3.- VENTAJAS Y DESVENTAJAS.	81

2.4.5.- COEFICIENTE DE RENDIMIENTO COP (EFICIENCIA TERMICA)	81
2.4.5.1.- CALENTAMIENTO SENSIBLE 1-2.....	82
2.4.5.2.- CALENTAMIENTO SENSIBLE 2-3.....	83
2.4.5.3.- ENFRIAMIENTO PRODUCIDO	84
2.4.6.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	84
2.4.6.1.- ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR	85
2.4.6.2.- CONDENSADOR	87
2.4.6.3.- EVAPORADOR	90
2.4.6.3.1.- DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA HASTA 0°C (Q_{EV1})	90
2.4.6.3.2.- SOLIDIFICACIÓN. (Q_{EV2}).	92
2.4.7.- CAMARA FRIA Y AISLAMIENTOS	94
2.4.7.1.- CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	94
2.4.7.2.- CARGA POR INFILTRACIÓN DE AIRE	96
2.4.7.3.- CARGA DEBIDA AL PRODUCTO	96
CAPITULO III: DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	99
3.1.- DISEÑO DEL SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR.....	99
3.1.1.- CALCULO DE LA CANTIDAD DE ENERGIA SOLAR	99
3.1.2.- DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PLANO	106
3.1.3.- EFICIENCIA TERMICA DEL SISTEMA DE CAPTACION Y CONVERSION DE ENERGIA SOLAR.....	110
3.1.4.- TABLAS DE RESULTADOS.....	111
3.2.- DISEÑO DEL CICLO DE ADSORCION	112
3.2.1.- CALCULO DEL COP (EFICIENCIA TERMICA).....	113
3.3.- DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DE LA REFRIGERADORA SOLAR.....	116
3.3.1.- ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR	116
3.3.2.- CONDENSADOR	118
3.3.3.- EVAPORADOR	120
3.4.- DISEÑO DE LA CAMARA FRIA Y AISLAMIENTOS.....	124

3.4.1.- CALCULO DE LA CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	125
3.4.2.- CALCULO DE LA CARGA POR INFILTRACION DE AIRE	127
3.4.3.- CALCULO DE LA CARGA POR EL PRODUCTO	128
3.4.4.- CALCULO DE LA CARGA TOTAL Q_{TOTAL}	129
3.5.- DISEÑO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y MONITOREO DE DATOS DE TEMPERATURA	130
3.5.1.- CIRCUITO DE ADQUISICIÓN DE DATOS	131
3.5.2.- SENSOR DE TEMPERATURA LM35A	132
3.5.3.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS PARA EL ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR	133
3.5.4.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS DEL EVAPORADOR	136
3.5.5.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS DEL CONDENSADOR Y TEMPERATURA AMBIENTE	139
3.5.6.- CIRCUITO TRANSMISOR DE DATOS INALAMBRICO.....	141
3.5.7.- CIRCUITO RECEPTOR DE DATOS INALAMBRICO.....	143
3.5.8.- PROGRAMA DE APLICACIÓN EN PC	144
3.5.8.1.- PANEL FRONTAL	145
3.5.8.2.- SUBVI CONFIGURACIÓN DE PUERTO.....	146
3.5.8.3.- SUBVI LECTURA DE PUERTO	146
3.5.8.4.- SUBVI ESCRITURA DE PUERTO	147
3.5.8.5.- SUBVI CERRAR PUERTO	147
CAPITULO IV: CONSTRUCCION.....	148
4.1.- INTRODUCCIÓN.....	148
4.2.- SELECCIÓN DE MATERIALES.....	149
4.3.- ADSORBEDOR/ COLECTOR SOLAR.....	149
4.4.- CONDENSADOR.....	152
4.5.- EVAPORADOR.....	153
4.6.- PROCESO DE SOLDADURA.....	154
4.7.- ARMAZON PRINCIPAL	154
4.8.- ELEVADOR DE TORNILLO MECANICO	157
4.9.- CAMARA FRIA.....	158

4.10.- COLECTOR, COBERTURAS Y REFLECTORES SOLARES. ...	159
4.12.- MUDULOS DE ADQUISICION DE DATOS DE TEMPERATURA.....	164
4.12.1.- MÓDULO DE TRANSMISIÓN.	164
4.12.2.-MÓDULO DE RECEPCIÓN.....	165
4.13.- MANUAL DE USO Y MANTENIMIENTO.....	166
4.13.1.- PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN.	166
4.13.2.- MANTENIMIENTO DEL EQUIPO.....	168
CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	171
5.1.- GENERALIDADES	171
5.2.- CICLO EXPERIMENTAL 1: CIELO DESPEJADO.....	172
5.3.- CICLO EXPERIMENTAL 2 : CIELO PARCIALMENTE NUBLADO	181
5.4.- CICLO EXPERIMENTAL 3: CIELO TOTALMENTE NUBLADO. ..	189
5.5.- ANALISIS DE RESULTADOS.	197
5.6.- CONCLUSIONES.	209
5.6.- RECOMENDACIONES	212

INDICE DE TABLAS

TABLA	Pag.
2.1: Principales características del Sol	11
2.2: Distribución de la energía solar.....	12
2.3: Masa atmosférica en función de la altura aparente del sol φ	15
2.4: Valores típicos de albedo.	27
2.5: Características de la isóstera.....	75
3.1: Ubicación Geográfica	99
3.2: Datos de radiación solar para el 1 de octubre	100
3.3: Datos de radiación y energía recibida para el 1ero de octubre.....	105
3.4: Promedios mensuales de temperatura ambiente y velocidad del viento para el mes de octubre (periodo de 10 años).....	106
3.5: Datos del colector de placa plana.....	107
3.6: Datos de la isóstera (ciclo ideal)	112
3.7: Datos para el calentamiento sensible 1-2.....	113
3.8: Datos del proceso de desorción 2-3	114
3.9: Datos necesarios para determinar el enfriamiento producido	115
3.10: Características del adsorbedor/colector solar	116
3.11: Características del condensador.....	118
3.12: Características del evaporador	121
3.13: Características de la cámara fría	124
3.14: Ganancias y algoritmos para los componentes del sistema	142
5.1: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 1.	173
5.2: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 1. .	174
5.3: Datos de la isóstera ciclo experimental 1.....	177
5.4: Calculo del COP ciclo experimental 1	178
5.5: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 2	182
5.6: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 2 ..	182
5.7: Datos de la isóstera ciclo experimental 2.....	185
5.8: Calculo del COP ciclo experimental 2.....	186

5.9: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 3	190
5.10: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 3	190
5.11: Datos de la isótera ciclo experimental 3.....	193
5.12: Calculo del COP ciclo experimental 3.....	194
5.13: Datos comparativos	197
5.14: Duración del proceso de adsorción / desorción	197
5.15: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 1	199
5.16: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 2	202
5.15: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 3	205

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	Pag.
1.1: Esquema básico de la refrigeradora solar	5
2.1: Posición de la Tierra sobre su órbita.....	9
2.2: Posiciones del Sol a lo largo del año	10
2.3: Balance de Radiación solar	13
2.4: Masa de aire atmosférico.	14
2.5a, b: Situación espacial de diversos ángulos	16
2.6a, b.- Ángulos formados por la posición de un plano	19
2.7: Componentes de la radiación global incidente sobre una superficie	21
2.8.- (a) Radiación directa sobre superficies horizontales (b) sobre superficies inclinadas	23
2.9: Color del cielo al anochecer.....	24
2.10: Rayos crepusculares.	24
2.13: Absorción de la radiación por la placa	32
2.14.- Estructura de un colector solar de placa plana	35
2.15: Colector de placa plana con dos cubiertas	38
2.16: Circuito térmico del colector de placa plana con dos cubiertas....	39
2.17: Receptor plano concentrador plano	57
2.18a,b,c: Receptor cilíndrico concentrador troncocónico, concentrador paraboloide de revolución, concentrador esférico fijo y receptor móvil..	58
2.19a,b: Concentrador c.p. general, Con reflector secundario.....	58
2.20: Colector con concentrador-reflecto r cilindrico.....	59
2.21a,b: Reflector Fresnel , Refractor Fresnel.	59
2.22: Plano de curvatura de un concentrador cilíndrico.	60
2.23 a,b,c: Diagramas de rastro de rayo.....	61
2.24: Definición de ángulo de borde.	62
2.25: Definición de foco paraxial.	63
2.26: Efecto de diferentes ángulos de borde	63
(a) 20° (b) 30°(c) 40°.	63
2.27: Plano focal.	64
2.28: Concentrador cilíndrico con colector solar de placa plana.....	65

2.28: Esquema del refrigerador solar con adsorción intermitente: (a) fase de adsorción (refrigeración); (b) fase de desorción.	69
2.29: Ciclo de adsorción / desorción.....	70
2.30: Calentamiento isostérico A-B (8h-10h)	71
2.31: Desorción B-C (10h-16h)	71
2.32: Enfriamiento isostérico C-D (16h-19h).....	72
2.33: Adsorción y producción de frío D-A (19h-8h).....	73
2.34: Calor cedido o ganado en el adsorbedor/ colector solar.....	73
2.35: Isótera del par carbón activado - metanol.	74
2.36: Esquema de una máquina de cuatro-temperaturas ideal.	76
2.37: Carbón activado AC35.	80
2.34: Esquema de un refrigerador solar intermitente por adsorción.	85
2.35: Esquema del conjunto adsorbedor/colector solar.	86
2.36: Esquema del adsorbedor multitubular.	86
2.37: Colector solar de placa plana bi-facialmente irradiado.	87
2.38. Esquema del condensador.	90
3.1: Diagrama de bloques de sistema de adquisición de datos.	132
3.2: Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor.	132
3.3: Relación entre la temperatura y la tensión de salida del sensor LM35.	133
3.4: Circuito del LM35 para el colector/adsorbedor solar.....	134
3.5: Circuito sensor LM35 con circuito acondicionador de señal para el adsorbedor/colector solar.	135
3.6: Algoritmo del circuito acondicionador del adsorbedor/colector solar.	136
3.7: Circuito del LM35 para el evaporador.....	137
3.8: Circuito sensor LM35 con circuito acondicionador de señal para el evaporador.	138
3.9: Algoritmo del circuito acondicionador del evaporador.....	139
3.10: Circuito sensor LM35 con circuito acondicionador de señal para el condensador y temperatura ambiente.	140
3.11: Algoritmo del circuito acondicionador del condensador y temperatura ambiente.	141
3.12: Diagrama de bloques del circuito transmisor.	143

3.13: Diagrama de bloques del circuito receptor.....	144
3.14: SubVi para el manejo del puerto serie.	144
3.15: Panel frontal de la aplicación para descargar datos en el PC....	145
3.16: SubVi configuración de puerto.	146
3.17: SubVi lectura de puerto	146
3.18: SubVi escritura de puerto	147
3.19. SubVi cerrar puerto	147
4.1: Esquema de válvulas de la refrigeradora solar.....	167
5.1: Variación de temperaturas ciclo experimental 1.	175
5.2: Isóstera ciclo experimental 1.	179
5.3: Variación de temperatura en la cámara fría ciclo experimental 1.	180
5.4: Variación de temperaturas ciclo experimental 2	183
5.5: Isóstera ciclo experimental 2.	187
5.6: Variación de temperatura en el interior de la cámara fría ciclo experimental 2.	188
5.7: Variación de temperaturas ciclo experimental 3.	191
5.8: Isóstera ciclo experimental 3.	195
5.9: Variación de temperatura en el interior de la cámara fría ciclo experimental 3.	196
5.10: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 1.	200
5.11: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 2.	203
5.12: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 3.	206
5.13: Variacion de la temperatura en la camara fria ciclo con carga vs ciclo sin carga.....	209

INDICE DE ECUACIONES

ECUACION	Pag.
(2.1) La distancia media de la Tierra al Sol.....	8
(2.2) Distancia Tierra-Sol un día cualquiera del año.....	8
(2.3) Masa atmosferica en cualquier lugar	14
(2.4) Dirección recorrida por la radiacion solar	14
(2.5) Posición de un plano con relacion a la componente directa.....	18
(2.6) Angulo cenital de la radiación solar directa	18
(2.7) Angulo acimutal solar	19
(2.8) Angulo horario de salida o puesta del Sol	20
(2.9) Declinación	20
(2.10) Radiación directa sobre la superficie horizontal	22
(2.11) Radiación directa sobre la superficie inclinada	22
(2.12) Coeficiente de radiación	22
(2.13) Radiación difusa sobre una superficie inclinada.....	25
(2.14) Factor de dispersión	25
(2.15) Radiación producida por el albedo sobre una superficie inclinada..	26
(2.16) Albedo del suelo	26
(2.17) Radiacion difusa total	28
(2.18) Radiación total sobre una superficie inclinada.....	28
(2.19) Factor eficaz de energía solar en la superficie inclinada	28
(2.20) Duración del día	30
(2.21) Energía recibida sobre una superficie a lo largo del día.....	30
(2.22) Radiacion solar en cielo con nubosidad	29
(2.23) Transmisión a través de medios opacos	31
(2.24) Transmisión a través de medios transparentes	31
(2.25) Producto transmitancia-absortancia	32
(2.26) Calor total incidente absorbido en el colector	36
(2.27) Pérdidas de calor hacia los alrededores.....	37
(2.28) Coeficiente total de perdidas del colector	40
(2.31) Coeficientes de pérdida de calor por el fondo del colector	40
(2.32) Coeficientes de pérdida de calor por los lados del colector.....	40

(2.33) Coeficiente de perdidas para la parte superior (metodo de Lein)	41
(2.34) Coeficiente de pérdida de calor debido a las coberturas	42
(2.35) Coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento	42
(2.36) Coeficiente de pérdidas por la parte superior de dos placas paralelas	42
(2.45) Temperatura equivalente del firmamento	48
(2.46) Coeficiente de perdidas por la parte superior (metodo iterativo)	49
(2.47) Temperatura de la primera cubierta	49
(2.48) Calor total incidente absorbido en el colector	53
(2.49) Energía absorbida por el colector por unidad de área	53
(2.50) Calor util	53
(2.51) Eficiencia de colección	54
(2.52) Cantidad de metanol desorbido	75
(2.53) Cantidad de metanol total	75
(2.54) Coeficiente de rendimiento COP	82
(2.55) Calentamiento sensible 1-2 de la isostera	82
(2.56) Calentamiento sensible 2-3 de la isostera	83
(2.57) Valor medio del calor de adsorción/desorción	84
(2.58) Enfriamiento producido	84
(2.59) Potencia térmica del condensador	88
(2.60) Area de transferencia del condensador	88
(2.61) Número total de tubos del condensador	89
(2.62) Cantidad de agua del condensador	89
(2.63) Cantidad de calor para bajar la temperatura del agua a 0°C	90
(2.64) Potencia termica para bajar la temperatura del agua a 0°C	91
(2.65) Cantidad de metanol para bajar la temperatura del agua a 0°C	91
(2.66) Área del evaporador para bajar la temperatura del agua a 0°C	91
(2.67) Calor removido para la solidificación	92
(2.68) Potencia térmica necesaria para la solidificación	92
(2.69) Área del evaporador para la solidificación	93
(2.70) Número de tubos necesarios para el evaporador	93
(2.71) Metanol necesaria para el proceso de congelación	94

(2.72) Metanol total para los procesos de enfiamiento y congelación....	94
(2.73) Carga por transmision de calor.....	95
(2.75) Coeficiente de transmisión de calor.....	95
(2.77) Carga por infiltración de aire.....	96
(2.78) Carga debida al producto (enfriamiento)	97
(2.79) Calor removido para congelamiento	97
(2.80) Calor removido al bajar la temperatura hasta la del evaporador .	98
(2.81) Calor total removido por el producto.....	98
(3.1) Voltaje de salida para del LM35 en conexión directa	133
(3.2) Multiplicador de ganancia constante	134
(3.3) Voltaje de salida para del LM35 del evaporador	137

INDICE DE FOTOGRAFIAS

FOTOGRAFIA	Pag.
1: Construcción de distribuidores.....	148
2: Tubos del adsorbedor/colector solar con el distribuidor.....	150
3: Tapones posteriores del adsorbedor solar.	150
4: Distribuidor del adsorbedor/colector solar	151
5: Adsorbedor/colector solar armado.....	152
6: Condensador multitubular	152
7: Evaporador multitubular	154
8: Armazón principal	155
9: Ruedas de apoyo	156
10: Bases de apoyo del soporte superior	157
11: Elevador mecanico	158
12: Cámara interna	159
13: Cámara fría con aislamiento térmico	159
14: Guías delantera y posterior	160
15 : Seguros de sujeción, visagras y empaques para coberturas	160
16: Soportes de reflectores.	161
17: Soportes superior armado	162
18: Soportes base del acumulador de liquido	163
19 : Acumulador de liquido armado	163
20: Visor acoplado al acumulador de liquido	164
21: Módulo de transmision de datos	165
22: Módulo de recepcion de datos.....	166

LISTADO DE ANEXOS

PLANOS MECÁNICOS Y ELECTRÓNICOS

Plano 1: Adsorbedor solar

Plano 2: Distribuidor

Plano 3: Condensador

Plano 4: Evaporador

Plano 5: Soporte Inferior

Plano 6: Soporte Condensador

Plano 7: Soporte superior

Plano 8: Soportes verticales

Plano 9: Cámara fría.

Plano 10: Acumulador de liquido

Plano 11: Guías tubos adsorbedores.

Plano 12: Coberturas superior e inferiores

Plano 13: Recipiente condensador

Plano 14: Colector solar plano

Plano 15: Circuito transmisor de datos

Plano 16: Circuito de acondicionamiento de señal

Plano 17: Pulsadores del circuito de transmisión de datos

Plano 18: Circuito receptor de datos

Plano 19: Pulsadores del circuito receptor de datos

Plano 20: Panel de conexiones del programa de adquisición de datos

Plano 21: Circuito de refrigeración

ANEXOS

ANEXO A: Tablas de meteorología y radiación solar

ANEXO B: Características térmicas de materiales

ANEXO C: Características físicas de materiales

ANEXO D: Características ópticas de materiales transparentes

ANEXO E: Características ópticas de materiales absorbentes

ANEXO F: Características del metanol

ANEXO G: Características del carbono activado AC-35

ANEXO H: Características del PIC 16F877A

ANEXO I: Características del sensor de temperatura LM35

ANEXO J: Características del transmisor y receptor inalámbricos

ANEXO K: Módulo de rx inalámbrica

ANEXO I: Características de los aceros inoxidables

NOMENCLATURA UTILIZADA

UA	Unidad astronómica
r	Distancia Tierra-Sol
r_o	Distancia media Tierra-Sol
E₀	Distancia Tierra-Sol un día cualquiera del año
n	Día del año contado a partir de 1 de enero
m	Masa atmosférica
p	Presión atmosférica
φ	Ángulo de la radiación solar con la horizontal del lugar
θ_s	Ángulo cenita solar
ψ	Ángulo cenital de la superficie
β_s	Ángulo acimutal del Sol
Φ	Ángulo horario
N_{diario}	Duración del día
δ	Declinación
λ	Latitud
L	Longitud
I_{0(h)}	Radiación directa sobre una superficie horizontal
I_n	Proyección de la radiación sobre la normal de la superficie
I_{dif(h)}	Radiación difusa sobre una superficie horizontal
I_{albedo}	Radiación difusa por albedo
I_T	Radiación total sobre una superficie
H_{día}	Energía total en días de cielo claro
η_D	Coefficiente de radiación
η_c	Rendimiento térmico
ρ	Coefficiente de albedo
ξ	Coefficiente de turbidez atmosférica o nubosidad
η_{eficaz}	Factor eficaz de energía solar en la superficie inclinada
α	<i>Absortancia</i> de la placa de absorción

ε	Emitancia
γ	Reflectancia
τ	Transmitancia del vidrio en el espectro solar
γ_d	Reflectancia difusa
$\tau\alpha$	Producto transmitancia-absortancia
ε_p	Emitancia infrarroja de la placa,
ε_c	Emitancia infrarroja de la cubierta interior
σ	Constante de radiación de Stefan-Boltzmann
Q_{abs}	Calor total incidente absorbido en el colector
Q_u	Calor útil
Q_L	Pérdidas de calor hacia los alrededores por radiación, convección y conducción
du/dt	Rapidez del cambio de energía interna almacenada en el colector
U_L	Coefficiente global de pérdidas de calor por radiación, convección y conducción
U_b	Coefficiente de pérdida de calor por conducción por el fondo
U_e	Coefficiente de pérdida de calor por conducción por los lados
U_t	Coefficiente de pérdidas de calor por la parte superior del colector
h_w	Coefficiente de transferencia de calor por convección por el viento
T_p	Temperatura de la placa de absorción
T_a	Temperatura del ambiente
T_s	Temperatura equivalente del firmamento
T_{ev}	Temperatura del evaporador
T_{ads}	Temperatura del adsorbedor
T_{con}	Temperatura del condensador
T_{reg}	Temperatura de desorción
T_{CA}	Temperatura del adsorbato
t_o	Temperatura interior de la cámara interna
S	Energía absorbida en el colector
H_T	Energía solar incidente
A_c	Área efectiva del colector
P	Perímetro del colector
h	Altura del colector

k_a	Conductividad térmica del aislante
l	Espesor del aislante por el fondo
l'	Espesor del aislante por los lados
N	Número de cubiertas de vidrio,
$m_{\text{met des}}$	Masa de metanol desorbido
X_{max}	Concentración máxima
X_{min}	Concentración mínima
m_{met}	Cantidad de metanol total
m_{CA}	Masa del carbón activado total
COP	Coeficiente de rendimiento
Q_f	Enfriamiento producido
Q_{1-2}	Calentamiento sensible proceso de adsorción
Q_{2-3}	Calentamiento sensible proceso de desorción
Q_{reg}	Energía usada para la desorción del adsorbente
Cp_{CA}	Calor específico del adsorbente (carbón activado)
Cp_{met}	Calor específico del adsorbato (metanol)
H_{des}	Valor medio del calor de adsorción/desorción
R	Constante universal de los gases
M	Peso molecular del adsorbato
ΔH_{con}	Calor latente de condensación
Q_{con}	Potencia térmica del condensador
U_{cond}	Coeficiente de transferencia global para el condensador
ϕ	Diámetro de la tubería
L	Longitud de la tubería
Cp	Calor específico
C_L	Calor latente de evaporación
Δt_{agua}	Variación de temperatura en el agua
Δt_{ev1}	Diferencia de temperatura en la etapa de enfriamiento a 0°C
Δt	Diferencia de temperatura de la cámara internas y el medio ambiente
Δt_{ev2}	Diferencia de temperatura en la etapa de congelación
Q_{ev1}	Calor necesario para bajar a 0°C
Q_{ev2}	calor removido para la solidificación

Q_{ev1}^*	Potencia térmica.
Q_{ev2}^*	Potencia térmica necesaria para la solidificación.
m_{agua}	Masa de agua a enfriar
m_{hielo}	Masa de hielo
t_{ev1}	Tiempo de evaporación (etapa de enfriamiento a 0°C)
t_{ev2}	Tiempo de evaporación (etapa de congelamiento)
t_{con}	Duración del proceso de condensación
L_{ev}	Calor latente de evaporación
A_{ev1}	Área del evaporador
A_{con}	Área del condensador
h_{ev1}	Coeficiente de transferencia de calor (etapa de enfriamiento)
h_{ev2}	Coeficiente de transferencia de calor (etapa de congelación)
CR	Coeficiente de calor removido por infiltración de aire
q_s	Calor de fusión
C_{hielo}	Calor específico del hielo
V_{camara}	Volumen interior de la cámara
A_{ev2}	Área del evaporador
Q	Transferencia de calor
μ	Coeficiente de transferencia de calor
R	Coeficiente que depende del tipo de aislante térmico
Q_{aire}	Calor removido por infiltración de aire
Q_a	Calor removido desde la temperatura ambiente hasta 0°C
Q_b	Calor removido para el congelamiento
Q_c	Calor removido desde 0°C a la temperatura del evaporador

CAPITULO I: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

1.1.- INTRODUCCIÓN.

A lo largo de los últimos dos siglos el desarrollo humano, con sus industrias, comercios y sociedades consumidoras, ha estado basado en la utilización de recursos energéticos no renovables. Sin embargo, con la satisfacción de las necesidades básicas se han creado nuevas inquietudes para el mejoramiento de la calidad de vida de la especie humana, que en la actualidad puede sobrevivir con comodidad incluso en las condiciones más adversas. Este crecimiento de las necesidades por satisfacer ha traído consigo que en los últimos años el dispendio de los recursos energéticos se haya vuelto indiscriminado.

Existen muchas alternativas para la satisfacción de las demandas energéticas actuales. La energía nuclear, la energía geotérmica y la energía gravitacional contenida en las mareas son algunos ejemplos de fuentes no convencionales de producción energética que varían en cuanto a su factibilidad y costo inicial de capital requeridos para su implementación. Otra alternativa es el empleo de la energía solar en todas sus formas.

La energía solar comprende a todos los tipos de manifestaciones derivadas en forma directa o indirecta de la continua acción de transformación materia-energía que se lleva a cabo por medio del proceso de fusión nuclear que ocurre en el sol. Entre éstos se tiene a la energía de los vientos, producida por el calentamiento diferenciado de las diversas capas de aire de la atmósfera; la energía almacenada en los seres vivientes, aprovechable en una forma conocida como biomasa; la energía fotovoltaica, susceptible de ser transformada (mediante el uso del efecto fotoeléctrico) en energía eléctrica; el calor solar, que puede ser aprovechable como una fuente térmica de alta calidad, y otras.

Las aplicaciones de la energía solar en la solución de la problemática energética son variadas. Con ella se pueden solucionar los conflictos de

producción de energía eléctrica (con todas las ventajas que este tipo de producción significa para el transporte, las comunicaciones, etcétera), los problemas asociados con la refrigeración y el acondicionamiento de aire para edificios y otras aplicaciones, que en muchos casos contribuyen a mejorar la calidad de vida de las personas involucradas. Una de las aplicaciones de energía solar térmica más especializadas es la relacionada con el aprovechamiento de las propiedades conductoras de energía térmica de los denominados tubos de calor y su aplicación en sistemas de refrigeración.

1.2.- ANTECEDENTES.

En el Ecuador debido a la escasez de lluvias cada año, se siente y es evidente el estiaje en nuestro territorio y debido a estos trastornos climatológicos, en años anteriores se produjo los famosos cortes o racionamientos de energía con esta problemática, y debido a los posibles cortes en años futuros nos vemos obligados a replantearnos nuevas y mejores formas de aprovechamiento de energía.

Para el presente estudio, se ha realizado la investigación de formas alternativas de refrigeración y una de ellas es el aprovechamiento de la energía solar y pares de adsorción para la preservación de alimentos son tecnologías que han contribuido al desarrollo social y económico de muchos países, ampliando sus mercados externos a través del enfriamiento y la conservación de productos perecederos, beneficiando sus mercados nacionales al ofrecer productos de alta calidad con períodos de conservación a más largo término y permitiendo optimizar el desarrollo de las actividades humanas al proporcionar bienestar a través del acondicionamiento del aire.

La tecnología frigorífica es altamente intensiva en su consumo energético, sobre todo en los requerimientos de energía eléctrica, siendo nuestra

responsabilidad establecer principios y estrategias, que conlleven al ahorro de energía y al uso racional de la energía.

Considerando, que ciertos refrigerantes, como los clorofluorocarbonados (freones), producen un impacto ambiental al liberarse al ambiente, afectando a la capa estratosférica de ozono y contribuyendo al efecto invernadero.

La tecnología de la refrigeración cubre un gran dominio de aplicaciones particularmente en la alimentación, la salud y en la generación de espacios confortables. Actualmente la refrigeración juega un papel esencial en el desarrollo sostenible. Sin embargo existe una grande brecha entre países industrializados y los países en desarrollo, en términos de disponibilidad de equipo de refrigeración, en el conocimiento y en la capacitación.

1.3.- JUSTIFICACIÓN.

Las aplicaciones de la energía solar en la solución de la problemática energética son variadas.

Con ella se pueden solucionar los conflictos de producción de energía eléctrica (con todas las ventajas que este tipo de producción significa), los problemas asociados con la refrigeración y el acondicionamiento de aire y otras aplicaciones, que en muchos casos contribuyen a mejorar la calidad de vida de las personas.

Una de las aplicaciones de energía solar térmica más importantes es la relacionada con el aprovechamiento de las propiedades conductoras de energía térmica, y su aplicación en sistemas de refrigeración.

Mediante la refrigeración por adsorción, la cual se basa en la afinidad de una sustancia para ser adsorbida por otra, es decir los sólidos microporosos adsorben reversiblemente gases, esta propiedad permite el establecimiento de ciclos alternativos de adsorción desorción, con lo cual

elimina la necesidad de un compresor mecánico, el mismo que es reemplazado por una entrada de energía térmica, generando ahorro en el mantenimiento de los sistemas mecánicos pues casi no cuenta con piezas móviles por lo cual nos vemos en la necesidad de diseñar los componentes de esta refrigeradora es decir la cámara de refrigeración, condensador, evaporador, tuberías y demás accesorios que se adapten para esta tecnología.

Nuestro proyecto se enfoca a la construcción de una refrigeradora solar totalmente independiente de energía eléctrica, que puede ser usada en zonas que no cuenten con este servicio, con un área de captación solar $1,5\text{m}^2$ utilizando concentradores cilíndrico parabólicos y una cámara frigorífica de 7 litros de capacidad.

Además se diseñará colectores y concentradores solares capaces de llegar a altas temperaturas de trabajo del orden de 70°C o mayor, el refrigerador se diseña con una capacidad de preservar comestibles en un rango de 1° a 4° grados centígrados por cada ciclo, el proyecto se divide con el fin de analizar y diseñar separadamente el funcionamiento del refrigerador y del colector solar, para luego ser probado juntos, lo que permite examinar el trabajo de cada dispositivo y los inconvenientes y ventajas presentadas en cada uno de los procesos una de estos inconvenientes es la optimización de la incidencia solar en los concentradores solares por lo cual es necesario diseñar de forma geométrica el seguidor solar ya que el sol cambia de posición durante el día y el año.

Con el fin de analizar la eficiencia de la refrigeradora solar debemos comparar los datos experimentales con los ideales y esto se realizará mediante la adquisición de datos mediante el uso de un programa idóneo para la aplicación (LabView, Visual Basic, etc.).

Siendo un factor de gran importancia las condiciones de incidencia solar y potencia solar, no siendo las mismas en el Ecuador por sus diferentes regiones se implementará una mejora al programa de Monitoreo, el cual será capaz de dimensionar los diferentes componentes de la refrigeradora,

como área de colección, volúmen de refrigeración y cantidad de par adsortivo, ingresando datos específicos y requerimientos de la zona de aplicación.

Para una mejor comprensión del prototipo adjuntamos un esquema básico del equipo a diseñar.

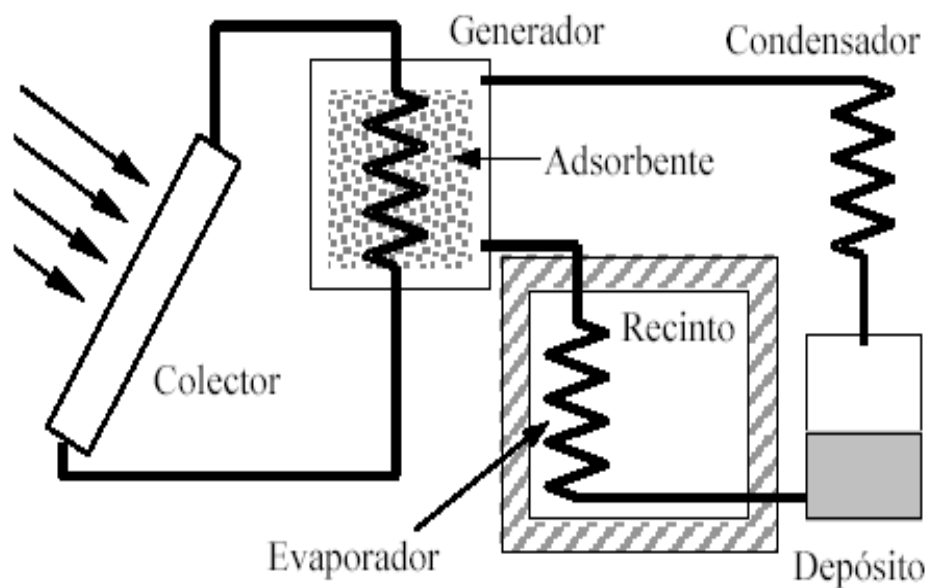


Figura 1.1: Esquema básico de la refrigeradora solar

1.4.- OBJETIVOS.

1.4.1. OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO.

Diseñar y construir una refrigeradora solar usando pares de adsorción, optimizando procesos de captación solar y análisis de rendimiento con monitoreo a PC.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL PROYECTO.

- Diseñar y determinar los principales componentes del sistema.
 - Absorbedor
 - Colector y Concentrador solar
 - Tipos de coberturas y reflectores.
 - Condensador
 - Evaporador
 - Cámara frigorífica
- Calcular las variaciones de temperatura en los componentes.
- Analizar los ciclos termodinámicos obtenidos experimentalmente.
- Calcular la eficiencia térmica del sistema de captación y conversión de energía Solar.
- Comprobar los resultados ideales con los conseguidos en el equipo.
- Demostrar la eficiencia térmica del sistema de captación y conversión de energía solar.
- Preservar Alimentos
- Diseñar un programa para determinar el calor adsorbido por la refrigeradora solar en los diferentes tipos de clima y dimensionamiento de componentes.

1.5.- METAS

- Implantar tecnologías de bajo consumo energético.
- Que el equipo sea totalmente independiente del uso de energía eléctrica.
- Reducción de las emisiones de refrigerantes contaminantes.
- Investigar y desarrollar nuevas tecnologías de refrigeración.
- Conseguir conservar alimentos de una manera eficiente.
- Diseñar un sistema que no utilice energía eléctrica.
- Lograr descenso de temperatura hasta 1° grado centígrado.
- Comprobar el rendimiento de la refrigeradora solar mediante un programa computacional.

1.6.- ALCANCE DE TRABAJO.

Se construirá una maquina libre de elementos mecánicos móviles, permitiéndole una autonomía del servicio de energía eléctrica, de acuerdo a la vida útil de los materiales utilizados, la refrigeradora solar se basa únicamente en procesos térmicos de adsorción/desorción de un elemento refrigerante a un medio poroso con una temperatura de operación de alrededor de 70 a 100 °C, produciéndose ciclos de trabajo de 12 horas.

La maquinaria será capaz de funcionar con un mínimo de mantenimiento y teniendo como fuente principal para su funcionamiento la energía solar.

Teniendo como fin lograr llegar a temperaturas de mantenimiento para preservar diferentes tipos de elementos como alimentos, medicamentos, etc., acorde a la aplicación del proyecto.

CAPITULO II: MARCO TEORICO

2.1.- SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE ENERGIA SOLAR

2.1.1.- MOVIMIENTOS DE LA TIERRA

La Tierra gira en torno al Sol describiendo una órbita elíptica con este situado en uno de sus focos. El eje mayor de esta elipse se denomina línea de los ápsides, siendo sus extremos el perihelio, punto de la órbita terrestre más próximo al Sol, y el afelio, punto más alejado.

El plano que contiene la órbita de la Tierra se denomina plano de la eclíptica. La distancia media de la Tierra al Sol, r_0 , define una unidad de longitud denominada unidad astronómica, UA, cuyo valor es:

$$r_0 = 1.495979 * 10^8 \text{ Km} = 1UA \quad (2.1)$$

La excentricidad de la elipse, es aproximadamente 0.017 pudiendo asimilarse la órbita terrestre a una circunferencia de radio r_0 . No obstante, a lo largo del año, la distancia Tierra-Sol, r , es:

- 0.983 UA como mínimo (perihelio aproximadamente el día 3 de enero),
- 1.017 UA como máximo (afelio aproximadamente el 4 de julio).

Originado una oscilación anual del $\pm 3 \%$ en la cantidad de radiación solar recibida por la Tierra.

La distancia Tierra-Sol un día cualquiera del año se puede determinar con la expresión siguiente:

$$E_0 = 1 + 0,033 \cos\left(\frac{2n\pi}{365}\right) \quad (2.2)$$

Donde:

E_0 : Distancia Tierra-Sol un día cualquiera del año

n : Numero del día del año a partir del 1 de Enero.

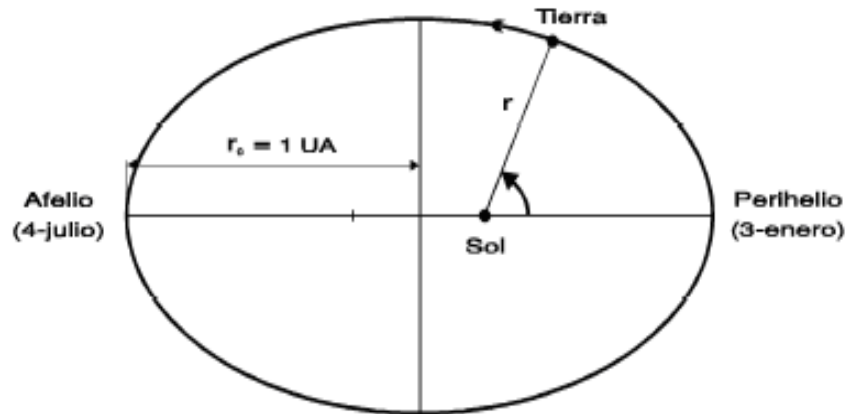


Figura 2.1: Posición de la Tierra sobre su órbita

2.1.1.1.- MOVIMIENTO DE TRASLACIÓN

Es el que realiza la Tierra alrededor del Sol describiendo una órbita elíptica de muy poca excentricidad llamada Eclíptica, la duración de este movimiento es de 365 días, 5 horas y 48 minutos con una velocidad lineal media de 29,8 Km./s aproximadamente, máxima en el perihelio y mínima en el afelio. Además esta órbita se encuentra inclinada con respecto al plano del Ecuador un ángulo de $23^{\circ}45'$, produciendo que sobre un punto determinado de la Tierra los rayos del Sol caigan unas veces más perpendicularmente que en otros, siendo la radiación incidente I_0 , diferente en todos los puntos de la superficie.

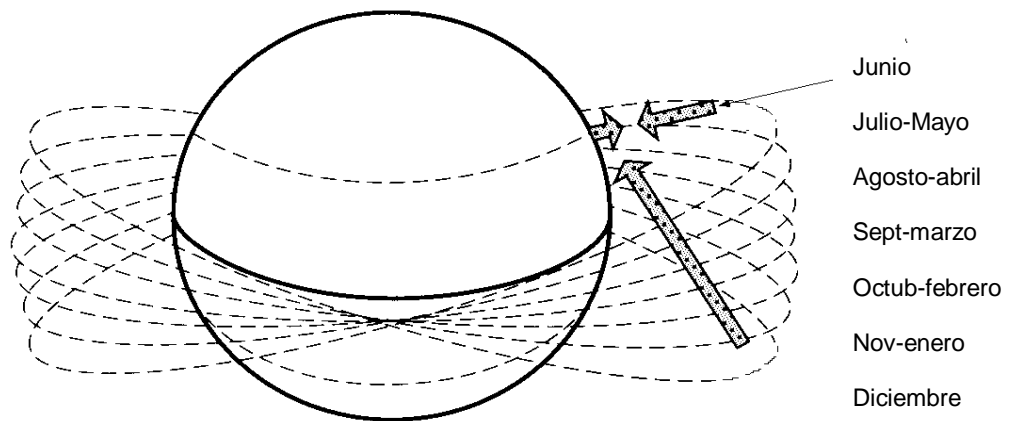


Figura 2.2: Posiciones del Sol a lo largo del año

2.1.1.2.- MOVIMIENTO DE ROTACIÓN

El movimiento de rotación es el que realiza la Tierra alrededor de su propio eje, siendo período de rotación ligeramente inferior a un día, exactamente 23 h 56 min. 4,099 s.

El plano normal al eje de rotación que pasaría por el centro de gravedad de la Tierra se denomina plano ecuatorial o plano del ecuador. El eje de rotación de la Tierra no es perpendicular al plano de la eclíptica. Esto da origen a las estaciones del año y a la desigual duración de los días y de las noches lo que varían según la latitud λ del lugar. Es decir en el ecuador el día y la noche son iguales, pero esto varía progresivamente cuando se pasa del Ecuador hacia los Polos en donde el día y la noche duran medio año cada una.

El eje de rotación de la Tierra forma un ángulo con la normal al plano de la eclíptica. Este ángulo se denomina declinación y su valor es de $23^\circ 45'$.

2.1.2.- RADIACION SOLAR

El Sol se puede considerar como un gigantesco reactor de fusión nuclear, constituido por diferentes gases que se encuentran retenidos en el mismo por fuerzas gravitatorias.

La energía en forma de radiación electromagnética, resultado de las reacciones de fusión que tienen lugar en él, fundamentalmente en el núcleo, debe ser transferida a la superficie exterior para, desde allí, ser radiada al espacio; en este proceso de transferencia aparecen fenómenos convectivos y radiativos, así como sucesivas capas de gases, dando lugar a un espectro de emisión continuo.

La radiación electromagnética procedente del Sol es la fuente de energía más abundante y limpia de que disponemos los seres vivos que habitamos en el planeta Tierra pero su dispersión y discontinuidad dificultan su aprovechamiento

A pesar de la compleja estructura del Sol, para las aplicaciones en procesos térmicos derivados del mismo, se puede considerar al Sol como un cuerpo negro que radia energía a la temperatura de 5.762°K, y cuyas características principales son las que aparecen en la tabla 2.1.

Masa	$1,99 \times 10^{30} \text{ Kg.}$
Diámetro	$1,392 \times 10^9 \text{ m}$
Superficie	$6,087 \times 10^{18} \text{ m}^2$
Volumen	$1,412 \times 10^{27} \text{ m}^3$
Densidad media	$1,41 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$
Distancia media Tierra-Sol	$1,496 \times 10^{11} \text{ m}$
Temperatura efectiva	5777 °K
Distancia del Sol a la Tierra máxima (solsticio de verano)	$d_{\text{máx}} = 1,017 \text{ d}$
Distancia del Sol a la Tierra mínima (solsticio de invierno)	$d_{\text{mín}} = 0,983 \text{ d}$
Potencia	$3,86 \times 10^{26} \text{ W}$
Irradiancia	$6,35 \times 10^7 \text{ W/m}^2$

Tabla 2.1: Principales características del Sol

2.1.2.1.- CONSTANTE SOLAR

“El sol irradia al espacio, energía en forma de partículas y de radiación electromagnética de lo cual, la tierra recibe en el exterior de su atmósfera un total de $1,73 \cdot 10^{14}$ Kw, o sea $1,353 \text{ Kw/m}^2$ ($1,940 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{min}$ o $4,871 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{h}$), que se conoce como constante solar y cuyo valor fluctúa en un $\pm 3\%$ debido a la variación periódica de la distancia entre la Tierra y el Sol”¹

Esta radiación que llega a la Tierra se distribuye como se indica en la tabla 2.2

Energía solar reflejada por la atmósfera hacia el espacio exterior	30%, $0,52 \cdot 10^{14}$ KW
Energía solar que se utiliza en la evaporación de los océanos	23% , $0,40 \cdot 10^{14}$ KW
Energía solar que llega a la superficie de la tierra.	47%, $0,80 \cdot 10^{14}$ KW
Energía solar para perturbaciones atmosféricas (viento energía mecánica)	$0,0037 \cdot 10^{14}$ kW
Energía solar utilizada en la fotosíntesis,	$0,0004 \cdot 10^{14}$ KW

Tabla 2.2: Distribución de la energía solar

Del 47% de la energía solar incidente que alcanza la superficie terrestre, el 31% lo hace directamente y el 16% luego de ser difundida por el polvo, vapor de agua y moléculas de aire.

Del 53% de la energía que no alcanza la superficie de la Tierra, un 2% es absorbida por la estratosfera, principalmente por el ozono, el 15% por la troposfera, (agua, ozono y nubes), 23% es reflejada por las nubes, 7% es reflejada por el suelo y el 6% restante es la energía difundida por la atmósfera que se dirige hacia el cielo (figura 2.3).

¹ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Diez. Pág. 1

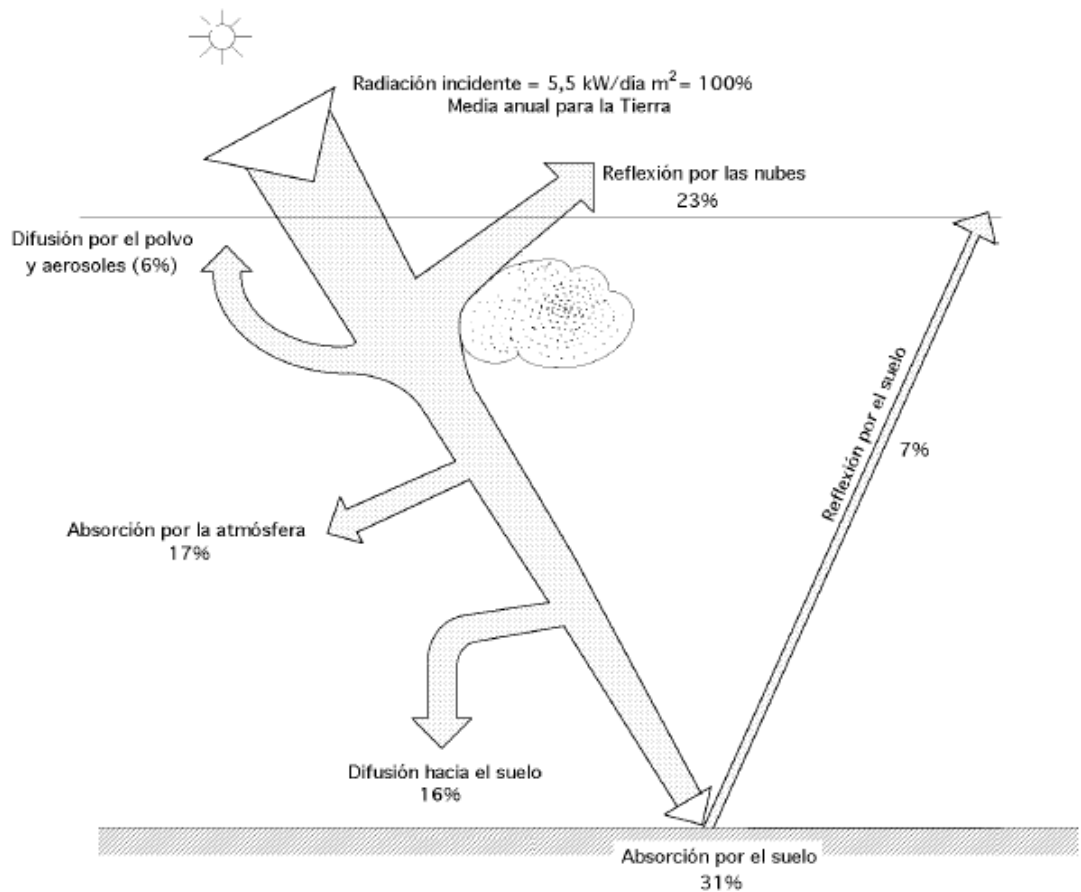


Figura 2.3: Balance de Radiación solar

2.1.2.2.- CONCEPTO DE MASA ATMOSFÉRICA

“La radiación solar que llega a la superficie terrestre tiene que atravesar la capa atmosférica que envuelve la Tierra, cuyo espesor aproximado es de unos 9 Km. contados desde el nivel del mar hasta el nivel más alto de la vertical de la misma”.²

Dicha radiación es difundida, absorbida o reflejada, por las moléculas gaseosas en suspensión dentro de la atmósfera, aumentando cuanto mayor sea el número de partículas en suspensión.

El camino recorrido por la radiación solar es diferente según sea la altura cenital del Sol y ello conduce a la introducción del concepto de masa de

² Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Diez. Pág. 8

aire m , o masa atmosférica que atraviesa la radiación.

A nivel del mar ($m=1$) con el Sol en la vertical del lugar y como la presión media a nivel del mar es de 760 mm de Hg, siendo p la presión atmosférica del lugar, tenemos:

$$m = OA = \frac{p}{760} \quad (2.3)$$

Para lugares que no estén al nivel del mar, en donde la radiación solar forme un ángulo φ con la horizontal, la dirección OM recorrida por la misma en función de la presión atmosférica p del lugar es:

$$OM = \frac{OA}{\text{sen}\varphi} = \frac{p}{760\text{sen}\varphi} \quad (2.4)$$

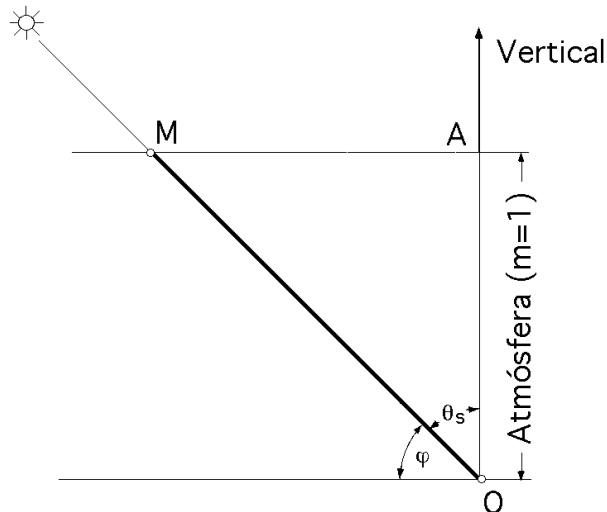


Figura 2.4: Masa de aire atmosférico.

El ángulo φ se denomina altura solar o ángulo de elevación del Sol por encima del horizonte, el cual tiene las siguientes características:

1. Para mayores alturas solares, la radiación recorre una distancia más corta al atravesar la atmósfera.

2. Para alturas solares más bajas, la radiación procedente del Sol recorre una masa de aire mucho mayor, $m > 1$.
3. La masa de aire trae consigo efectos atenuantes, es decir reducen la radiación solar y las mayores alturas solares proporcionan más horas de luz, permitiendo mejores insolaciones.

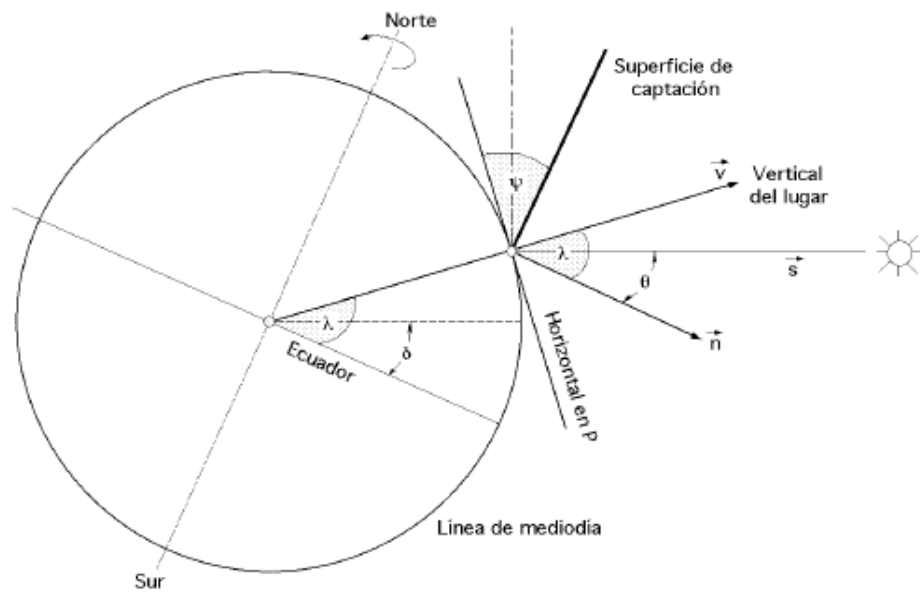
La tabla 2.3 muestra el valor del camino recorrido obtenido a partir de la ecuación 2.4 y la dirección real, en donde se han tomado en cuenta la curvatura de la Tierra y la refracción de los rayos solares al atravesar la atmósfera.

Ángulo de elevación del sol (φ)	Masa atmosférica $m = \frac{1}{\text{sen}\varphi}$	Masa Verdadera
90	1	1
80	1,02	1,015
70	1,06	1,064
60	1,16	1,154
50	1,31	1,304
40	1,56	1,553
30	2	1,995
20	2,92	2,904
15	3,86	3,816
12	4,81	4,716
10	5,76	5,6
6	9,57	8,9

Tabla 2.3: Masa atmosférica en función de la altura aparente del sol φ

2.1.2.3.- ORIENTACION DE LA SUPERFICIE RECEPTORA³

Vamos a definir algunos parámetros que nos servirán para tener una mejor comprensión de la ubicación de una superficie receptora con relación a la posición del sol, este nos ayudara a determinar la radiación solar incidente sobre una superficie que tiene una determinada inclinación y orientación (Figura 2.5a, 2.5b).



(a)

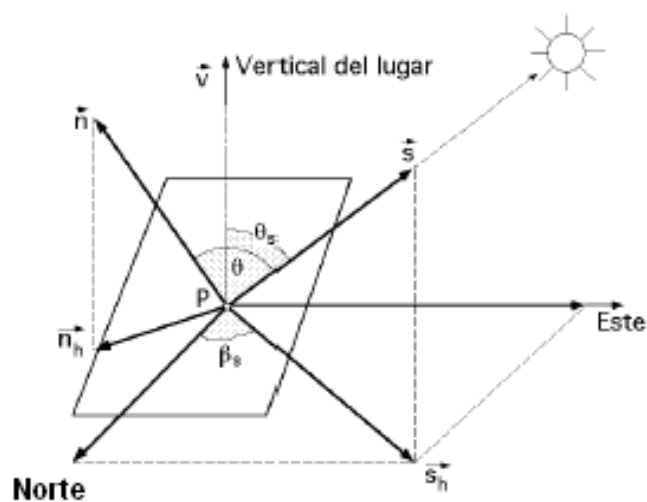


Figura 2.5a, b: Situación espacial de diversos ángulos

³ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Díez. Pág. 12-13

De Las figuras anteriores tenemos que:

θ_s : Angulo cenital, se forma entre la radiación directa del Sol y la vertical de cualquier punto de la Tierra, varía durante todo el día y depende de la latitud del lugar y de la declinación.

β_s : Angulo acimutal del Sol, es el formado por la componente horizontal de la radiación solar directa con la dirección Norte-Sur en el hemisferio sur, para medirlo usamos el plano horizontal del lugar.

δ : Declinación, es decir la posición angular del sol al mediodía solar con respecto plano del Ecuador terrestre, considerando que el eje de rotación de la Tierra está inclinado un ángulo de $23^\circ 45'$ en relación al eje del plano que contiene la órbita que describe alrededor del Sol, razón por la cual la declinación varia en $\pm 23^\circ 45'$ a lo largo del año, se puede medir la declinación al mediodía solar y se le considera positivo al Norte del Ecuador.

Φ : Angulo horario, que representa el desplazamiento angular del Sol, respecto al mediodía, que es el instante en que el sol se encuentra en su punto mas alto en el cielo, y se corresponde con un ángulo cenital solar mínimo, es decir con un ángulo horario igual a 0. Cada hora es igual a 15° de longitud, tomando un valor (+) por las mañanas y (-) por las tardes.

Definimos como latitud λ de cualquier punto de la tierra al desplazamiento angular sobre o bajo el Ecuador medida desde el centro de la Tierra, la cual se considera positiva al Norte del Ecuador.

l: Longitud, que es el ángulo que forma con el semiplano que pasa por los polos en un lugar de la superficie de la Tierra y el semiplano que pasa por Greenwich. Este semiplano es un cero arbitrario y la línea que corta sobre la superficie terrestre se denomina meridiano de Greenwich. La longitud y la latitud son coordenadas que localizan un punto cualquiera sobre la superficie de la Tierra.

ψ : Angulo cenital de la superficie, es el que forma el terreno con la horizontal de lugar, es decir es el ángulo que forma la normal a la superficie con la vertical del lugar.

Para lograr una absorción de energía solar máxima la superficie receptora deberá estar orientada hacia el norte con una inclinación aproximadamente igual a la latitud del lugar, $\theta_n = \lambda = \psi$. Para optimizar la captación en invierno, la inclinación hacia el norte debe ser igual a $(\lambda - 10^\circ)$ y en el verano $(\lambda + 10^\circ)$

2.1.2.4.- RELACIONES TRIGONOMÉTRICAS⁴

Para expresar las relaciones trigonométricas que existen entre la posición de un plano orientado en cualquier forma y en cualquier momento (figuras 2.6a, 2.6b), respecto a la dirección de la componente directa de la radiación solar incidente, se puede expresar mediante la expresión siguiente de la forma:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen } \delta \text{ sen } \lambda \cos \psi - \text{sen } \delta \cos \lambda \text{ sen } \psi \cos \beta + \cos \delta \cos \lambda \cos \psi \cos \Phi + \\ & + \cos \delta \text{ sen } \lambda \text{ sen } \psi \cos \beta \cos \Phi + \cos \delta \text{ sen } \psi \text{ sen } \beta \text{ sen } \Phi \end{aligned} \quad (2.5)$$

En donde ψ es el ángulo que forma el terreno con la horizontal del lugar.

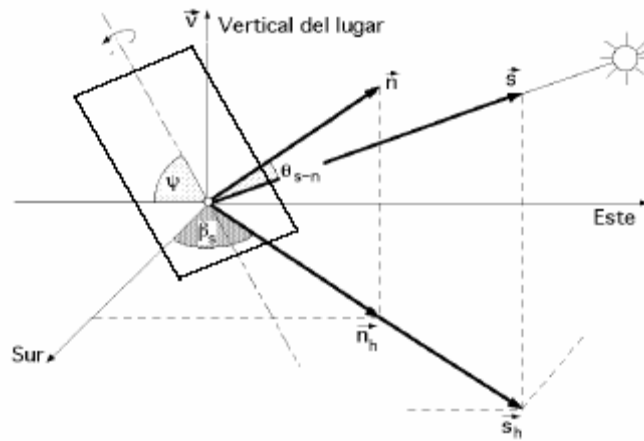
Tenemos que si el plano del terreno coincide con el horizontal ($\psi = 0$) por lo que el ángulo cenital de la radiación solar directa $\theta = \theta_s$ se define como:

$$\cos \theta_s = \text{sen } \delta \text{ sen } \lambda + \cos \delta \cos \lambda \cos \Phi \quad (2.6)$$

⁴ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Díez. Pág. 13-14

Con lo que se define el ángulo cenital solar en función de:

- La latitud del lugar λ ,
- Del día del año definido por su declinación media δ y
- La hora del día definida por el ángulo horario Φ .



(a)

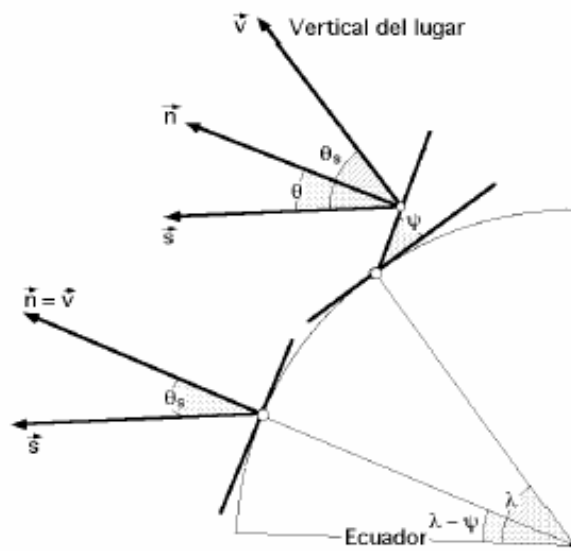


Figura 2.6a, b.- Ángulos formados por la posición de un plano

El ángulo acimutal solar viene dado por la expresión:

$$\cot \beta_s = \frac{\text{tg} \delta \cos \lambda - \text{sen} \lambda \cos \Phi}{\text{sen} \Phi} \quad (2.7)$$

Utilizando la ecuación del ángulo cenital solar podemos determinar el valor del ángulo horario Φ de salida o puesta del Sol, tomando como $\theta_s = 90^\circ$:

$$\cos\Phi_s = \frac{\text{sen}\lambda \text{ sen}\delta}{\cos\lambda \cos\Phi} = -\text{tg}\lambda \text{ tg}\delta \quad (2.8)$$

Se toma el valor medio diario, al mediodía, para determinar la declinación δ dado por la ecuación:

$$\delta = 23,45 \text{sen} \left(360 \frac{284+n}{365} \right) \quad (2.9)$$

En donde n es el día del año considerado, contado a partir del 1 de Enero.

2.1.3.- RADIACIÓN SOLAR SOBRE SUPERFICIES

Al exterior de la atmósfera llegan unos $1,353 \text{ Kw/m}^2$ (es decir, la constante solar), sin embargo, toda esta energía no llega a la superficie de la Tierra, ya que al atravesar la atmósfera, la radiación solar pierde intensidad debido a diversos factores, tanto atmosféricos (variaciones de la composición atmosférica) como geográficos.

Todo ello hace que la energía que recibe la Tierra del Sol (radiación global) tenga dos componentes: la radiación directa, que no sufre cambios, y la radiación dispersa (o difusa), debida a la dispersión por parte de la atmósfera y del suelo. Con todo esto, la radiación que llega al suelo es de unos $900 \text{ [W/m}^2\text{]}$.

En la figura 2.7 se observa que a un determinado lugar de la superficie terrestre, la radiación solar llega tanto en forma de radiación directa, que no ha sufrido modificación en su dirección desde el Sol, como de radiación difusa, procedente de todas las direcciones de la semiesfera celeste por

encima del plano horizontal así como la radiación reflejada por el suelo o albedo.

El primer paso es convertir los datos de radiación sobre una superficie horizontal, en datos de radiación sobre una superficie inclinada, tanto para la componente directa de la radiación, como para la difusa.

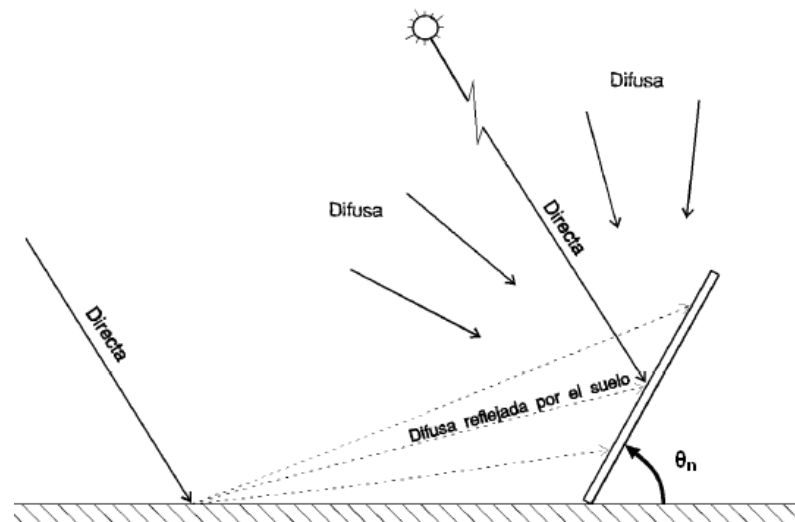


Figura 2.7: Componentes de la radiación global incidente sobre una superficie

Para determinar la relación existente entre la radiación directa mensual sobre una superficie plana inclinada y la radiación directa media mensual sobre un plano horizontal, tenemos que suponer que el Sol brilla uniformemente.

Para obtener los valores instantáneos de radiación sobre distintas superficies, en determinados intervalos de tiempo, en cualquier época del año y en distintos lugares, se puede aplicar formulación trigonométrica que permite seguir el movimiento aparente del Sol.

Además se puede tener una aproximación más sofisticada al tener en cuenta los efectos de la turbidez de la atmósfera y su efecto sobre la radiación solar.

2.1.3.1.- COMPONENTE DIRECTA

Existe una cierta cantidad de radiación solar que no ha encontrado obstáculo y ésta es la radiación directa que llega del Sol, es decir la radiación solar recibida desde el Sol sin cambio de dirección hasta un área normal a los rayos incidentes.

Si tomamos en consideración una superficie horizontal, la dirección de la radiación directa I_0 forma un ángulo θ_s con la vertical, siendo $I_{0(h)}$ su proyección sobre la misma (Figura 2.8a).

“La normal a la superficie inclinada forma un ángulo θ_n con la vertical del lugar que es también el ángulo que la superficie forma con el plano horizontal; la proyección de la radiación directa I_0 sobre la normal a la superficie es $I_{0(\theta_n)}$ ”⁵

Tomando en cuenta que en el hemisferio sur la superficie inclinada está orientada al norte (Figura 2.8b).

Como vemos en la figura, tenemos:

$$I_{0(h)} = I_0 \cos \theta_s \quad (2.10)$$

$$I_{0(\theta_n)} = I_0 \cos(\theta_s - \theta_n) = I_0 \cos \theta_{s-n} \quad (2.11)$$

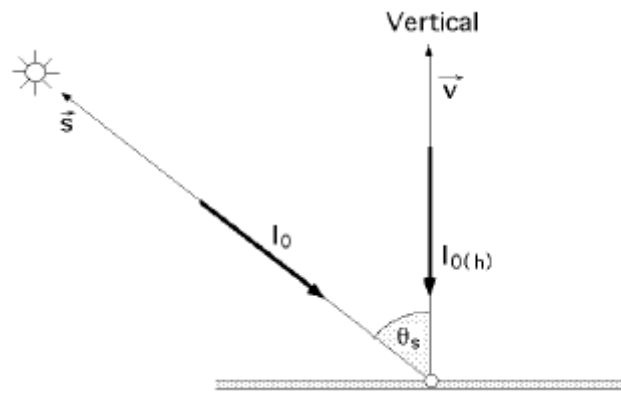
El coeficiente de radiación η_D representa la relación entre la radiación directa sobre la superficie inclinada $I_{0(\theta_n)}$ y la de la superficie horizontal $I_{0(h)}$, y tiene la siguiente forma:

$$\eta_D = \frac{I_{0(\theta_n)}}{I_{0(h)}} = \frac{\cos \theta_{s-n}}{\cos \theta_s} = \frac{\text{sen } \delta \text{ sen } (\lambda - \theta_n) + \cos \delta \cos (\lambda - \theta_n) \cos \Phi}{\text{sen } \delta \text{ sen } \lambda + \cos \delta \cos \lambda \cos \Phi}$$

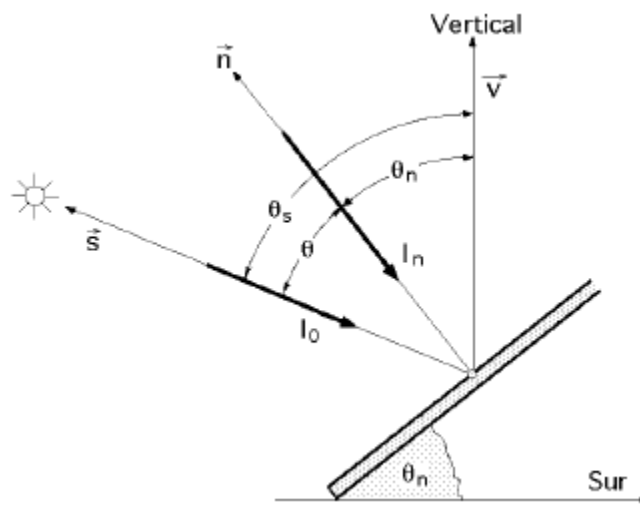
$$\eta_D = \frac{\cos \theta_s \cos \theta_n + \text{sen } \theta_s \text{ sen } \theta_n}{\cos \theta_s}$$

$$\eta_D = \cos \theta_n + \text{sen } \theta_n \text{ tg } \theta_s \quad (2.12)$$

⁵ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Díez. Pág. 18-19



(a).



(b)

Figura 2.8.- (a) Radiación directa sobre superficies horizontales (b) sobre superficies inclinadas

2.1.3.2.- COMPONENTE DIFUSA.

“La radiación difusa es la radiación solar recibida desde el Sol después de que la reflexión y la difusión por la atmósfera hayan modificado su dirección, representando un 26% de la radiación solar total que llega a la atmósfera”.⁶

La radiación solar viaja en línea recta, pero los gases y partículas en la atmósfera pueden desviar esta energía, lo que se llama dispersión.

⁶ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Díez. Pág. 20

Los gases de la atmósfera dispersan más efectivamente las longitudes de onda más cortas (violeta y azul) que en longitudes de onda más largas (naranja y rojo). Esto explica el color azul del cielo y los colores rojo y naranja del amanecer y atardecer, como se ve en la figura 2.9



Figura 2.9: Color del cielo al anochecer.

Cuando amanece o anochece, la radiación solar recorre un mayor espesor de atmósfera y la luz azul y violeta es dispersada hacia el espacio exterior, pasando mayor cantidad de luz roja y naranja hacia la Tierra, lo que da el color del cielo a esas horas.

Las partículas más grandes asociadas con niebla, smog o bruma también dispersan luz en longitudes de onda tal que el cielo se ve del blanco al gris. La dispersión de la luz solar por gotas de agua, bruma o partículas de polvo hacen posible observar bandas de luz solar llamadas *rayos crepusculares*, que se ven por ejemplo cuando la luz solar cruza los claros entre las nubes, como se puede apreciar en la figura 2.10.



Figura 2.10: Rayos crepusculares.

En resumen el color del cielo da una idea del número y tamaño de las partículas en la atmósfera: partículas pequeñas producen atardeceres rojizos, partículas grandes cielo blanco, con aire claro el cielo se ve azul-celeste.

Analíticamente la radiación difusa sobre una superficie inclinada depende de la parte de cielo que se vea desde esta superficie.

Entonces:

$$I_{dif(\theta_n)} = I_{dif(h)} \frac{1 + \cos\theta_n}{2} \quad (2.13)$$

De donde:

$I_{dif(\theta_n)}$: Radiación difusa sobre una superficie inclinada

$I_{dif(h)}$: Radiación difusa sobre una superficie horizontal, esta generalmente se la obtiene de datos medidos por estaciones meteorológicas.

θ_n : Angulo de inclinación del colector solar.

El termino:

$$\frac{1 + \cos\theta_n}{2} \quad (2.14)$$

Es el factor de dispersión y quiere decir que una superficie inclinada un ángulo θ_n respecto a la horizontal ve una parte de la bóveda celeste, (número 2 es causado a que sólo se ve la mitad de la bóveda celeste, hacia arriba).

“En la práctica consideramos que la radiación difusa sobre un plano horizontal es la tercera parte de la radiación directa sobre el mismo plano.”⁷

⁷ Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Pedro Fernández Díez. Pág. 21

2.1.3.3.- ALBEDO

“La fracción de la radiación reflejada por la superficie de la tierra o cualquier otra superficie, se llama *albedo*”⁸

El albedo es variable de un lugar a otro y de un instante a otro, depende de la cobertura nubosa, naturaleza de la superficie, inclinación de los rayos solares, partículas en el aire, etc. Las nubes contribuyen con un alto porcentaje de albedo (~ 20 %).

La Luna tiene sólo un 7 % de albedo, porque no tiene atmósfera y en las noches de luna llena da un buen brillo, pero la Tierra brilla aún más sobre la noche lunar, por lo que en la Luna las noches de tierra llena son más claras que en la Tierra las noches de luna llena.

Se puede suponer que la superficie inclinada recoge también la radiación reflejada por el suelo, ya que ve una porción del mismo o de sus alrededores, y si el coeficiente de reflexión para la radiación difusa en ese entorno es ρ , la radiación reflejada por el suelo sobre la superficie inclinada, procedente del total de la radiación solar, será la radiación global sobre el plano horizontal $I_{G(h)}$, multiplicada por el albedo del suelo:

$$I_{albedo(\theta_n)} = I_G \left(\frac{1 - \cos \theta_n}{2} \right) \rho \quad (2.15)$$

En donde el albedo del suelo está dado por:

$$\frac{1 - \cos \theta_n}{2} \quad (2.16)$$

En la tabla 2.4 se da el albedo de algunas superficies comunes, en donde valores típicos sobre tierra son 0.15, en regiones desérticas puede variar

⁸ PAGINA ELECTRONICA <http://www.powerfronthesun.com>

entre 0.2 - 0.3, en regiones cubiertas de hielo llega al 0.6; sobre los océanos varía entre 0.15 - 0.3.

LUGAR	ALBEDO
Para un cuerpo negro	0
Para la nieve fresca	0,9
Para la nieve vieja	0,6
Para suelo cubierto de nieve	0,7
Para el suelo sin nieve	0,2
Para el suelo mojado	0,17
Para el suelo limpio	0,15 y 0,25
Para una pradera	0,25 y 0,75
Para césped o hierba verde	0,26
Para el suelo cubierto de hojas	0,3
Campo sin cultivar	0.26
Grava, arena	0.18
Hormigón	0.25
Asfalto	0.15
Bosques	0.05-0.18
Superficie de agua	0.05

Tabla 2.4: Valores típicos de albedo.

Entonces la componente difusa total sería la suma de los dos efectos, es decir la radiación difusa sobre la superficie inclinada más la radiación por albedo (tierra reflejada), esto se representa en la siguiente ecuación:

$$I_{dif\ Total(\theta_n)} = I_{dif(\theta_n)} + I_{albedo(\theta_n)}$$

$$I_{dif\ Total(\theta_n)} = I_{dif(h)} \frac{1 - \cos\theta_n}{2} + I_{0(h)} + I_{dif(h)} \frac{1 + \cos\theta_n}{2} \rho \quad (2.17)$$

2.1.3.4.- RADIACIÓN TOTAL SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA

Para determinar la radiación total sobre una superficie inclinada debemos tomar en cuenta los tres tipos de radiación existentes en nuestro colector solar, los que ya hemos definido, estos son:

- Radiación directa dada por la ecuación 2.12
- Radiación difusa, dada por la ecuación 2.13
- Albedo dada por la ecuación 2.15

Entonces la radiación total sobre una superficie inclinada (incluye el albedo), sería de:

$$I_{T(\theta_n)} = I_{0(\theta_n)} + I_{difusaTotal}$$

$$I_{T(\theta_n)} = I_{0(h)} \eta_D + I_{dif(\theta_n)} + I_{albedo} \quad (2.18)$$

$$I_{T(\theta_n)} = I_{0(h)} \eta_D + I_{dif(h)} \frac{1 + \cos\theta_n}{2} + I_{0(h)} + I_{dif(h)} \frac{1 - \cos\theta_n}{2} \rho$$

Tenemos que el factor eficaz de energía solar en la superficie inclinada respecto a la radiación global sobre una superficie horizontal, viene dada por:

$$\eta_{eficaz} = \frac{I_{0(h)}}{I_G(\theta_n)} \eta_D + \frac{I_{dif(h)}}{I_G(\theta_n)} \frac{1 + \cos\theta_n}{2} + \frac{1 - \cos\theta_n}{2} \rho \quad (2.19)$$

De donde se puede ver que mientras más grande sea θ_n , el sumando que representa al albedo también se incrementa.

La fracción de energía producida por el albedo es mínima, ya que un colector solar proporciona mayor parte de su energía durante los períodos de tiempo de mayor radiación, además en periodos largos de nubosidad no se produce captación útil de gran proporción.

2.1.3.5.- RADIACION SOLAR EN CIELO CON NUBOSIDAD

En días con nubosidad la captación de energía solar disminuye, debido a la dispersión de la atmósfera, esto se representa con el índice de nubosidad ξ dado por las estaciones meteorológicas, este afecta la radiación total sobre una superficie, lo cual se expresa por la siguiente ecuación:

$$I_{T(\theta, \xi)} = I_{(\theta)} (0.33 + 0.7\xi) \quad (2.21)$$

Donde:

$I_{(\theta)}$: Radiación solar sobre una superficie inclinada, se puede considerar la radiación directa $I_{0(\theta)}$, difusa total $I_{\text{difusa Total}}$ o la radiación total $I_{T(\theta)}$, [W/m²]

ξ : Coeficiente de turbidez atmosférica o nubosidad (anexo A)

2.1.3.6.- ENERGÍA TOTAL EN DIAS DE CIELO CLARO

Los efectos meteorológicos locales como nubosidad, lluvia o nieve, afectan la potencia radiante que puede ser aprovechada en un lugar determinado.

En un plano horizontal, un día claro al mediodía, la irradiancia alcanza un valor máximo de unos 1.000 W/m². Este valor depende del lugar, y sobre todo, de la nubosidad.

Además debido al movimiento de la tierra tanto de rotación, translación y a su declinación, la duración de los días no es uniforme en el transcurso del año, por ello mediante el uso de la siguiente ecuación nos es posible determinar la duración del día en horas:

$$N_{diario} = \frac{2}{15} \arccos \left[\tan \delta \tan \lambda \right] \quad (2.22)$$

Con este dato podemos determinar la energía total recibida durante el día, tomando como referencia la radiación máxima al mediodía $I_{T\max(\theta_n)}$, podemos representar la energía recibida sobre una superficie a lo largo del día como:

$$H_{día} = \frac{2}{\pi} I_{T\max(\theta_n)} N_{diario} \quad (2.23)$$

La radiación máxima al mediodía $i_{\max(\theta_n)}$, que se toma en cuenta en la ecuación anterior, depende de las diferentes condiciones meteorológicas así, el valor de la radiación máxima puede ser de:

- Radiación Global sobre una superficie horizontal $I_{G(h)}$, dada por estaciones meteorológicas medidas con un piranómetro.
- Radiación total sobre una superficie inclinada y cielo claro $I_{T(\theta_n)}$
- Radiación total sobre una superficie inclinada con nubosidad $I_{T(\theta_n, \xi)}$

2.2.- PROPIEDADES OPTICAS DE LOS MATERIALES

2.2.1.- CONCEPTOS BASICOS

Para precisar mejor el concepto de radiación, es necesario definir algunos términos a usar, como:

Absortancia α : Es la fracción de la radiación incidente a una longitud de onda dada que es absorbida por un material.

Emitancia ϵ : Fracción emitida por una superficie respecto de la emisión de un cuerpo negro a una longitud de onda dada.

Reflectancia γ : Fracción de la radiación incidente a una longitud de onda dada reflejada por una superficie.

Transmitancia τ : Fracción de la radiación incidente a una longitud de onda dada transmitida por un material.

2.2.2.- TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE MEDIOS TRANSPARENTES

Para las superficies opacas ($\tau = 0$) se cumple que la suma de la absorptancia y la reflectancia es igual a la unidad (ecuación 2.24a).

Mientras que para los medios transparentes la suma de la absorptancia, la reflectancia y la transmitancia es la unidad (ecuación 2.24b).

$$\alpha + \gamma = 1 \quad (\text{a})$$

$$\alpha + \gamma + \tau = 1 \quad (\text{b}) \quad (2.24)$$

La transmitancia, la reflectancia y la absorptancia, son función de la longitud de onda, del ángulo de incidencia de la radiación, del índice de refracción y del coeficiente de extinción del material.

2.2.3.- PRODUCTO TRANSMITANCIA-ABSORTANCIA

De toda la radiación que atraviesa el sistema de cubiertas traslúcidas y que llega a la placa metálica absorbente, una fracción es reflejada por la placa hacia el sistema de cubiertas, que a su vez es reflejada por las cubiertas otra vez hacia la placa y así sucesivamente, por lo que tan sólo una cantidad muy pequeña de la energía que inicialmente incide sobre la placa se devuelve al medio exterior, esto se representa en la figura 2.13 en la que τ es la transmitancia del sistema de cubiertas y α es la absorptancia de la placa de absorción.

La fracción de energía incidente que en principio se absorbe por la placa es ($\tau\alpha$) y la reflejada hacia el sistema de cubiertas $(1 - \alpha)\tau$.

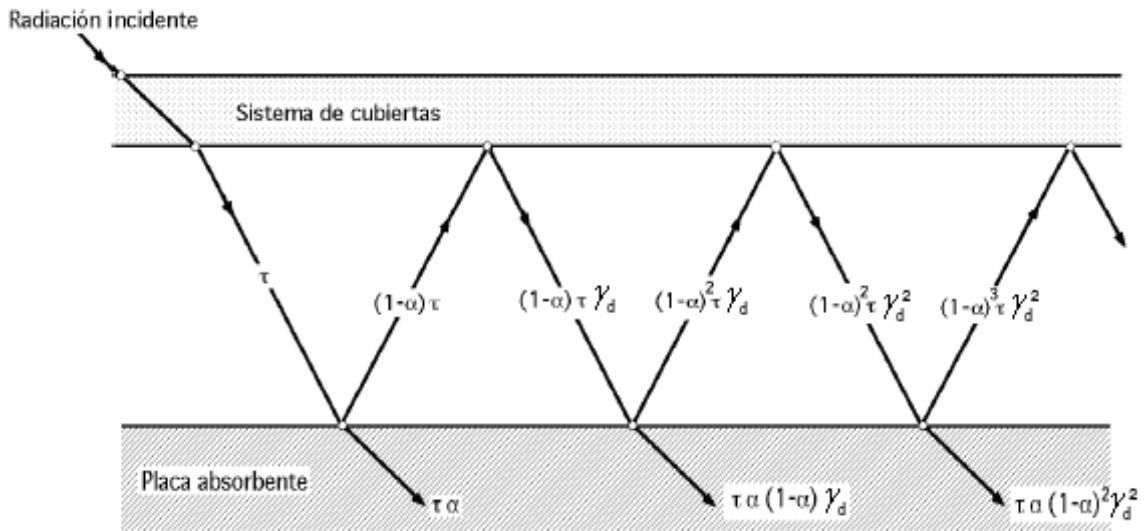


Figura 2.13: Absorción de la radiación por la placa

La reflexión en la placa de absorción que llega a la cubierta $(1 - \alpha) \tau$ es radiación difusa, mientras que la que se refleja de nuevo hacia la placa de absorción (que puede estar parcialmente polarizada debido a las reflexiones que ha experimentado al atravesar el sistema de cubiertas) es $(1 - \alpha)\tau \gamma_d$.

El factor γ_d representa la *reflectancia difusa del sistema de cubiertas* la cual toma diferentes valores según el número de cubiertas que se utilicen. Así, para 1, 2, 3 y 4 cubiertas, los valores de γ_d son: 0.16, 0.24, 0.29 y 0.32, respectivamente.

Después de las continuas reflexiones múltiples de la radiación difusa en placa y cubiertas, la energía absorbida finalmente por la placa es:

$$\overline{\langle \alpha \rangle} = \tau \alpha \sum_{n=0}^{\infty} \overline{\langle (1 - \alpha) \gamma_d^n \rangle} = \frac{\tau \alpha}{1 - \overline{\langle (1 - \alpha) \gamma_d \rangle}} \quad (2.25)$$

En donde:

α : Absortancia de la placa de absorción (pintura negra)

τ : Transmitancia del vidrio en el espectro solar

γ_d : Reflectancia difusa, que depende del número de cubiertas que se utilicen.

Tanto la absortancia, transmitancia y la reflectancia difusa son parámetros del tipo y número de cubiertas utilizadas en el colector solar de placa plana, lo que se encuentra detallado en el anexo D

La ecuación 2.25 representa el llamado *producto transmitancia-absortancia*, de gran utilidad en el diseño y cálculo de colectores solares, ya que representa la fracción de radiación que es captada y absorbida por la placa absorbente.

Dado que el sistema de cubiertas capta una pequeña fracción de energía, se produce un aumento de la temperatura en dicho sistema, lo que contribuye en cierta medida a disminuir el gradiente de temperaturas existente entre la placa absorbente y el medio ambiente, con lo que las pérdidas energéticas del colector serán menores.

2.3.- CONCENTRADORES Y COLECTORES SOLARES

2.3.1.- COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

Un colector solar es un intercambiador de calor que transforma la energía radiante en calor. La transferencia de energía se hace desde una fuente radiante (sol), hacia un fluido (agua o aire generalmente) que circula por los tubos o ductos del colector.

El flujo de energía radiante que finalmente intercepta el colector, proviene básicamente del rango visible del espectro solar (longitudes de onda entre 0.29 y 2.5 μm) y es por naturaleza variable con el tiempo. En condiciones

óptimas podemos esperar como máximo, flujos de 1100 W/m^2 . De esta forma, un análisis de colectores solares presenta problemas relacionados con radiación y flujos de energía pequeños y variables.

Dentro de los diversos tipos de colectores solares, los colectores solares planos son los más comunes. Estos pueden ser diseñados y utilizados en aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de operación de este tipo de colectores, difícilmente pasa los $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Las ventajas que podemos obtener de este tipo de colectores con respecto a los colectores de enfoque, que concentran la radiación solar; es que éstos utilizan la energía solar directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple que los colectores concentradores. Las principales aplicaciones de estos dispositivos son en el campo del calentamiento de agua a nivel doméstico e industrial, acondicionamiento calorífico de edificios y secado de fruta y granos.

En este capítulo se analizará detalladamente el funcionamiento térmico teórico de los colectores solares planos. Aunque en general el análisis se hace para colectores que utilizan un líquido como fluido de trabajo, haciendo pequeños cambios convenientes, este también sirve para colectores que trabajan con gases.

2.3.2.- DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

Las partes más importantes de un colector solar plano se presentan en la figura 2.14. Esta muestra un corte transversal de uno de estos dispositivos que maneja un líquido como fluido de trabajo.

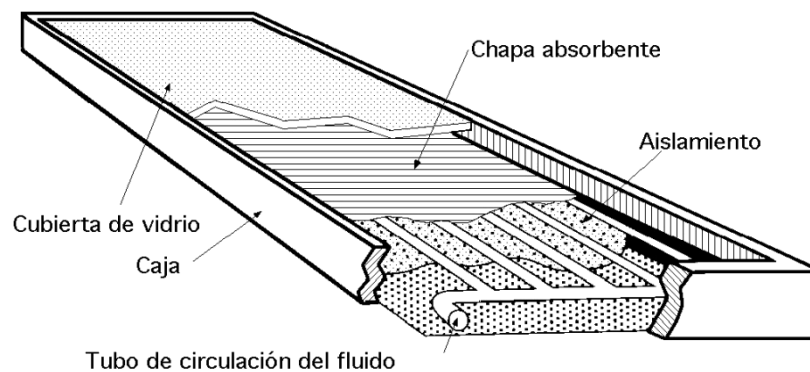


Figura 2.14.- Estructura de un colector solar de placa plana

En el diagrama se puede observar que la energía solar incidente, tiene que atravesar una o varias capas de vidrio o algún otro material transparente adecuado, antes de alcanzar la placa de absorción negra que es el elemento más importante del colector solar, al cual está unido a un tubo o ducto. En esta placa, es donde la energía radiante es convertida en calor. Este calor, posteriormente es transferido por conducción hacia el fluido de trabajo (agua, aire), que es el que finalmente remueve la energía térmica del colector y la transfiere al tanque de almacenamiento térmico o al espacio o producto que va a ser calentado, según la aplicación que se le esté dando.

El vidrio o su equivalente, además de permitir la entrada de la radiación solar hasta la placa de absorción, sirven también para minimizar las pérdidas de calor por radiación y convección hacia el medio ambiente por la parte superior del colector.

El aislante térmico (espuma de poliuretano, poliestireno, lana de fibra de vidrio o algún otro) colocado en la parte posterior y lados del colector, disminuye también las pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

Todas las partes mencionadas se encuentran dentro de una caja que sirve como parte estructural del colector y que puede ser hecha de diversos materiales como lámina metálica, madera o plástico.

Algunos de los parámetros más importantes que se tienen que tomar en cuenta para su diseño y funcionamiento, son los siguientes:

1. Tipo de tubo o ducto,
2. Diámetro nominal,
3. Longitud, número de tubos y espaciamiento entre ellos;
4. Material, espesor
5. Acabado de la placa de absorción;
6. Número y tipo de capas o cubiertas transparentes;
7. Tipo de aislante y espesor;
8. Tipo de fluido de trabajo;
9. Inclinación y orientación del colector;
10. Condiciones ambientales (velocidad del viento y temperatura del aire)
11. La intensidad de la radiación solar.

2.3.3.- BALANCE DE ENERGÍA EN UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

En operación normal, el funcionamiento de un colector solar plano se puede describir mediante un balance de energía. Este se puede representar de manera sencilla mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L + du/dt \quad (2.26)$$

Donde:

Q_{abs} : Calor total incidente absorbido por unidad de tiempo en el colector [W]

Q_u : Calor útil que se transfiere al fluido de trabajo [W]

Q_L : Pérdidas de calor hacia los alrededores por radiación, convección y conducción [W],

du/dt : Rapidez del cambio de energía interna almacenada en el colector [W]

El valor del último término es muy pequeño y generalmente se desprecia.

2.3.4.- PÉRDIDAS DE CALOR HACIA LOS ALREDEDORES Q_L

En primer lugar nos centraremos en la determinación de las pérdidas de calor hacia los alrededores (Q_L), el cual viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q_L = U_L A_c (T_p - T_a) \quad (2.27)$$

En donde:

U_L : Coeficiente global de pérdidas de calor por radiación, convección y conducción [$W/m^2\text{°C}$],

A_c : Área efectiva del colector [m^2],

T_p : Temperatura de la placa de absorción [°C],

T_a : Temperatura del aire ambiente [°C].

2.3.5.- COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS DE CALOR U_L

Aunque aparentemente la ecuación 2.27, que representa las pérdidas de calor, es sencilla; la evaluación numérica del coeficiente global de pérdidas de calor (U_L) requiere de un análisis detallado.

Debido a que es indispensable conocer el valor de U_L para poder evaluar el calor útil o las pérdidas de calor, las ecuaciones presentadas a continuación toman en cuenta cómo contribuyen las distintas pérdidas de calor al coeficiente total, dando la oportunidad de analizar cada una por separado, y además hace los siguientes supuestos:

1. El colector opera en estado estable.
2. La absorción de la energía solar en las cubiertas es despreciable.
3. Las cubiertas son opacas a la radiación infrarroja.
4. La irradiación sobre la superficie del colector es uniforme.

5. El firmamento se comporta como un cuerpo negro que emite radiación infrarroja a una temperatura equivalente.

El proceso para calcular U_L se basa en un circuito térmico de un colector solar como el que se presenta en la figura 2.15, que en este caso utiliza dos cubiertas de vidrio, c_1 y c_2 .

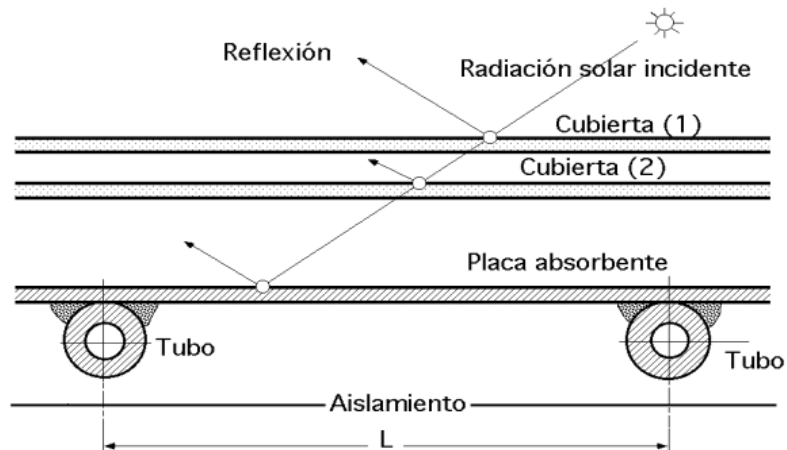


Figura 2.15: Colector de placa plana con dos cubiertas

El circuito térmico equivalente de un colector solar de placa plana se presenta en la figura 2.16 en donde se muestra que la energía absorbida en el colector (S) a través de la placa absorbedora (P), que se encuentra a la temperatura T_p ; parte se convierte en calor útil (Q_u) y parte tiende a disiparse hacia los alrededores que se encuentran a la temperatura ambiente T_a , a través de las cubiertas de vidrio que se encuentran respectivamente a las temperaturas T_{c_1} y T_{c_2} .

Esto también ocurre a través del fondo y lados del colector que se encuentran a una temperatura T_b . La cantidad de energía disipada depende de las diversas resistencias que vienen esquematizadas en el diagrama y que en este caso son 5.

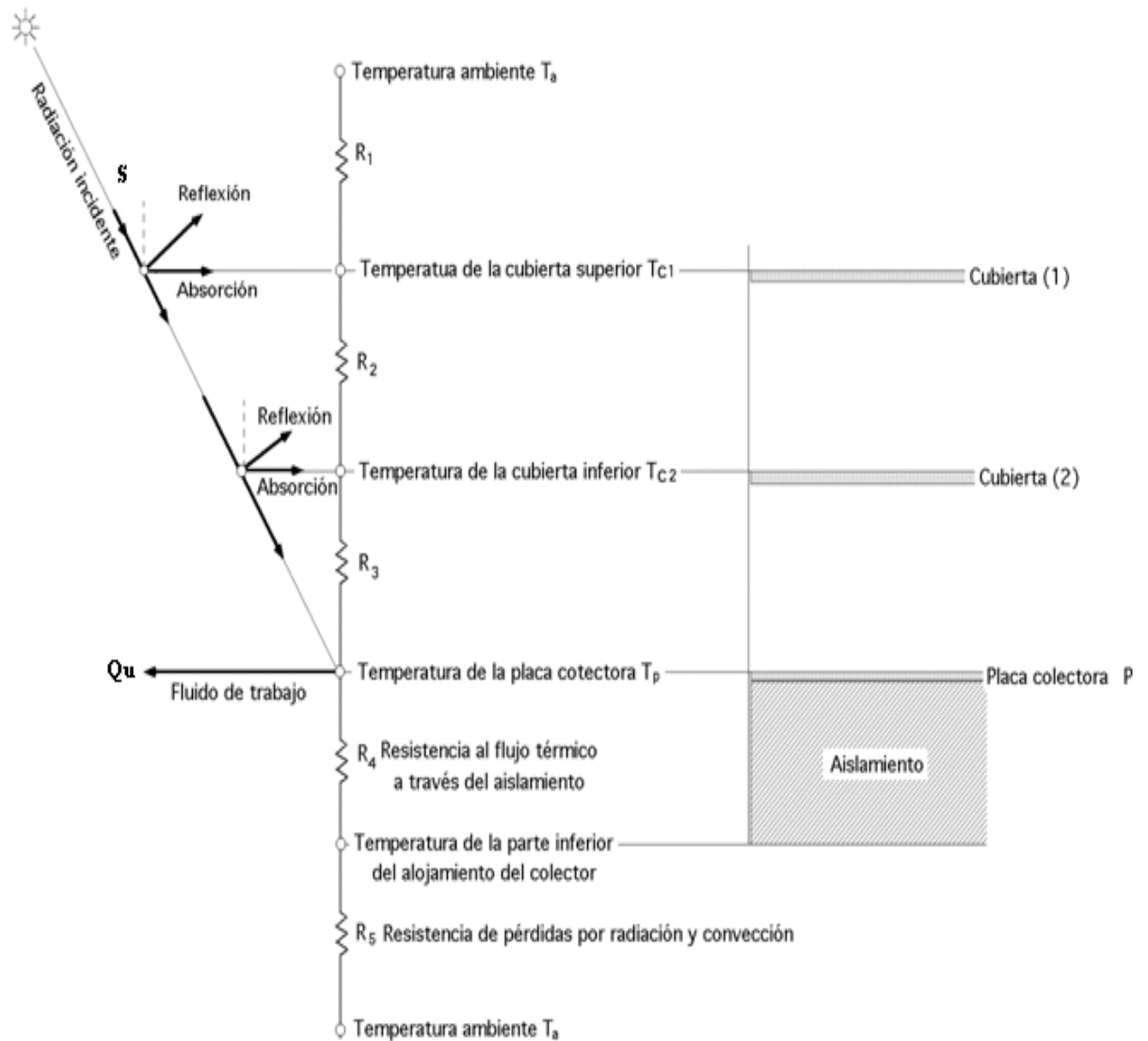


Figura 2.16: Circuito térmico del colector de placa plana con dos cubiertas

En la figura anterior, se puede observar que las resistencias R_1 , R_2 , R_3 y R_5 , son a la vez resistencias equivalentes que representan la oposición a las pérdidas de calor por convección y radiación a través de la parte superior y posterior del colector. R_4 constituye la resistencia a la conducción a través del aislante térmico por la parte posterior y lados del colector. La R_5 es usualmente muy pequeña y por lo tanto despreciable.

La idea es tratar de obtener una resistencia equivalente (R_{eq}) que es igual al inverso del coeficiente total de pérdidas de calor, $R_{eq} = 1/U_L$.

Podemos decir entonces, que U_L es la suma de varios coeficientes de pérdidas de calor, que se pueden expresar también como el inverso de sus resistencias, así:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (2.28)$$

Donde U_t es el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector, y es igual al inverso de la suma de las primeras tres resistencias,

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (2.29)$$

U_b y U_e , son los coeficientes de pérdida de calor por conducción por el fondo y lados respectivamente, que tienen que ver con R_4 . Además, estos coeficientes también tienen relación con las dimensiones del colector y el tipo y grosor del aislante utilizado, de manera que podemos escribir las siguientes relaciones:

$$(U_b + U_e) = \frac{1}{R_4} \quad (2.30)$$

Donde, por otro lado,

$$U_b = \frac{k_a}{l} \quad (2.31)$$

Y

$$U_e = \frac{k_a h P}{l' A_c} \quad (2.32)$$

En estas ecuaciones.

k_a : Conductividad térmica del aislante dado en el anexo B, [W/mK]

l y l' : Espesores del aislante por el fondo y lados respectivamente, [cm]

P : Perímetro del colector, [m]

h : Altura del mismo, [cm].

En estas dos últimas ecuaciones, todas las variables pueden ser conocidas, de manera que se pueden obtener los valores de U_b y U_e .

2.3.6.- COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE CALOR PARA LA PARTE SUPERIOR (U_t)

2.3.6.1.- METODO DE LEIN

Para placas absorbentes paralelas con temperaturas comprendidas entre 40°C y 130°C tomando en cuenta un error menor que ± 0.2 W/m²°C, se utiliza la siguiente ecuación.

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{N}{(344/T_p)(T_p - T_a)/(N + f)^{0.31}} + \frac{I}{h_w} \right)^{-1} \quad (2.33)$$

$$+ \left(\frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p)]J^{-1} + \frac{(2N + f - 1)}{\varepsilon_c} - N} \right)$$

En donde T_p y T_a representan las temperaturas de la placa y ambiente respectivamente dadas en °K.

El término f es el coeficiente de pérdida de calor debido a las coberturas y está definido por:

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.058N) \quad (2.34)$$

Donde h_w que es el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento sobre la cubierta de vidrio y es igual a:

$$h_w = 5.7 + 3.8(v) \quad (2.35)$$

Siendo v la velocidad del viento en m/s.

Los demás parámetros en estas ecuaciones son los siguientes:

N : Número de cubiertas de vidrio,

ε_p : Emitancia infrarroja de la placa (anexo E),

ε_c : Emitancia infrarroja de la cubierta interior (anexo D),

σ : Constante de radiación de Stefan-Boltzmann ($5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$).

Esta fórmula considera el coeficiente de pérdidas de calor por la parte superior como el resultado de la convección y radiación entre dos placas paralelas con una inclinación de 45° . Para calcular el valor de U_t a cualquier ángulo θ_n , se utiliza la ecuación:

$$\frac{U_t}{U_{t,45^\circ}} = 1 - (\theta_n - 45)(0.00259 - 0.00144\varepsilon_p) \quad (2.36)$$

Ejemplo 2.1

Calcular el coeficiente total de pérdidas de calor, U_L , para un colector solar plano STG-24 producido por Sun Trapper Solar Systems Inc. cuyas características se resumen en la tabla 2.3 siguiente:

Condiciones de prueba	Radiación solar Incidente		950 W/m ²
	Proporción de radiación difusa		0%
	Angulo incidente de la radiación solar		0°
	Inclinación del colector		45°
	Temperatura ambiente		25 °C (298 °K)
	Velocidad del viento		1.0 m/s
Dimensiones del colector	Dimensiones totales	Longitud	1.20 m
		Ancho	0.70 m
		Espesor	6 cm.
Cobertura	Numero de coberturas		1
	Material		vidrio
	Espectro solar	Índice refractivo	1.526
		Transmitancia τ	0.88
	Espectro infrarrojo	Emitancia ε_c	0.88
		Transmitancia τ_r	0
Espacio de aire cobertura placa			2.5 cm.
Placa	Temperatura promedio de la placa de absorción T_p		60 °C (333 °K)
	Absortancia α		0.90
	Emitancia ε_p		0.90
Aislamiento atrás & borde	Aislamiento atrás (anexo B)	Tipo	Lana mineral tipo I
		Espesor	2.5 cm.
		conductibilidad	0.04 W/mK
	Aislamiento borde (anexo B)	Tipo	Lana mineral tipo I
		Espesor	2.5 cm.
		conductibilidad	0.04 W/mK

Tabla 2.5: condiciones de prueba y especificaciones del colector solar de placa plana STG-24⁹

⁹ <http://minds.wisconsin.edu/bitstream/1793/7666/3/Part2.pdf> , Pág. 80

Solución

Como primer paso se calcula f y h_w con las ecuaciones 2.34 y 2.35.

$$h_w = 5.7 + 3.8(v)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8(1.0) = 9.50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Así,

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.058N)$$

$$f = [1 - 0.04(9.50) + 0.0005(9.50)^2][1 + 0.058(1)]$$

$$f = 0.70$$

Con estos datos podemos calcular U_t a un ángulo de 45° a partir de la ecuación 2.33.

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{N}{(344/T_p)[(T_p - T_a)/(N + f)]J^{0.31}} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)]J^{-1} + \frac{(2N + f - 1)}{\epsilon_c} - N} \right)$$

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{1}{(344/333)[(333 - 298)/(1 + 0.70)]J^{0.31}} + \frac{1}{9.50} \right)^{-1} + \left(\frac{(5.67 \times 10^{-8})(333 + 298)(333^2 + 298^2)}{[0.90 + 0.0425(1 - 0.90)]J^{-1} + \frac{(2(1) + 0.70 - 1)}{0.88} - 1} \right)$$

$$U_{t,45^\circ} = 1.74 + 3.51 = 5.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Ahora, según las ecuaciones 2.31 y 2.32

$$U_b = \frac{k_a}{l} = \frac{0.04}{0.0254} = 1.57 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$U_e = \frac{k_a h P}{l' A_c} = \frac{(0.04)(0.06)(3.80)}{(0.0254)(0.84)} = 0.43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Finalmente, aplicamos la ecuación 2.28 y tenemos:

$$U_L = U_t + U_b + U_e$$

$$U_L = 5.25 + 1.57 + 0.43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$U_L = 7.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

2.3.6.2.- MÉTODO ITERATIVO¹⁰

Este método se utiliza para calcular el valor de las primeras tres resistencias (ver figura 2.16) y consecuentemente el valor del coeficiente de pérdidas de calor por la parte superior del colector, U_t .

Se considera que las pérdidas de calor por la parte superior, son el resultado de la convección y radiación entre dos placas paralelas con una inclinación de 45° .

Se supone que la energía transferida desde la placa colectora a T_p , hacia los alrededores a T_a (q_{p-a}), es la misma que se transfiere entre la placa y la primera cubierta a T_{c1} (q_{p-c1}), la misma que se transfiere entre las dos cubiertas (q_{c1-c2}) y también la que finalmente se transfiere hacia los alrededores a través de la segunda cubierta (q_{c2-a}).

El calor transferido por unidad de área, desde la placa absorbidora a la primera cubierta (q_{p-c1}), es igual a:

$$q_{p-c1} = h_{p-c1}(T_p - T_{c1}) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_{c1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (2.37)$$

¹⁰ Pagina electrónica: www.iteso.com

Donde:

h_{p-c1} : Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbidora y la primera cubierta,

ϵ_c : Emitancia infrarroja de la cubierta interior

Alternativamente, podemos reordenar la ecuación anterior de manera que tenga una forma similar a la ecuación general de pérdidas de calor (ecuación 2.27) así:

$$q_{p-c1} = (h_{p-c1} + h_{r,p-c1})(T_p - T_{c1}) \quad (2.38)$$

Donde:

$h_{r,p-c1}$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa adsorbidora y la primera cubierta.

Por analogía con la ecuación 2.27 y sabiendo que cualquier resistencia es igual al inverso de su coeficiente, conocemos R_3 ,

$$R_3 = \frac{1}{h_{p-c1} + h_{r,p-c1}} \quad (2.39)$$

Donde, para placas paralelas con una inclinación de 45° tenemos que:

$$h_{p-c1} = 1.14 \left(\frac{\Delta T^{0.310}}{L^{0.070}} \right) \quad (2.40)$$

Y

$$h_{r,p-c1} = \frac{\sigma(T_p + T_{c1})(T_p^2 + T_{c1}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (2.41)$$

Donde:

T_m : Temperatura promedio entre dos placas paralelas, que puede ser entre la placa adsorbedora y la primera cubierta de vidrio, entre las dos cubiertas según sea el caso [°K].

L : Distancia entre las mismas, [cm].

ΔT : Diferencia de temperatura entre dos placas paralelas, que puede ser entre la placa adsorbedora y la primera cubierta de vidrio o entre las dos cubiertas según sea el caso [°K].

Una manera de aumentar el valor de R_3 y por lo tanto disminuir el valor de $h_{r,p-c1}$, es haciendo que ϵ_p adquiera valores pequeños y esto se puede lograr utilizando superficies selectivas sobre la cubierta adsorbedora.

Una superficie selectiva tiene la propiedad de tener altas absortancias en el rango de longitudes de onda de la radiación solar, y bajas emitancias en el rango de longitudes de onda de la radiación infrarroja.

Haciendo un análisis semejante para R_2 y tomando los datos correspondientes para las dos cubiertas de vidrio, encontramos que:

$$R_2 = \frac{1}{h_{c1-c2} + h_{r,c1-c2}} \quad (2.42)$$

Donde:

h_{c1-c2} : Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la primera cubierta y la segunda cubierta.

$h_{r,c1-c2}$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la primera cubierta y la segunda cubierta.

Para calcular h_{c1-c2} y $h_{r,c1-c2}$ utilizamos las ecuaciones 2.40 y 2.41, tomando en cuenta que ΔT se refiere a la diferencia de temperatura entre las dos cubiertas, T_m y L la temperatura media entre las dos cubiertas y el espacio entre las mismas, respectivamente.

Para obtener R_1 , se hace un análisis semejante al anterior, sólo que en este caso, el coeficiente de transferencia de calor por convección es debido al viento sobre la segunda cubierta h_w .

$$R_1 = \frac{1}{h_w + h_{r,c2-a}} \quad (2.43)$$

Donde:

$h_{r,c2-a}$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación al medio ambiente, toma en cuenta que las pérdidas por radiación que se dan entre la segunda cubierta y el firmamento que se encuentra a T_s , y no entre dos placas paralelas. Por conveniencia, este coeficiente se refiere también a la temperatura ambiente T_a

Donde h_w se determina por la ecuación 2.35 y $h_{r,c2-a}$ esta dada por:

$$h_{r,c2-a} = \varepsilon_c \frac{\sigma(T_{c2} + T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2)(T_{c2} - T_s)}{T_{c2} - T_a} \quad (2.44)$$

Existen varios métodos para poder evaluar la temperatura equivalente del firmamento, T_s , aunque si se supone igual a la ambiente, no se afecta mucho el valor de U_t .

De cualquier manera, a continuación se presenta una ecuación, que queda en función de T_a

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.45)$$

Una vez que se conocen las tres primeras resistencias, podemos sustituir su valor en la ecuación 2.29 y obtener U_t ,

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{I}{h_{p-cl} + h_{r,p-cl}} + \frac{I}{h_{cl-c2} + h_{r,cl-cl}} + \frac{I}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (2.46)$$

Si las placas no están a 45° de inclinación, se tiene que hacer un ajuste a U_t para cualquier ángulo θ_n utilizando la ecuación 2.36.

Debido a que la temperatura de las cubiertas de vidrio no es conocida, el procedimiento a seguir es suponer primero una temperatura para dichas cubiertas y con estas calcular U_t .

Sabiendo que el calor transferido de la placa al vidrio, es igual al calor disipado por la placa hacia los alrededores, como lo habíamos mencionado anteriormente, podemos encontrar una ecuación que calcula la temperatura de las cubiertas. Así, para la primera cubierta tenemos:

$$T_{c1} = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{p-cl} + h_{r,p-cl}} \quad (2.47)$$

Algo similar sucede con la segunda o demás cubiertas.

Después, la temperatura calculada se compara con la supuesta para ver su semejanza. Lo ideal es ahora utilizar esa temperatura calculada e iniciar nuevamente el cálculo de U_t , hasta que la temperatura supuesta y calculada sean semejantes, sobre todo cuando hay mucha diferencia entre la primera temperatura supuesta y la calculada. De esta manera pues, mediante iteraciones, se logra obtener el valor correcto de U_t .

Como vemos, calcular el valor del coeficiente total de pérdidas de calor (U_L) y sobre todo U_t , es bastante complicado, pero a la vez, de suma importancia, ya que es un factor que nos relaciona directamente las pérdidas totales del colector.

Ejemplo 2.2

Calcular el coeficiente total de pérdidas de calor, U_L , utilizando el método iterativo, para el colector solar plano STG-24 del ejemplo 2.1

Solución

Como primer paso, se supondrá que la temperatura de la cubierta de vidrio es igual a 40°C (313°K), entonces de la ecuación 2.41.

$$h_{r,p-cl} = \frac{\sigma(T_p + T_{c1})(T_p^2 + T_{c1}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}$$
$$h_{r,p-cl} = \frac{(5.67 \times 10^{-8})(333 + 313)(333^2 + 313^2)}{\frac{1}{0.9} + \frac{1}{0.88} - 1}$$
$$h_{r,p-cl} = 6.13 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Debido a que en este caso $T_a = T_s$, la ecuación 2.44 queda como:

$$h_{r,c2-a} = \varepsilon_c \sigma(T_{c2} + T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2)$$
$$h_{r,c2-a} = 0.88 * 5.67 * 10^{-8} (313 + 298)(313^2 + 298^2)$$
$$h_{r,c2-a} = 5.69 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La temperatura promedio T_m entre la temperatura de la placa T_p y la temperatura de la cubierta T_{c1} , sería de:

$$T_m = \frac{T_p + T_{c1}}{2}$$
$$T_m = \frac{60^\circ\text{C} + 40^\circ\text{C}}{2}$$
$$T_m = 50^\circ\text{C} = 323.15^\circ\text{K}$$

Para este caso la diferencia de temperatura ΔT entre la placa absorbidora T_p y la cubierta de vidrio T_{c1} es de:

$$\Delta T = T_p - T_{c1}$$
$$\Delta T = 333^\circ\text{K} - 313^\circ\text{K}$$
$$\Delta T = 20^\circ\text{K}$$

Entonces, según la ecuación 2.40.

$$h_{p-cl} = \left[-0.0018(T_m - 283) \right] \left(1.14 \frac{\Delta T^{0.310}}{L^{0.070}} \right)$$

$$h_{p-cl} = [1 - 0.0018(323 - 283)] \left(1.14 \frac{(20)^{0.310}}{2.5^{0.070}} \right)$$

$$h_{p-cl} = 2.51 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Aplicando la ecuación 2.35 tenemos:

$$h_w = 5.7 + 3.8(v)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8(1)$$

$$h_w = 9.50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Entonces según la ecuación 2.46 y considerando solo una cubierta de vidrio, tenemos.

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{1}{h_{p-cl} + h_{r,p-cl}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1}$$

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{1}{2.51 + 6.13} + \frac{1}{9.50 + 5.69} \right)^{-1}$$

$$U_{t,45^\circ} = 5.51 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

Por otro lado, se tiene que verificar que la temperatura supuesta en la cubierta de vidrio es la adecuada aplicando la ecuación 2.47.

$$T_{c1} = T_p - \frac{U_{t,45^\circ}(T_p - T_a)}{h_{p-cl} + h_{r,p-cl}}$$

$$T_{c1} = 60 - \frac{5.51(60 - 25)}{2.51 + 6.13}$$

$$T_{c1} = 37.68^\circ\text{C}$$

Si se emplea esta temperatura en una siguiente iteración, se obtiene:

$$h_{r,p-cl} = 6.07 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{r,c-a} = 5.63 \text{ "}$$

$$h_{p-c1} = 2.60 \text{ "}$$

$$h_w = 9.50 \text{ "}$$

$$U_t = 5.51 \text{ "}$$

Y el nuevo valor de T_{c1} que se obtiene con estos valores es $T_{c1} = 37.76^\circ\text{C}$, por lo que se supone que el segundo valor supuesto es el correcto.

Ahora, según las ecuaciones 2.31 y 2.32.

$$U_b = \frac{k_a}{l}$$

$$U_b = \frac{0.04}{0.0254}$$

$$U_b = 1.57 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$U_e = \frac{k_a h P}{l' A_c}$$

$$U_e = \frac{(0.04)(0.06)(3.80)}{(0.0254)(0.84)}$$

$$U_e = 0.43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Finalmente, tenemos que

$$U_L = U_t + U_b + U_e$$

$$U_L = 5.51 + 1.57 + 0.43$$

$$U_L = 7.51 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Como se puede observar, este valor es solo ligeramente superior al que se calculó anteriormente en el ejemplo 2.1 que fue de: $U_L = 7.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

2.3.5.- CALOR UTIL Q_U

Es el calor útil que se transfiere al fluido de trabajo, para evaluar su valor primero determinamos Q_{abs} de la ecuación 2.26, el cual se representa como sigue:

$$Q_{abs} = A_c H_T (\tau \alpha) \quad (2.48)$$

Siendo:

$$S = H_T (\tau \alpha) \quad (2.49)$$

Donde:

H_T : Energía solar incidente, la cual puede ser de un día claro o con un índice de turbidez atmosférica [W/m^2],

$(\tau \alpha)$: Producto de la transmitancia del vidrio y la absorptancia de la placa colectora que representa la fracción de la radiación solar que es absorbida por el colector,

S : Energía absorbida por el colector por unidad de área [W/m^2].

Despejando Q_u de la ecuación 2.26 y sustituyendo las ecuaciones 2.27, 2.48 y 2.49 tenemos que:

$$\begin{aligned} Q_u &= Q_{abs} - Q_L \\ Q_u &= A_c H_T (\tau \alpha) - U_L A_c (T_p - T_a) \\ Q_u &= A_c [H_T (\tau \alpha) - U_L (T_p - T_a)] \\ Q_u &= A_c [S - U_L (T_p - T_a)] \end{aligned} \quad (2.50)$$

Esta ecuación es fundamental en el análisis del funcionamiento de un colector solar y determinar el calor útil del mismo. El único problema es que el calor útil queda como función de la temperatura de la placa absorbidora T_p que es difícil de calcular o medir, debido a que ésta es función del diseño del colector y de variables que cambian continuamente con el tiempo como la radiación solar incidente y la temperatura del fluido de trabajo al entrar al colector, pero tomando en cuenta una temperatura de la placa absorbidora T_p entre los $40^\circ C$ y $130^\circ C$ y utilizando los métodos para

calcular los coeficientes de pérdidas del colector solar (Lein e iterativo) se puede llegar a determinar Q_u de una manera muy aproximada.

2.3.6.- RENDIMIENTO TERMICO

La forma de medir el funcionamiento del colector es mediante la eficiencia de colección (η_c). Esta se define como la relación entre el calor útil y la energía solar incidente sobre el colector en un mismo período de tiempo. Analíticamente se representa como:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{H_T A_c} \quad (2.51)$$

De la ecuación anterior, vemos que se hace necesario conocer el calor útil para poder calcular la eficiencia del colector. Si se quiere conocer Q_u por medio de la ecuación 2.50, primero se deben conocer las pérdidas de calor, que son función del coeficiente total de pérdidas de calor, U_L .

Conociendo alguno de estos dos términos, Q_u o Q_L , podemos resolver la ecuación del balance de energía, dado que el calor absorbido Q_{abs} lo podemos obtener utilizando el cálculo de la radiación solar incidente y conociendo las características ópticas ($\tau\alpha$) de los materiales utilizados en la construcción del colector

Ejemplo 2.3

Estimar la eficiencia del colector para el colector solar plano STG-24 del ejemplo 2.1, tomando en cuenta las condiciones de prueba detalladas en la tabla 2.5.

Solución

Como el colector solar STG-24 consta de una sola cubierta ($N=1$), la reflectancia difusa γ_d es igual a 0.16, entonces aplicando la ecuación 2.25.

$$\tau\alpha = \frac{\tau\alpha}{1 - \alpha \gamma_d}$$

$$(\tau\alpha) = \frac{(0.88)(0.90)}{1 - (1 - 0.90)(0.16)}$$

$$(\tau\alpha) = 0.80$$

Por otra parte, por la ecuación 2.50, tenemos

$$Q_u = A_c [H_T(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)]$$

$$Q_u = 0.84[(950)(0.80) - (7.25)(60 - 25)]$$

$$Q_u = 425.25W$$

Finalmente, según la ecuación 2.51

$$\eta_c = \frac{Q_u}{H_T A_c}$$

$$\eta_c = \frac{425.25}{(950)(0.84)}(100)$$

$$\eta_c = 53.28\%$$

2.3.7.- CONCENTRADORES SOLARES

Un concentrador solar nos permite concentrar la energía solar incidente en un punto, determinado por el tipo y la geometría del concentrador.

Para construir concentradores reflectores es necesario emplear superficies ópticas de grandes dimensiones.

Los colectores de concentración utilizan sistemas ópticos reflectores y en algunos casos muy particulares, refractores, para aumentar la intensidad de la radiación solar que se dirige sobre una superficie receptora que la absorbe, (lentes Fresnel y lentes de líquido).

Cuanto mayor sea el flujo solar sobre esta superficie, menor será la zona necesaria para conseguir el mismo efecto térmico sobre un receptor (punto focal), lo que supone una reducción de las pérdidas térmicas.

Sin embargo aparecen otros tipos de pérdidas ya que estos colectores funcionan únicamente con la componente directa de la radiación, (no se aprovecha la difusa) y pérdidas por defectos de enfoque y dirección; asimismo aparecen otros problemas, como:

- Una mayor complicación de las características enfoque de los concentradores, por cuanto generalmente precisan de sistemas de orientación y seguimiento del Sol, que permiten aprovechar al máximo la radiación solar incidente.
- Grandes variaciones tanto en la forma y diseño, como en las temperaturas y pérdidas térmicas de las superficies receptoras absorbentes. La amplia gama de configuraciones permiten la manipulación de una serie de nuevos parámetros de diseño.
- Una mayor calidad en los materiales reflectores, ya que tienen que trabajar durante largos períodos de tiempo, lo que implica el que deben mantener inalterables sus propiedades contra la suciedad, erosión, oxidación, condiciones climáticas, etc.

2.3.7.1.- CLASIFICACIÓN

Existen diferentes formas de clasificación de los concentradores solares, en este caso presentaremos una clasificación que nos permite la selección del concentrador en función de su uso específico.

- 1. Características ópticas:** espejos, lentillas, prismas, formando imágenes, sin formación de imágenes
- 2. Características geométricas:** dos y tres dimensiones
- 3. Modos de enfoque:** fijos o periódicamente orientados, móviles alrededor de un eje, móviles alrededor de dos ejes
- 4. Posiciones relativas del observador y del concentrador:** según uno sea móvil respecto al otro o los dos móviles.
- 5. Según su concentración (c):** El coeficiente de concentración es igual a la relación entre el área de la superficie de abertura del concentrador

y el área de la superficie receptora. (A_d/A_r), característica fundamental de los colectores y determina la temperatura de utilización.

- **Concentraciones débiles:** $c \sim 1-10 \Rightarrow T_{\max} \sim 150^\circ\text{C}$
- **Concentraciones moderadas:** $c \sim 10-100 \Rightarrow T_{\max} \sim 300^\circ\text{C}$
- **Concentraciones fuertes:** $c \sim 100 \Rightarrow T_{\max} \sim 500^\circ\text{C}$

En todos los sistemas de concentración se enfoca la radiación solar incidente con más o menos nitidez sobre un receptor, el cual puede ser puntual o con una geometría determinada que depende de las características del concentrador, entre los concentradores más utilizados están:

Receptor plano y concentrador-reflector plano.- Aprovecha parte de la componente difusa en el receptor, pero tiene un bajo índice de concentración, inferior a 4.

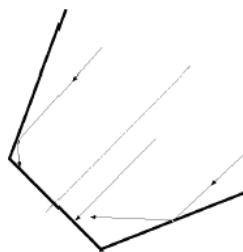


Figura 2.17: Receptor plano concentrador plano

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

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

Concentrador-reflector tipo paraboloide de revolución.- Consigue elevadas temperaturas gracias a su alta relación de concentración, además se puede introducir un segundo reflector para llevar el foco a otra posición.

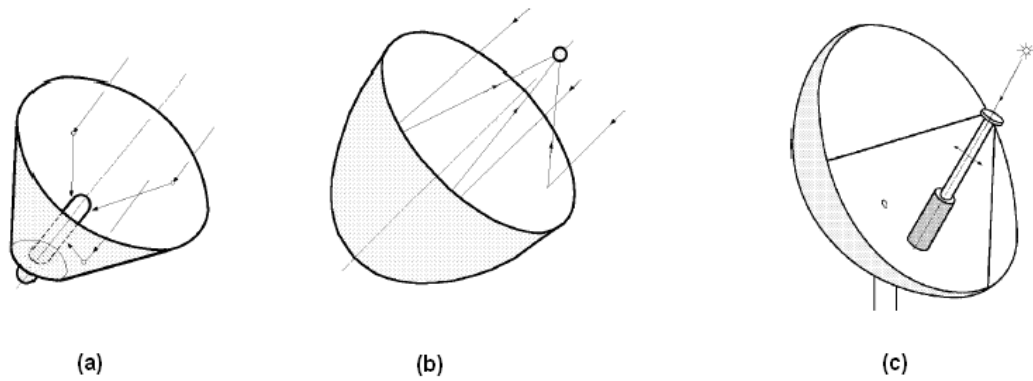


Figura 2.18a,b,c: Receptor cilíndrico concentrador troncocónico, concentrador paraboloides de revolución, concentrador esférico fijo y receptor móvil.

Colector con concentrador-reflectores cilíndrico parabólico y receptor tubular.- Tiene la ventaja de que el receptor se encuentra a lo largo de todas las posiciones focales, pudiendo de esta manera alcanzar temperaturas de 300°C , en la figura 2.19a,b se presentan un concentrador cilíndrico parabólico, y un concentrador cilíndrico parabólico con reflector secundario respectivamente.

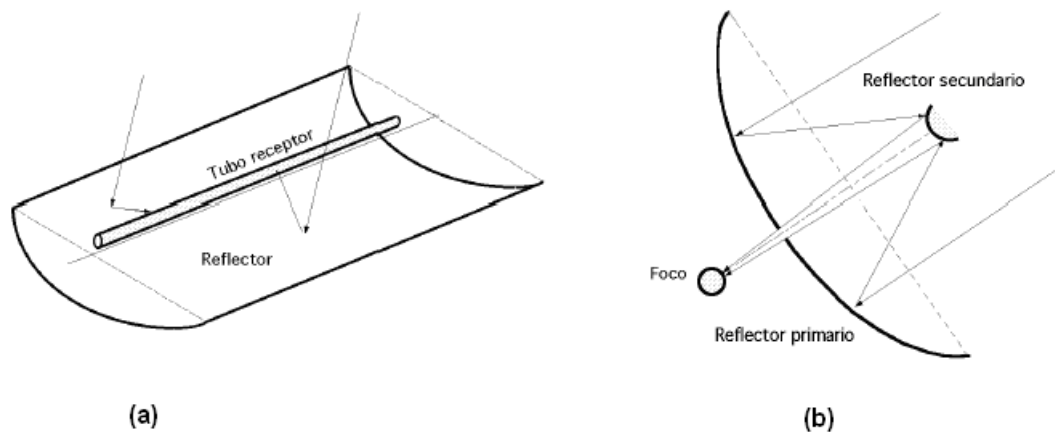


Figura 2.19a,b: Concentrador c.p. general, Con reflector secundario.

Colector con concentrador cilíndrico: Este tipo de concentrador está formado por un canal circular, presenta la ventaja que no necesita seguimiento solar, ya que por su geometría (simétrica al centro) la radiación incidente se reflejara hacia el centro del mismo, además

mediante el uso de un ángulo de borde (ψ_{borde}) mayor podemos formar no una línea focal sino un plano focal, que nos será de gran ayuda para lograr reflejar la radiación solar incidente hacia el lado inferior del adsorbedor/colector solar de placa plana.

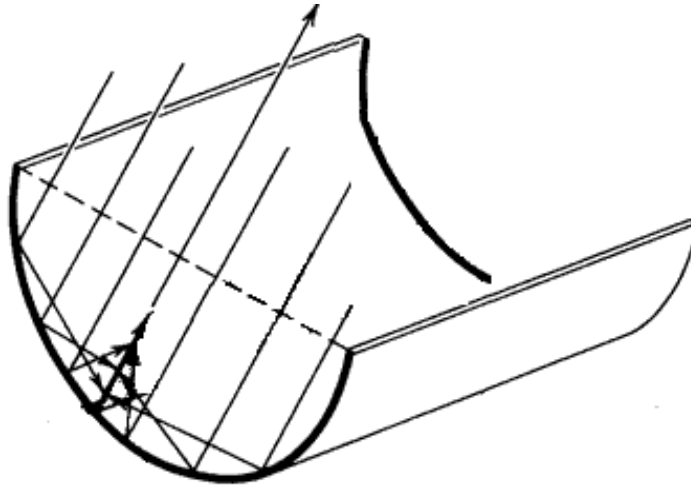


Figura 2.20: Colector con concentrador-reflector cilíndrico.

Concentrador de reflexión Fresnel y concentrador refractor Fresnel.-

En este tipo de reflector se pueden utilizar superficies planas o curvas, estando cada superficie diseñada para reflejar la radiación incidente hacia un punto focal, su ventaja radica en su facilidad de construcción, siendo utilizados para colectores de gran potencia y alta temperatura.

En cambio en el refractor Fresnel se utiliza un sistema de concentración semejante a un montaje de lentes que tienen un único punto focal.

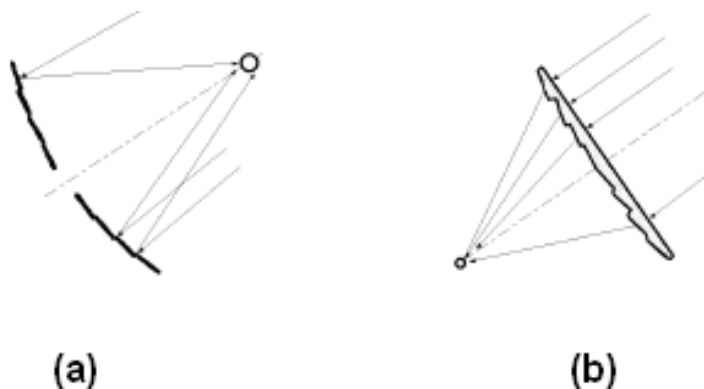


Figura 2.21a,b: Reflector Fresnel , Refractor Fresnel.

2.3.8.- CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS DE **CONCENTRADOR CILÍNDRICO.**

Un concentrador-reflector cilíndrico presenta la ventaja con respecto a otros concentradores (como el cilíndrico-parabólico), de no necesitar seguimiento solar como consecuencia de su geometría, la posibilidad de tener un plano focal y no una línea focal, estas consideraciones se analizarán en este capítulo.

2.3.8.1.- PLANO DE CURVATURA.

El plano de curvatura se obtiene al seccionar transversalmente el concentrador cilíndrico con un plano bidimensional normal a su eje de simetría como se muestra en la figura 2.22.

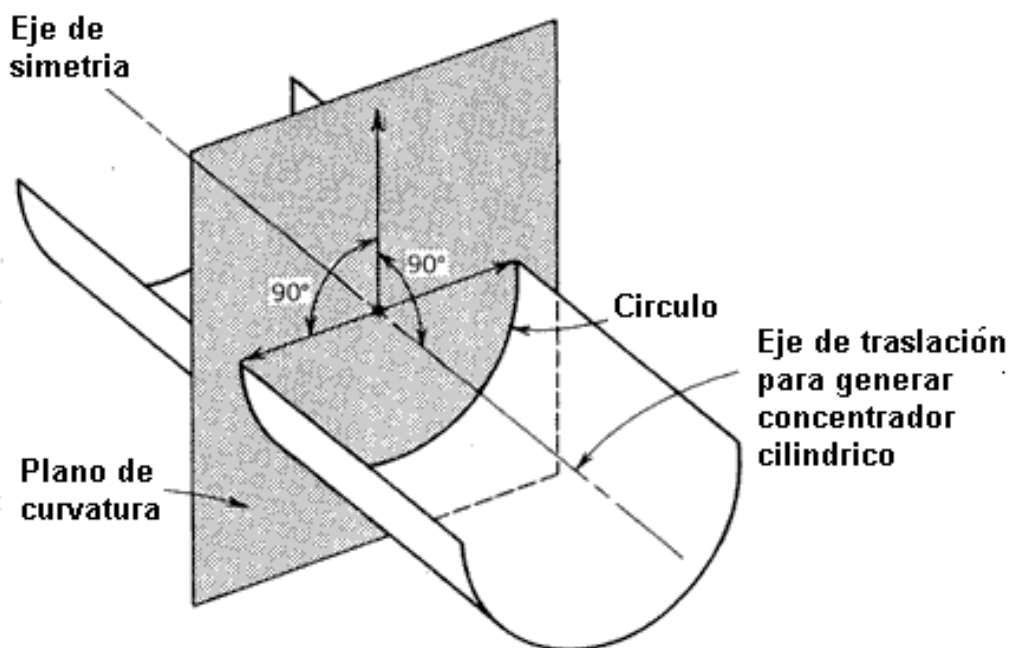


Figura 2.22: Plano de curvatura de un concentrador cilíndrico.

El plano de curvatura se utiliza para determinar las características ópticas del concentrador con la ayuda de diagramas de rastro de rayo.

2.3.8.2.- DIAGRAMAS DE RASTRO DE RAYO.

Para determinar las reflexiones de rayos paralelos de radiación incidente en concentradores cilíndricos de dos dimensiones se utilizan los diagramas de rastro de rayo (figura 2.23).

De la figura 2.23 se determina una característica fundamental de los concentradores cilíndricos.

- Todos los rayos paralelos reflejados en un concentrador cilíndrico pasan a través de una línea dibujada a través del centro del círculo paralela a los rayos incidentes.

Además un concentrador cilíndrico es simétrico con respecto a las rotaciones sobre su centro. Esto significa que si los rayos del sol (asumidos paralelos) no son normales a la abertura del concentrador, como en la figura 2.23b,c , los rayos reflejados se dirigen al centro, razón por la cual este tipo de concentradores no necesitan seguimiento solar.

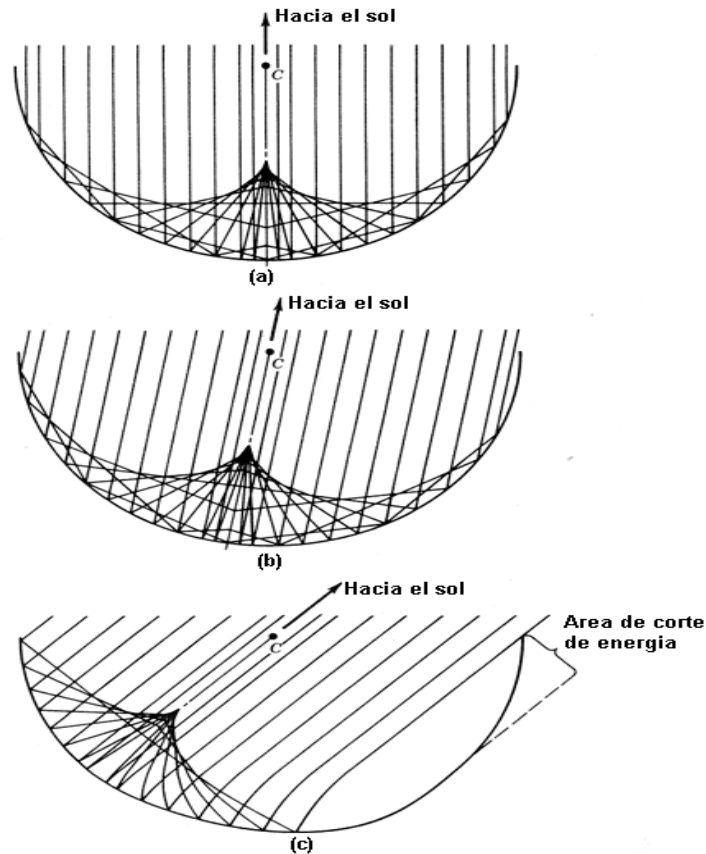


Figura 2.23 a,b,c: Diagramas de rastro de rayo.

2.3.8.3.-ANGULO DE BORDE (ψ_{BORDE}).

El ángulo de borde es una característica útil en los concentradores cilíndricos, este se define gráficamente en la figura 2.24.

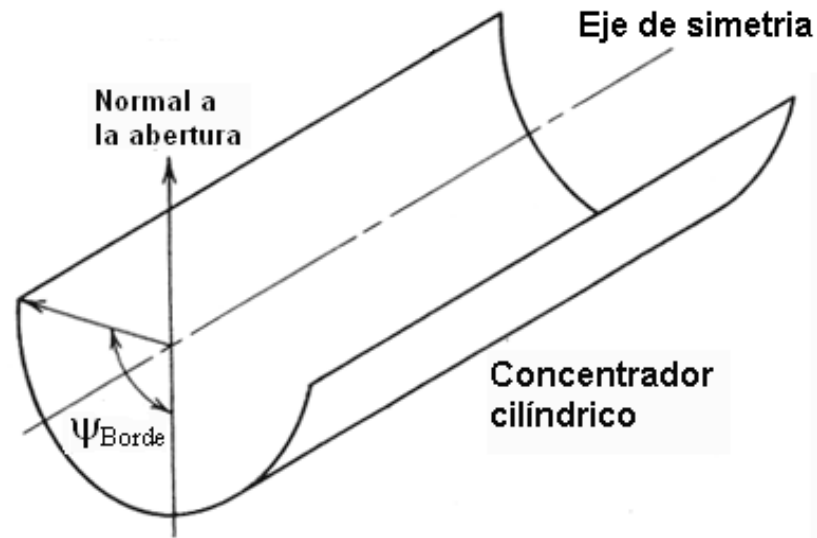


Figura 2.24: Definición de ángulo de borde.

El efecto del ángulo de borde en el foco del concentrador cilíndrico se puede observar analizando la trayectoria de un rayo individual cuando este ingresa por la abertura del concentrador.

En la figura 2.25 se muestra los ángulos involucrados cuando el haz de radiación entrante sufre la reflexión en la superficie del concentrador, y puesto que por definición el radio de la circunferencia es siempre normal a la tangente a la circunferencia en cualquier punto, se cumple que $\theta_1 = \theta_2$ (líneas continuas) además como se asume que el rayo incidente es paralelo al eje de curvatura tenemos que $\theta_3 = \theta_1 = \theta_2$. Entonces el triángulo C-PF-M es un triángulo isósceles en donde C-PF es igual a $r/2$ para valores pequeños de θ_3 .

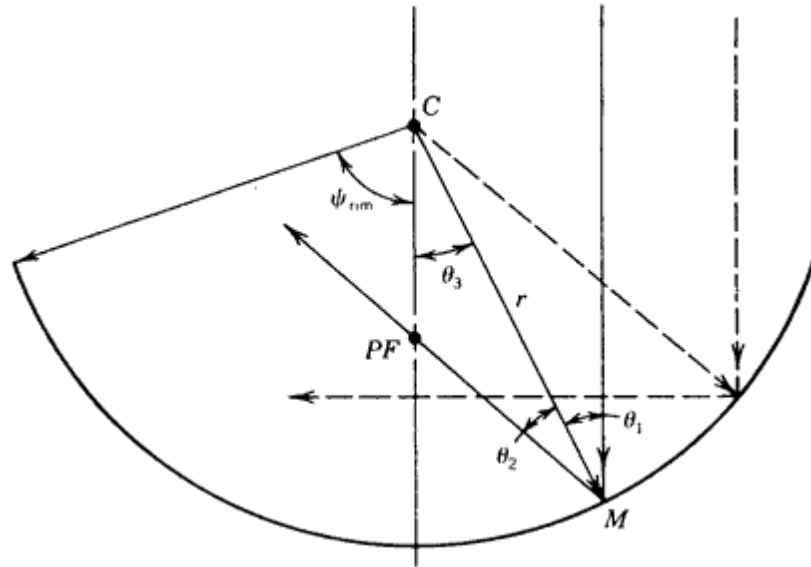


Figura 2.25: Definición de foco paraxial.

El punto PF se llama *foco paraxial*. Al aumentar θ_3 el rayo reflejado cruza por debajo del punto PF como se ilustra por las líneas discontinuas de la figura anterior, esto produce la extensión de la imagen reflejada, lo que se llama aberración esférica.

Generalmente el ángulo de borde se encuentra entre los 20 a 30 grados ya que un ángulo de borde mayor produce la aberración esférica, esto evita tener un foco dispersado, en la figura 2.26 se muestra el efecto de usar diferentes ángulos de borde.

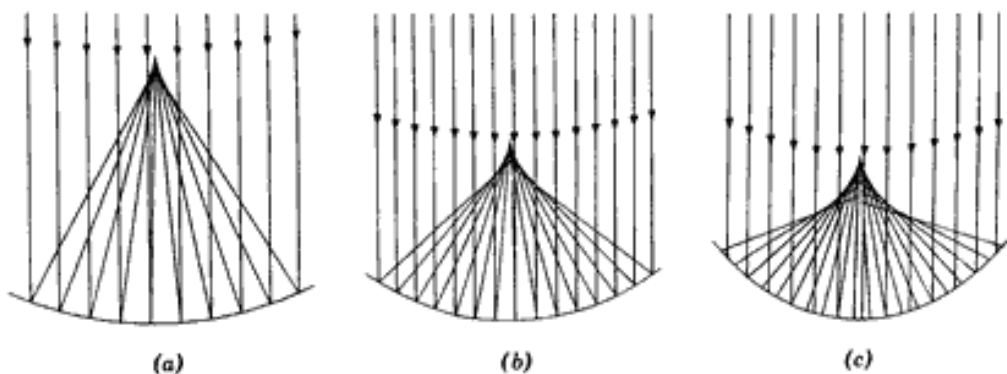


Figura 2.26: Efecto de diferentes ángulos de borde

(a) 20° (b) 30° (c) 40°.

Por lo expuesto anteriormente un concentrador cilíndrico con un ángulo de borde grande tendría un plano focal y no una línea focal como se muestra en la figura 2.27.

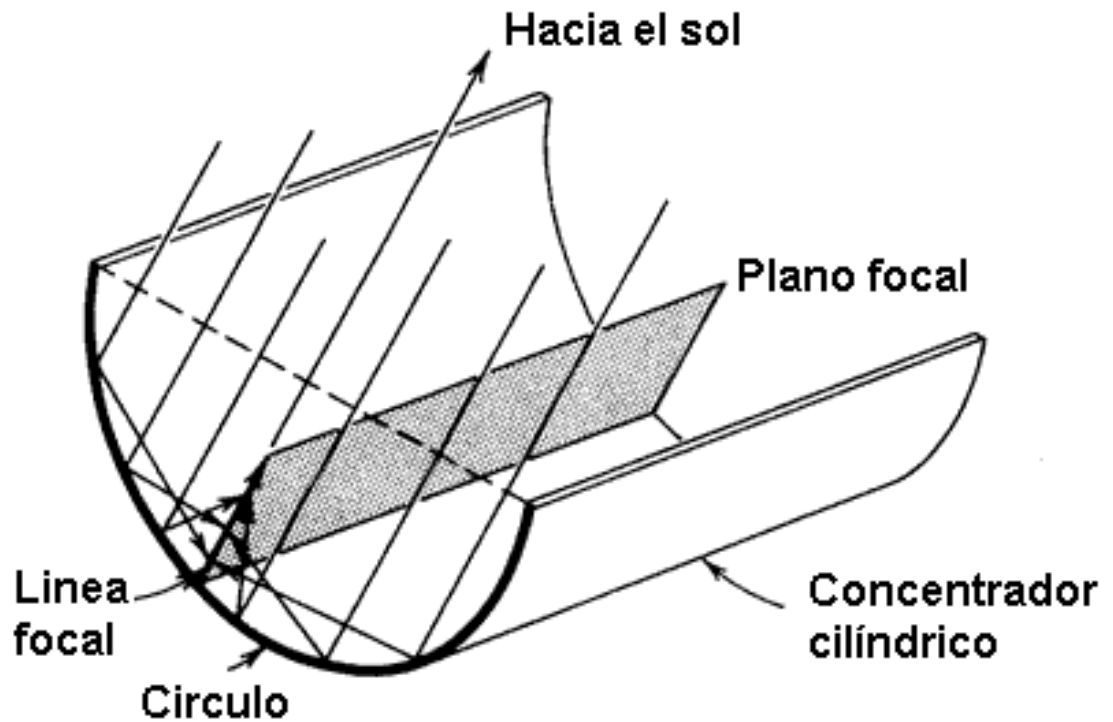


Figura 2.27: Plano focal.

Un ángulo de borde grande permite concentrar la radiación incidente en un plano focal igual a la mitad del ancho del colector solar de placa plana y a su vez igual al radio r del concentrador cilíndrico, como se muestra en la figura 2.28., en donde la radiación incidente es reflejada hacia la parte inferior del colector solar de placa plana (plano focal).

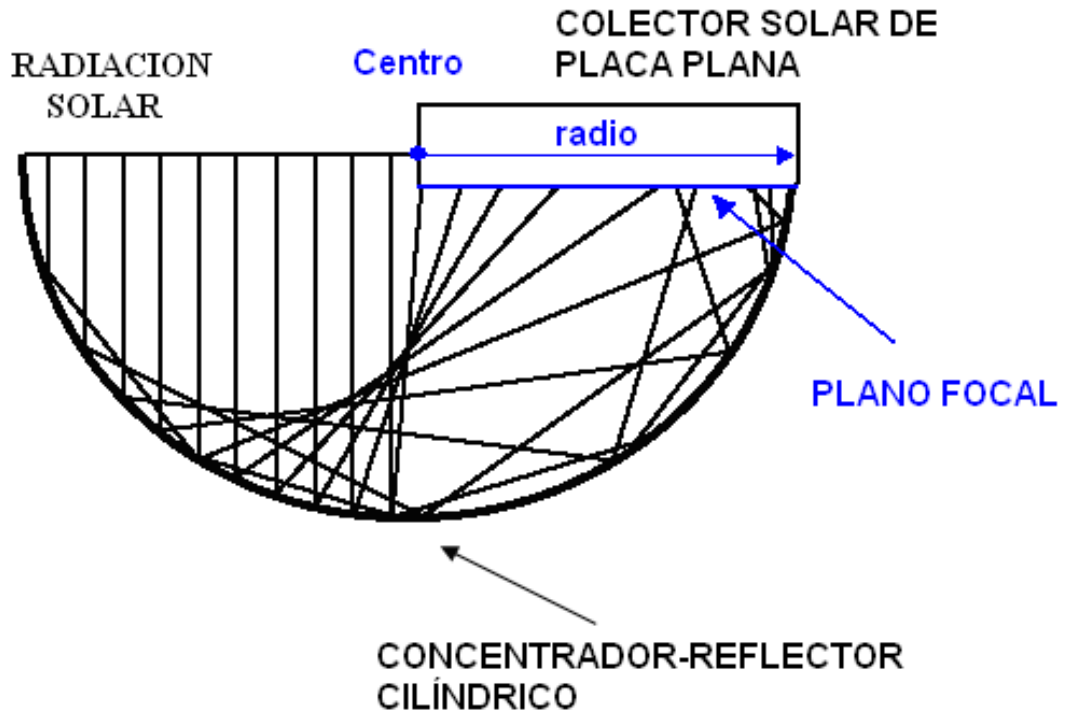


Figura 2.28: Concentrador cilíndrico con colector solar de placa plana.

2.3.9.- MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DE REFLECTORES.

La construcción del reflector incluye una serie de problemas que hacen conveniente dividirlo en dos partes, el revestimiento de la superficie reflectora y la estructura soporte y de orientación.

Los tipos de revestimiento de la superficie reflectora poseen un alto grado de reflexión de la radiación solar durante el periodo de funcionamiento del colector, también hay que tener en cuenta la posibilidad de renovar el revestimiento de reflexión, aplicando, por ejemplo, una nueva capa de película de plástico reflectivo, tal como Mylar aluminizado, o por sustitución de las placas o volviendo a metalizar, si la ganancia de energía útil adicional justifica el desembolso.

El cuerpo y la estructura soporte tienen una gran importancia en su influencia en la interceptación de la radiación incidente; el funcionamiento correcto del colector depende de la capacidad de la estructura de mantener

la forma de la superficie reflectora y de su orientación, que son factores críticos a la hora de hacer un diseño, en donde habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Dependiendo del tipo de concentrador solar utilizado, el cuerpo y la estructura deben tener un soporte que permita obtener las diversas posiciones de orientación, sin que esto provoque una distorsión significativa de la superficie del reflector debida a su propio peso.
2. Deben tener la capacidad de funcionar y, en consecuencia, de no distorsionarse de forma significativa con los vientos que normalmente soplen en el lugar, ya que la carga del viento limita el tamaño práctico de cada concentrador.
3. Tienen que estar preparados para resistir daños estructurales provocados por vientos fuertes y tormentas; en estas circunstancias se les situará en una posición fija y adecuada que permita eludir tales fenómenos.

Una cuestión muy importante radica en el hecho de que los miles de aparatos prácticos de producción de energía solar que se han fabricado, vendido y usado en el mundo, se basan en los conceptos de placa plana y muy pocos en los sistemas de concentración (a no ser para usos de laboratorio o en períodos cortos de funcionamiento).

2.4.- REFRIGERACION POR ADSORCION.

2.4.1.- INTRODUCCIÓN.

El uso de procesos de sorción para producir refrigeración ha sido extensivamente estudiado en las últimas dos décadas y, además, ha sido considerado como una alternativa a los sistemas de compresión de vapor.

Básicamente, los sistemas por adsorción presentan dos ventajas con respecto a los ya citados: el medio sólido (adsorbente) no es sometido a modificación de volumen durante los procesos de sorción, como en el caso

de la absorción sólida; y no necesita columna de rectificación, como en el caso de la absorción líquida.

Además, los procesos de adsorción posibilitan el uso efectivo de una cantidad mayor de fluido refrigerante por ciclo, proporcionando mejores rendimientos, con respecto a los demás procesos de sorción antes mencionados.

La tecnología empleada en refrigeradores adsorptivos es relativamente simple, ya que estos pueden operar sin partes móviles y con energía térmica de baja intensidad, como el calor residual o la energía solar.

La producción de frío es una aplicación atractiva de energía solar porque la radiación incidente y la necesidad de refrigeración alcanzan los niveles máximos en el mismo período. En los países en desarrollo, la refrigeración solar se reconoce cada vez más su prioridad, en vista de las necesidades para la preservación de comida y de vacunas, y debido al hecho que la energía solar está generalmente extensamente disponible en estos países.

El desarrollo de los sistemas adsorptivos todavía está limitado por el costo del componente colector adsorbedor-solar, y por la intermitencia de la radiación solar incidente que hace difícil su competitividad con los sistemas de compresión convencionales. Se han probado y analizado refrigeradores adsorptivos solares que usan un colector integrado un condensador de aire o inmerso en agua y con puertas de ventilación para mejorar el enfriamiento nocturno del adsorbedor.

Para el presente trabajo se construirá una refrigeradora adsorptivo solar usando el par carbón activado-metanol, y para mejorar el rendimiento del colector, se usó una cobertura de vidrio doble, y removible para un mejor enfriamiento nocturno obteniendo una mejor desorción del adsorbato.

2.4.2.- FUNDAMENTOS DE LA REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN.

2.4.2.1.- ADSORCION.

Se llama adsorción al fenómeno reversible de acumulación de partículas sobre una superficie, generalmente ocurre entre un sólido y un vapor, siendo la sustancia que se adsorbe el adsorbato y el material sobre el cual lo hace el adsorbente. El proceso inverso de la adsorción es la desorción.

La adsorción es un proceso de sorción sólido donde las fuerzas de unión entre las moléculas del fluido y el medio sólido son de origen electrostático o fuerza de dispersión-repulsión (fuerza de Van der Waals).

Las características principales de la adsorción son:

1. La adsorción es altamente selectiva. La cantidad adsorbida depende en gran medida de la naturaleza y del tratamiento previo al que se ha sometido a la superficie del adsorbente, así como del tipo de la sustancia adsorbida. Al aumentar la superficie del adsorbente y la cantidad de adsorbato, aumenta la cantidad adsorbida.
2. Es un proceso espontáneo.
3. Dado que los procesos de adsorción son generalmente exotérmicos, al aumentar la temperatura disminuye la cantidad adsorbida.

2.4.2.2.- ISOSTERA Y CICLO DE ADSORCIÓN.

Un sistema de adsorción de refrigeración basado en un ciclo intermitente que incluye un solo adsorbedor sin la recuperación de calor, presenta características como su simplicidad mecánica y fiabilidad dando como resultado niveles altos de rendimiento.

Este ciclo consiste en dos fases típicas.

1. El primero se caracteriza por el proceso de adsorción, cuando tiene lugar la evaporación del fluido activo (adsorbato) y luego,
2. Ocurre la desorción por la acción de la energía solar en el medio sólido (adsorbente), cuando el adsorbato es comprimido.

La figura 2.28 muestra una refrigeradora adsorptiva solar típica compuesta de un evaporador, un condensador y un colector solar acoplado al adsorbente lleno con adsorbente. Se usan las válvulas V_1 y V_2 para mover el fluido activo al evaporador o al condensador, según cada una de las fases del ciclo y un recipiente en donde se acumula el adsorbente condensado.

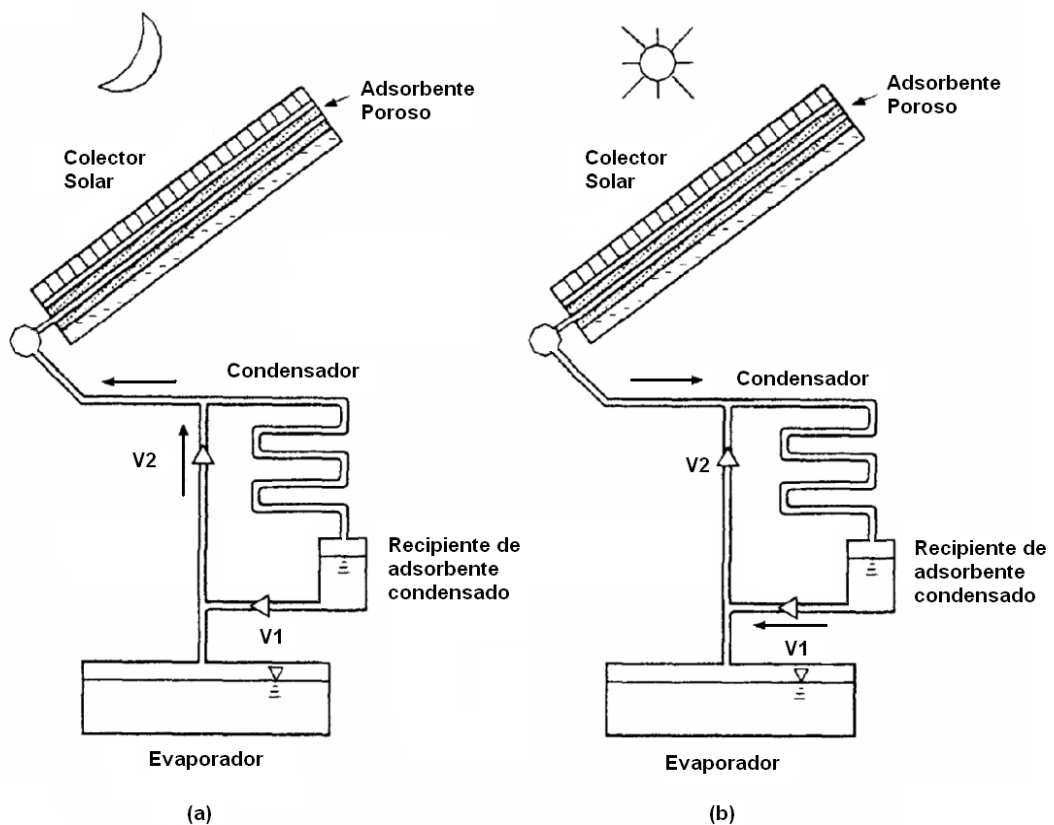


Figura 2.28: Esquema del refrigerador solar con adsorción intermitente: (a) fase de adsorción (refrigeración); (b) fase de desorción.

Tanto el proceso de adsorción como el de desorción se representan en una curva característica llamada Isótera, mostrada en la figura 2.29, este es un ciclo *termodinámico ideal*, en donde:

- El proceso de adsorción está representado por la isobara D-A.
- El proceso de desorción está representado por la isobara B-C.

- La Isóstera A-B representa el calentamiento sensible del adsorbente debido a la acción de la radiación solar.
- La Isóstera C-D representa el enfriamiento sensible del adsorbente cuando la cantidad de la radiación solar empieza a disminuir.

Tanto el proceso de calentamiento A-B como el de enfriamiento sensible C-D se producen con una concentración constante, que es la cantidad de adsorbato (metanol), contenido o adsorbido en el adsorbente (carbón activado), mientras que los procesos de adsorción D-A y desorción B-C se representan por las isobaras (presión constante).

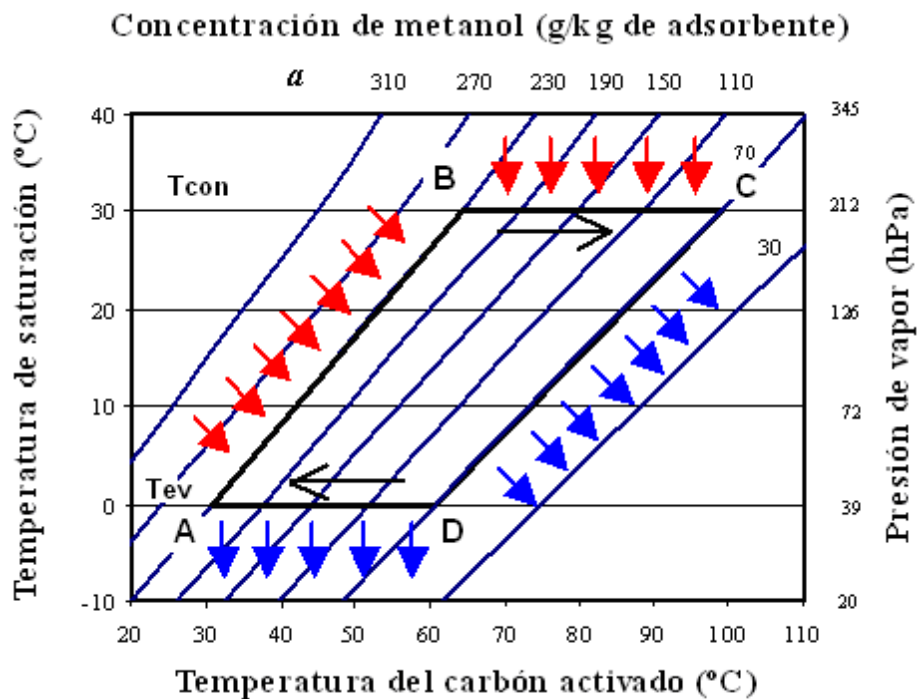


Figura 2.29: Ciclo de adsorción / desorción.

CALENTAMIENTO ISOSTERICO A-B (8h-10h).

El ciclo empieza en el punto A, con las válvulas V_1 y V_2 cerradas, dónde se muestra al adsorbente a concentración máxima, temperatura y presión baja. El adsorbente es primero calentado isostéricamente, masa adsorbida constante, de A hacia B, por acción de la radiación solar. La temperatura y presión aumentan hasta que llegue al punto de desorción (punto B).

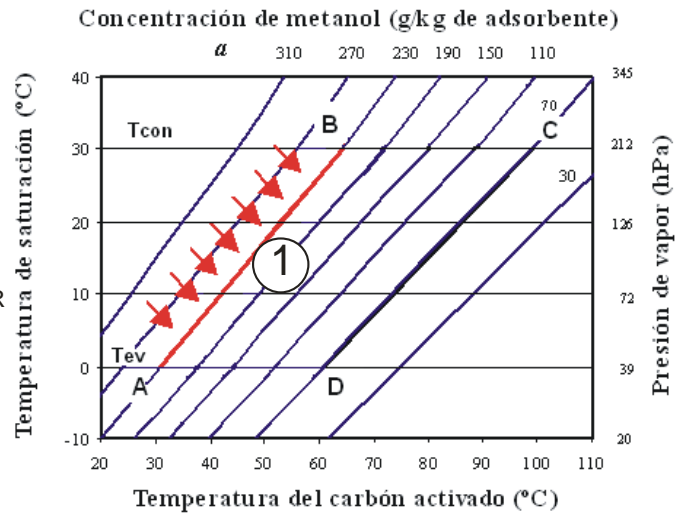
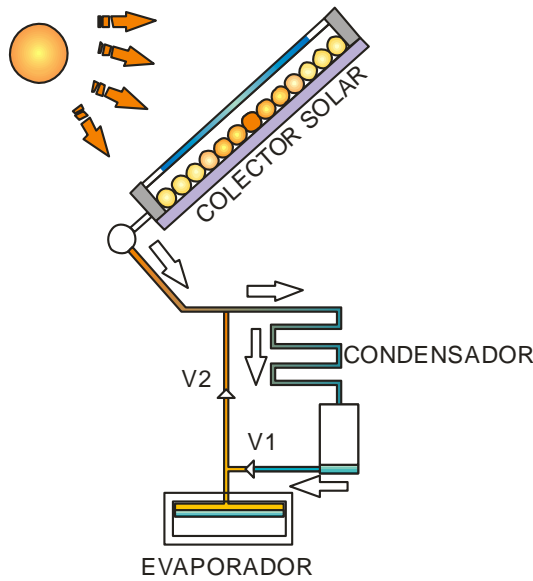


Figura 2.30: Calentamiento isoterico A-B (8h-10h)

DESORCION B-C (10h-16h).

En el punto B empieza la desorción, la concentración disminuye, el adsorbato se dirige hacia el condensador hasta que la presión de este sea igual o mayor a la del colector solar (punto C).

Cuando la presión de saturación que corresponde a la temperatura del condensador es alcanzada, el adsorbato gaseoso se condensa, acumulándose en forma líquida en el recipiente de condensado.

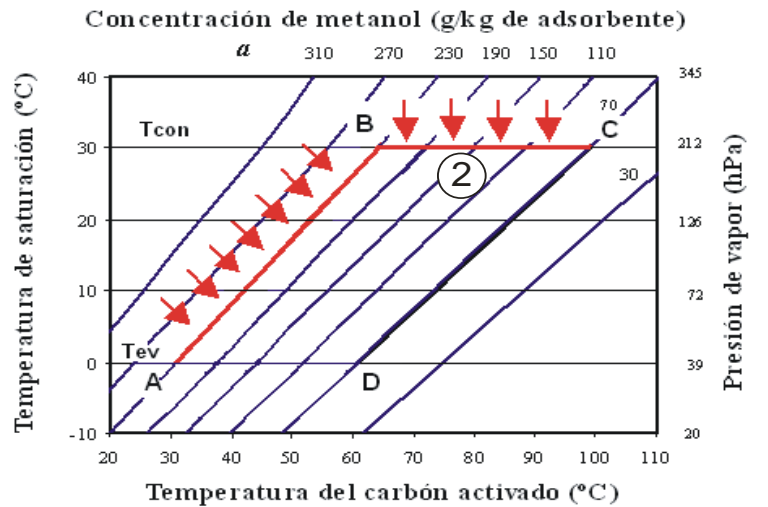
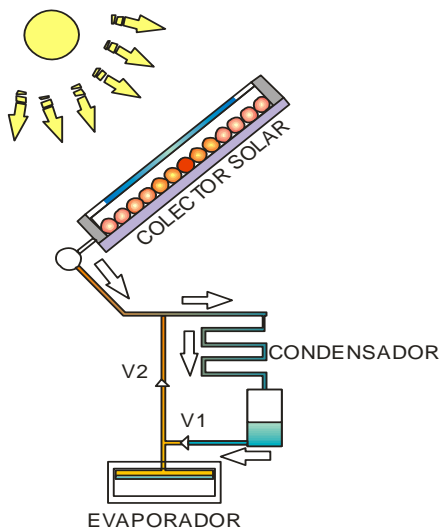


Figura 2.31: Desorcion B-C (10h-16h)

ENFRIAMIENTO ISOSTERICO C-D (16h-19h).

Cuando la radiación solar disminuye, otro proceso isostérico enfría el adsorbente disminuyendo la presión del colector solar hasta que alcance la presión del evaporador (punto D), ya en la noche.

Para ayudar el enfriamiento del colector removemos las coberturas superior e inferior del mismo. Abrimos la válvula V_1 para que el adsorbato líquido ingrese en el evaporador, luego de lo cual la cerramos nuevamente.

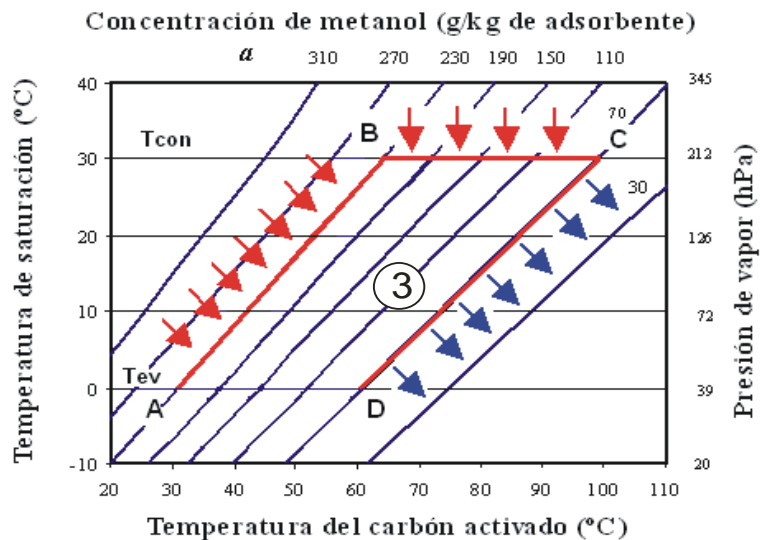
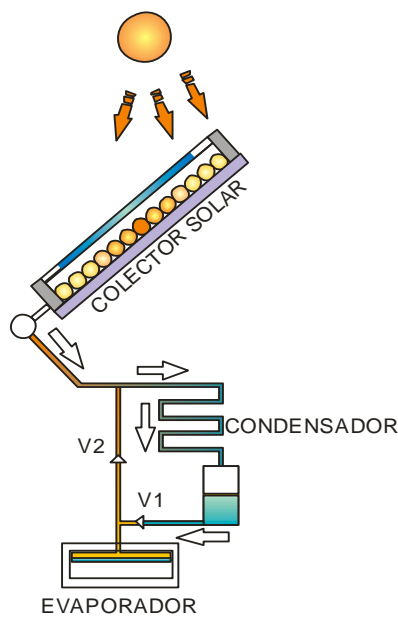


Figura 2.32: Enfriamiento isostérico C-D (16h-19h).

ADSORCIÓN Y PRODUCCIÓN DE FRÍO D-A (19H-8H).

La válvula V_2 se abre comenzando el efecto frigorífico en el evaporador, el adsorbato en forma de vapor se mueve entonces hacia el adsorbente, aumentando su concentración, el ciclo termina cuando la presión del colector solar aumenta sobre la del evaporador (punto A).

Cuando la temperatura en el evaporador alcanza el punto de congelación, hay formación de hielo que permite al recinto quedar a baja temperatura a lo largo del siguiente día, eventualmente varios días (2-3) en caso de condiciones meteorológicas desfavorables.

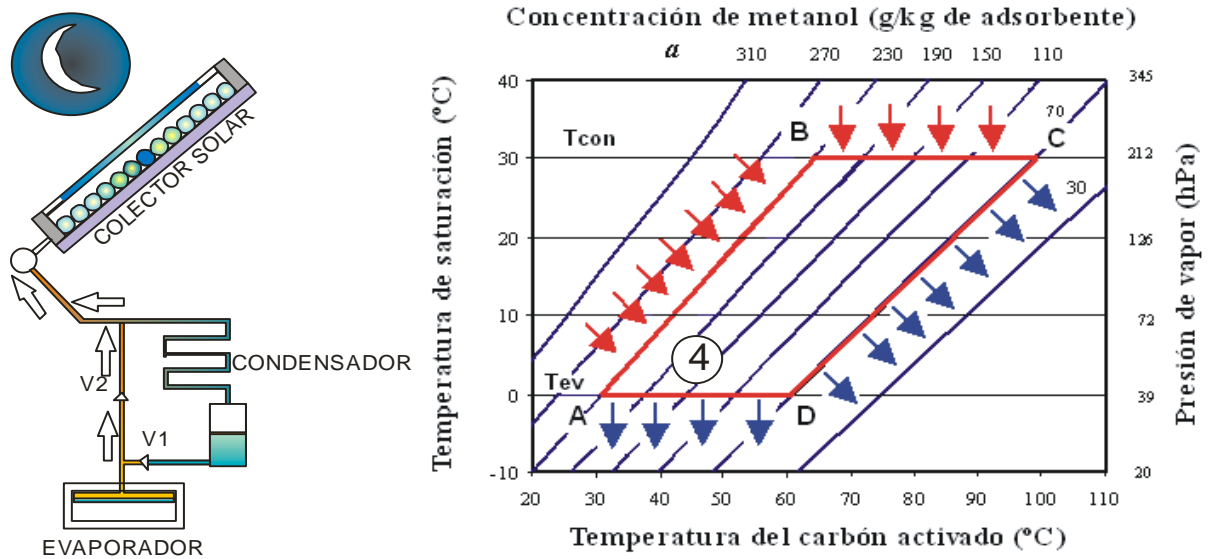


Figura 2.33: Adsorción y producción de frío D-A (19h-8h).

En la figura 2.34 se muestra un diagrama esquemático de la refrigeradora solar, donde se representa fases por las que atraviesa el metanol (líquido y gaseoso) durante el ciclo de adsorción, además del calor cedido al ambiente (Q_{DA} , Q_{CD}) o que ingresa al adsorbedor/colector solar, (Q_{AB} , Q_{BC}), así como del calor cedido en el condensador Q_{cond} y absorbido en el evaporador Q_{evap} .

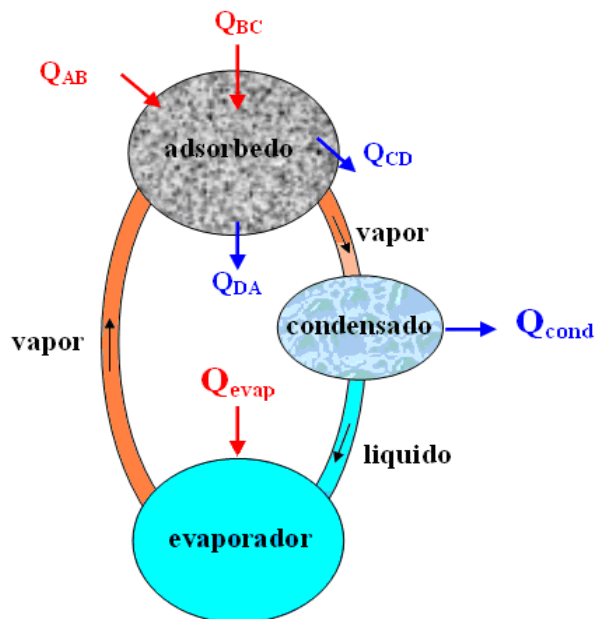


Figura 2.34: Calor cedido o ganado en el adsorbedor/ colector solar.

La isótera del carbón activado AC35-metanol la cual representa el comportamiento tanto del carbón activado como del metanol durante un ciclo de adsorción / desorción, se muestra en la figura 2.35 estos datos de temperatura y concentración son utilizados para el dimensionamiento de la refrigeradora solar.

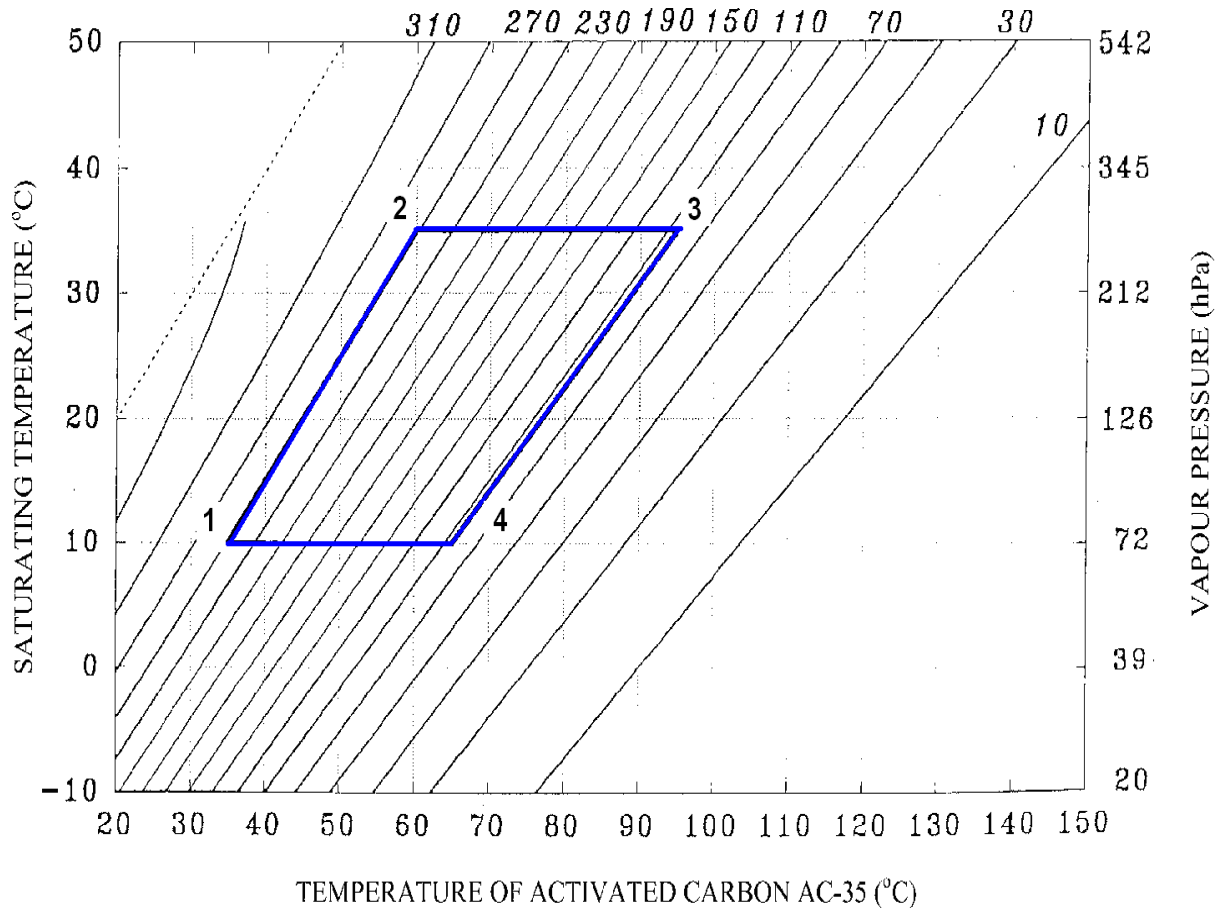


Figura 2.35: Isótera del par carbón activado - metanol¹¹.

Consta de dos isobaras (presión constante) y dos isóteras (concentración constante). En la tabla 2.5 se indican los procesos que representan tanto las isobaras como las isóteras en el proceso de refrigeración solar.

¹¹ www.elsevier.com/locate/renene: Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

	CICLO	CARACTERÍSTICAS
ISOBARAS	2-3	<i>Proceso de desorción</i>
	4-1	<i>Proceso de adsorción</i>
ISÓSTERAS	1-2	<i>Concentración máxima</i>
	3-4	<i>Concentración mínima</i>

Tabla 2.5: Características de la isótera.

Los datos de la isótera tanto para la adsorción como la desorción y que son de gran importancia para el dimensionamiento se detallan a continuación:

T_s : Temperatura de Saturación ($^{\circ}\text{C}$) .

T_{CA} : Temperatura de carbón activado ($^{\circ}\text{C}$) .

X_{\max} : Concentración máxima ($\text{Kg}_{\text{met}} / \text{Kg}_{CA}$).

X_{\min} : Concentración mínima ($\text{Kg}_{\text{met}} / \text{Kg}_{CA}$).

P: Presión (hPa=hectopascales).

Con los datos de la isótera podemos aplicar la ecuación 2.52 para determinar la cantidad de metanol que se desorberá del adsorbedor/colector por la acción de la energía solar.

$$m_{\text{met des}} = m_{CA} (X_{\max} - X_{\min}) \quad (2.52)$$

Al usar la concentración máxima, podemos determinar la cantidad de metanol total necesaria para el sistema mediante la siguiente ecuación:

$$m_{\text{met}} = m_{CA} * X_{\max} \quad (2.53)$$

¹² Erico Frigerio (INENCO): Sistema solar de refrigeración por adsorción/desorción

¹³ Erico Frigerio (INENCO): Sistema solar de refrigeración por adsorción/desorción

2.4.2.3.- ESQUEMA DE LA REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN.

El proceso de la refrigeración por adsorción se puede representar esquemáticamente por medio de una máquina de cuatro temperaturas ideal, la figura 2.36 muestra claramente las diferentes temperaturas alcanzadas en sus componentes.

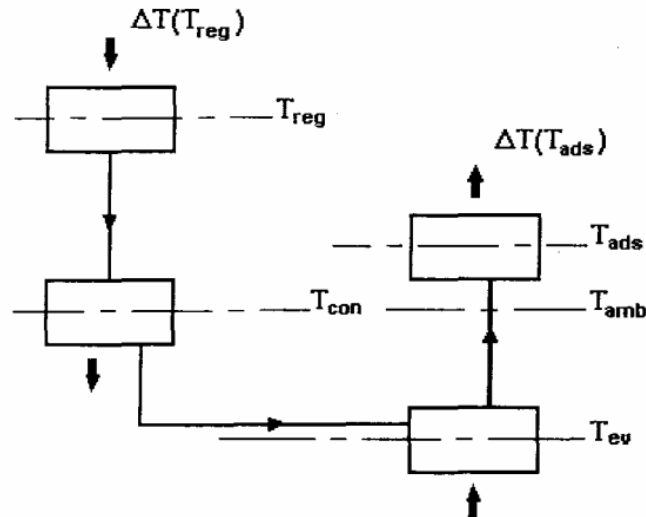


Figura 2.36: Esquema de una máquina de cuatro-temperaturas ideal.

De la figura:

T_{reg}: Temperatura de desorción del adsorbedor necesaria para la desorción del metanol en fase gaseosa del carbón activado, que usualmente alcanza su valor máximo alrededor de los 100°C en el medio día solar.

T_{cond}: Temperatura del condensador, donde el metanol cambia de fase de gaseosa a líquida, usualmente esta temperatura es cercana a la temperatura ambiente.

T_{evap}: Representa la temperatura de evaporación, es decir la temperatura existente en la cámara fría, se ha diseñado a 1°C, suficiente para el mantenimiento de productos.

T_{amb}: Temperatura ambiente del sitio, para los cálculos se toma un valor promedio de 25°C.

2.4.3.- PARES ADSORTIVOS.

En los sistemas de adsorción se utiliza pares de adsorción, que son los que hacen posible el ciclo de adsorción/desorción.

Acerca de los sistemas de refrigeración solar por adsorción, existen diferentes tipos de pares de adsorción, el par zeolita-agua y el par gel de sílice-agua se usan para aire acondicionado, mientras el par carbón activado-metanol para la producción de hielo.

Los pares adsorbentes deben cumplir con ciertas características como:

- Alta capacidad adsortiva a temperatura ambiente y bajas presiones.
- Baja capacidad de adsorción a temperatura y presión elevadas.

En consideración que el sistema funciona con temperaturas bajas, se escoge el par carbón activado-metanol que es el que brinda las mejores características de adsorción y desorción mediante el uso de energía solar.

2.4.3.1.- CLASIFICACIÓN.

Los pares adsorbentes están conformados por dos compuestos, uno sólido que es el adsorbente (medio poroso) y otro líquido, el adsorbato.

Los medios porosos (adsorbente) pueden ser clasificados tomando en cuenta el diámetro de los poros en armstrongs ($1\text{\AA}=10^{-10}$ metros).

- macroporos (diámetro mayor que 500\AA),
- mesoporos (diámetro entre 500\AA y 20\AA) y
- microporos (diámetro menor que 20\AA).

Los adsorbentes más utilizados por su porosidad alta son:

- gel de silicio,
- carbón activado,
- alumine activado y
- zeolita.

Los parámetros físicos que caracterizan la porosidad de un material son:

- Volumen de los poros,
- Área de la superficie específica y
- Distribución de los diámetros del poro.

El área de la superficie específica del carbón activado y de la estructura de la zeolita, que son los adsorbentes más usados en los sistemas de refrigeración, varía de 300 a 2500 m²/g y de 500 a 800 m²/g, respectivamente.

La zeolita se distingue de los adsorbentes mencionados anteriormente porque presenta una estructura porosa caracterizada por un tamiz molecular. Los otros adsorbentes tienen una distribución de tamaño de poro, con un diámetro medio que es controlado por el proceso de fabricación. Esta diferencia en la estructura de los microporos determina la calidad selectiva y la capacidad del adsorbente.

En el caso de carbón activado, su distribución de tamaño de poro permite una penetración de una cantidad grande de las moléculas fluidas en su estructura porosa. Esto significa selectividad pequeña, pero una gran capacidad de adsorción. Acerca de la zeolita, debido a su estructura de tamiz molecular, hay una selectividad grande de las moléculas adsorbidas como una función de sus dimensiones.

La mayoría de los adsorbentes se produce en forma de pelotilla aglomerado con una estructura bi-porosa, o porosidad doble.

En lo referente al adsorbato, este es el refrigerante del sistema de refrigeración, debe ser de fácil absorción/desorción por el adsorbente.

Entre los adsorbatos mas utilizados están los siguientes:

Adsorbato: Líquido/gas (fluido refrigerante)

- Metanol.
- Agua.
- Amoníaco.

El Zeolita-agua y carbón activado-metanol son los pares adsorbentes más usados en los sistemas de refrigeración.

Estos dos pares tienen propiedades físicas y químicas completamente diferentes: el metanol es fácilmente desorbido del carbón activado cuando este se calienta, mientras en la zeolita, el agua se mantiene por más tiempo. Así, el par carbón activado -metanol se adapta mejor a los ciclos de operación con una variación pequeña de la temperatura de desorción (sobre 40°C), mientras que ciclos de adsorción con el par zeolita-agua necesitan una temperatura de desorción más elevada (70°C o más) para operar.

2.4.4.- PAR ADSORBENTE CARBÓN ACTIVADO-METANOL.

2.4.4.1.- CARACTERÍSTICAS DEL CARBÓN ACTIVADO.

La gran cantidad de microporos con las dimensiones adecuadas que tiene el carbón activado, le hace ideal para la adsorción del metanol. Es de gran utilización en la refrigeración el carbón activado de tipo AC-35, además de los resultados obtenidos con sus propiedades termofísicas y parámetros en la ecuación de estado y el equilibrio con metanol.

En resumen las características del carbón activado AC35 son las siguientes:

- Baja temperatura de desorción;
- Alta capacidad de retener el metanol;
- No reacciona químicamente con el metanol;
- Buena estabilidad con el uso;

- No es tóxico ni corrosivo.



Figura 2.37: Carbón activado AC35.

2.4.4.2.- CARACTERÍSTICAS DEL METANOL.

El metanol (CH_3OH) se denomina alcohol metílico o alcohol "de madera" porque originalmente se obtenía de la destilación de esta materia prima en ausencia de aire. Actualmente puede producirse a partir de gas natural, carbón, madera, e incluso de residuos orgánicos (biomasa celulósica).

Es el más simple de los alcoholes y se caracteriza por ser incoloro; su ingestión causa ceguera porque destruye irreversiblemente el nervio óptico y una dosis mayor a 30 ml causa la muerte.

Se utiliza en la fabricación de ácido acético y otros compuestos químicos. Es un disolvente que se emplea en la fabricación de plásticos, pintura, barnices.

En resumen las características del metanol son las siguientes:

1. Su punto de evaporación está por debajo de 0°C ;
2. Cuenta con un tamaño de molécula de $4 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}$, los cuales pueden ser adsorbidos por microporos de diámetros inferiores a $2 \cdot 10^{-3} \mu\text{m}$;
3. Tiene una gran entalpía de vaporización (1.200kJ/kg a -5°C);
4. Funciona con presiones de trabajo siempre por debajo de la atmosférica, que es un factor de seguridad en caso de pérdida de estanqueidad del sistema.

5. El punto de ebullición normal es alrededor de 65°C, siendo relativamente alto impidiendo su combustión espontánea en el ambiente donde se encuentra el refrigerador.
6. Gran estabilidad con el carbón activado.

2.4.4.3.- VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

Como ya hemos mencionado el par carbón activado-metanol es el más utilizado en los sistemas de refrigeración ya que presenta varias ventajas como las que se describen a continuación.

- No necesita energía eléctrica o mecánica (compresor) para su funcionamiento.
- Utiliza diferentes formas de energía térmica como: energía solar, gas natural, gases de descarga, calor residual.
- El sistema es más sencillo con respecto a los sistemas de absorción.

- Entre las desventajas que presentan están las siguientes:
- Su ciclo de funcionamiento es intermitente.
- Período de refrigeración de larga duración.
- Su coeficiente de rendimiento COP es bajo.

2.4.5.- COEFICIENTE DE RENDIMIENTO COP.

“El parámetro para evaluar la eficacia termal de un sistema de refrigeración por adsorción es el coeficiente de actuación (COP), el cual se define como la relación entre el enfriamiento producido (Q_{ev}) y la energía usada para la desorción del adsorbente (Q_{reg})”¹⁴ .

El COP de una máquina de cuatro temperaturas representa la eficacia termodinámica ideal, correspondiendo a las cuatro temperaturas (T_{ev} , T_{ads} ,

¹⁴ Erico Frigerio (INENCO): Sistema solar de refrigeración por adsorción/desorción

T_{con} , y T_{reg}) del ciclo. Indica el rendimiento máximo de una máquina que opera en un ciclo continuo con una recuperación de calor sensible ideal. Entonces, según la figura 2.35 el COP se puede expresar como:

$$COP = \frac{Q_f}{Q_{reg}} \quad (2.54)$$

$$COP = \frac{Q_f}{Q_{1-2} + Q_{2-3}}$$

De donde:

COP : Coeficiente de actuación.

Q_f : Enfriamiento producido [KJ/Kg_{CA}].

Q_{reg} : Energía de desorción total [KJ/Kg_{CA}].

Q_{1-2} : Calentamiento sensible desde el punto 1 al 2 de la isóstera del carbón activado [KJ/Kg_{CA}].

Q_{2-3} : Energía usada proceso de desorción [KJ/Kg_{CA}].

2.4.5.1.- CALENTAMIENTO SENSIBLE 1-2.

De acuerdo a la figura 2.35 el punto 1 representa la máxima concentración de metanol adsorbido en el carbón activado (X_{max}) a la temperatura T_1 . Temprano en la mañana, cuando el adsorbedor/colector solar empieza a recibir la energía solar, la temperatura del carbón activado empieza a subir, lo que se representa en el punto 2 a la temperatura T_2 y presión P_2 (presión del condensador), pero en este punto todavía no se produce la desorción, es decir el proceso 1-2 se realizó a una concentración de metanol adsorbido constante, este calentamiento sensible 1-2 se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Q_{1-2} = C_{p_{CA}} + C_{p_{met}} * X_{max} (T_{2CA} - T_{1CA}) \quad (2.55)$$

En donde:

Q_{1-2} : Calentamiento sensible en la isótera 1-2 a concentración constante.

Cp_{CA} : Calor específico del adsorbente (carbón activado).

Cp_{met} : Calor específico del adsorbato (metanol).

X_{max} : Concentración máxima de metanol adsorbido en el carbón activado.

T_{1CA} : Temperatura del adsorbente en el punto 1.

T_{2CA} : Temperatura del adsorbente en el punto 2.

Una vez que el carbón activado llega a la temperatura T_2 y la presión P_2 , este se encuentra listo para iniciar el proceso de desorción del metanol, el cual se representa por la isobara 2-3 en la figura 2.31.

2.4.5.2.- CALENTAMIENTO SENSIBLE 2-3.

Este proceso comienza en el punto 2 a la temperatura T_2 y P_2 a una concentración máxima X_{max} a presión constante, el mismo continúa durante el día hasta que el adsorbedor/colector solar alcance su máxima temperatura alrededor del medio día solar, lo cual se representa en el punto 3, donde se puede determinar T_3 , P_3 y X_{min} .

El calor suministrado en el transcurso de este proceso consiste en:

- Calor sensible del adsorbente desde T_2 hasta T_3 .
- Calor sensible del adsorbato desde T_2 hasta T_3 .
- Calor de desorción.

Esto lo podemos expresar mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{2-3} = \left[Cp_{CA} + Cp_{met} * \left(\frac{X_{max} + X_{min}}{2} \right) \right] (T_{3CA} - T_{2CA}) + (X_{max} - X_{min}) * H_{des} \quad (2.56)$$

De donde el término H_{des} representa el valor medio del calor de adsorción/desorción, lo cual lo podemos calcular usando la ecuación dada por Caussius Clapeyron, como sigue:

$$H_{des} = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{M} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{T_{1CA}} - \frac{1}{T_{2CA}}} + \frac{1}{\frac{1}{T_{4CA}} - \frac{1}{T_{3CA}}} \right) \quad (2.57)$$

Donde:

R : Constante universal de los gases.

M : Peso molecular del adsorbato.

2.4.5.3.- ENFRIAMIENTO PRODUCIDO.

El refrigerante, en este caso el metanol, se enfría desde la temperatura T_1 representada en la figura 2.31, hasta la temperatura del evaporador T_{ev} , para luego evaporarse, se puede expresar el enfriamiento producido mediante la siguiente ecuación:

$$Q_f = (X_{max} - X_{min}) \left[L - C_{p_{met}} (T_{1CA} - T_{ev}) \right] \quad (2.58)$$

En donde se supone que el calor latente de evaporación L es constante y tiene un valor de $L_{ev} = 1200 \text{ KJ/Kg}_{met}$, que es una característica del metanol (anexo F).

2.4.6.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA.

El refrigerador solar está compuesto principalmente de un evaporador (dentro de la cámara fría), un condensador, que puede estar sumergido en agua o no y un colector solar acoplado al adsorbador o reactor el cual se

encuentra lleno con adsorbente, además de coberturas y reflectores solares (figura. #2.34).

El adsorbedor, condensador y evaporador, son multitubulares y hechos de acero inoxidable AISI 304.

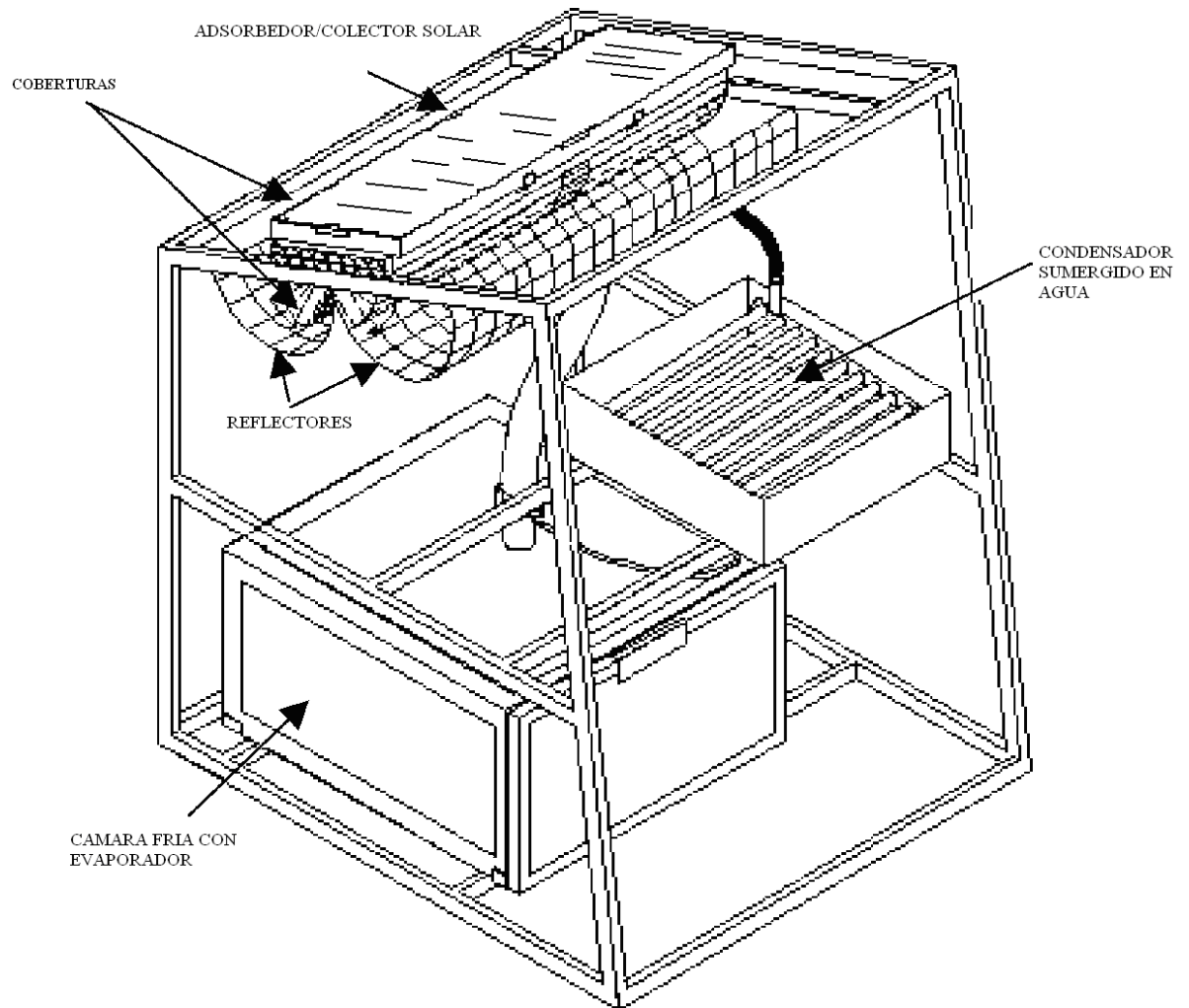


Figura 2.34: Esquema de un refrigerador solar intermitente por adsorción.

2.4.6.1.- ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR.

En la figura 2.35 se representa el conjunto adsorbedor/colector solar, siendo la parte superior la superficie adsorbente de la radiación solar, en donde se utiliza una cobertura compuesta de dos placas de vidrio

transparente, las cuales sirven para concentrar la radiación solar incidente dentro del colector.

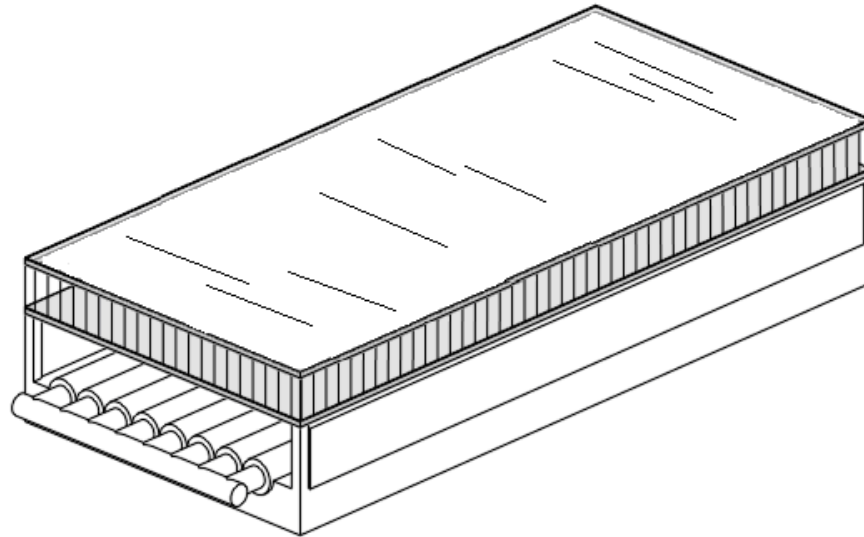


Figura 2.35: Esquema del conjunto adsorbedor/colector solar.

El lecho adsorbente se encuentra formado por una serie de tubos, donde el adsorbente (carbón activado) ocupa el espacio anular concéntrico comprendido entre la superficie exterior del tubo y una malla metálica, por donde fluye el adsorbato.

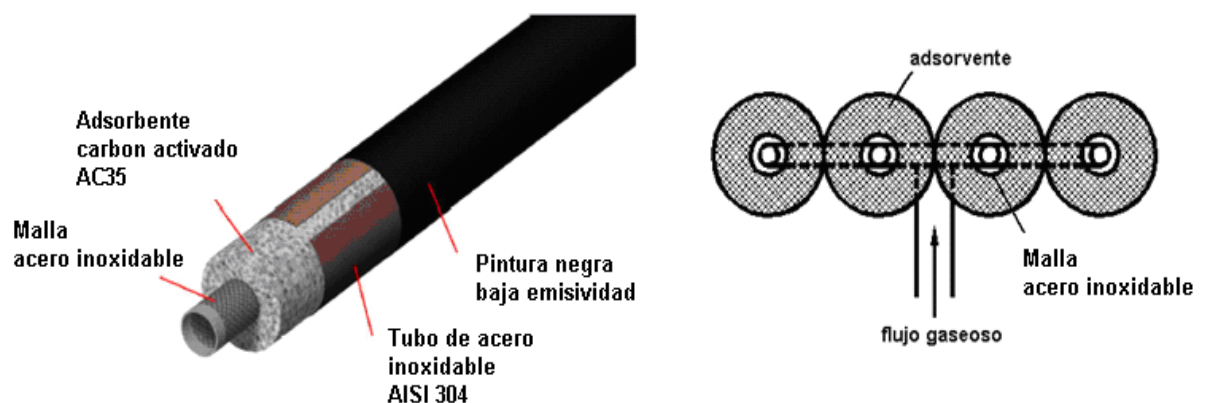


Figura 2.36: Esquema del adsorbedor multitubular.

El adsorbedor multitubular presenta dos ventajas esenciales:

- Fabricación más simple (construcción modular con líneas de soldadura menores);
- Utiliza materiales de menor espesor, ya que por su geometría soporta diferencias de presión mayores (el sistema funciona en vacío).

Además el adsorbedor/colector solar se encuentra bi-facialmente irradiado mediante dos reflectores cilíndricos (Figura 2.37) que reflejan la radiación solar incidente hacia el adsorbedor/colector solar por la parte inferior del mismo, con esto duplicamos el área de captación solar mejorando de esta manera el rendimiento.

Estos reflectores se encuentran contruidos de láminas de acero inoxidable para evitar su deterioro en la intemperie.

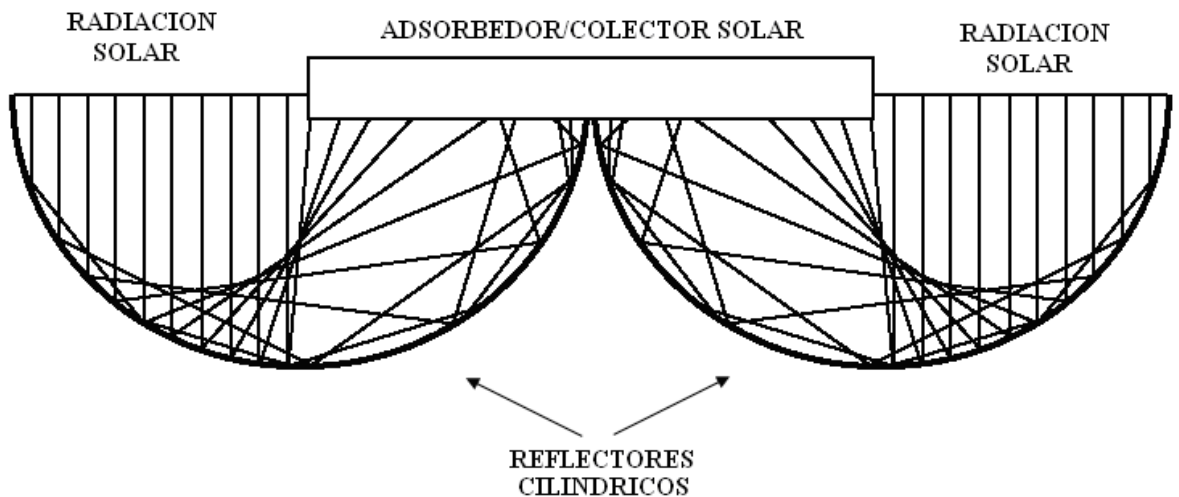


Figura 2.37: Colector solar de placa plana bi-facialmente irradiado.

2.4.6.2.- CONDENSADOR.

El condensador consiste de una serie de tubos ubicado en la base de un recipiente que contiene agua las paredes del recipiente no tienen

aislamiento con su cara superior abierta, pero este se encuentra protegido de la incidencia solar. Los tubos forman un ángulo con respecto a la horizontal, para permitir un flujo máximo de metanol líquido hacia el evaporador.

El dimensionamiento se hizo teniendo en cuenta la potencia térmica disipada en el agua durante el cambio de fase gas-líquido del adsorbato, que se expresa como:

$$Q_{cond} = \frac{m_{met\ des} \Delta H_{cond}}{t_{cond}} \quad (2.59)$$

Donde:

Q_{cond} : Potencia térmica del condensador [W].

$m_{met\ des}$: Masa de metanol desorbido [Kg].

ΔH_{cond} : Calor latente de condensación, es una característica del metanol detallado en el anexo F y es igual a $\Delta H=1169.7$ KJ/Kg_{met} .

t_{cond} : Duración del proceso de condensación [horas].

Entonces para determinar el área de transferencia necesaria para el condensador utilizamos la siguiente ecuación:

$$A_{cond} = \frac{Q_{cond}}{U_{cond} * \Delta t_{cond}} \quad (2.60)$$

Donde:

A_{con} : Área de transferencia [m²].

U_{cond} : Coeficiente de transferencia global [$U_{cond}=170$ W/m²C]¹⁵.

Δt_{cond} : Diferencia del temperatura agua tanque/metanol igual a 2°C¹⁶.

¹⁵ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

¹⁶ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

Tomando en cuenta el valor de área de transferencia para el condensador, y además que el condensador utiliza toda el área útil de los tubos, determinamos el número total de tubos de la siguiente manera:

$$\#Tubos = \frac{A_{con}}{2 * \phi_{tubo} * L_{tubo}} \quad (2.61)$$

Donde:

ϕ_{con} : Diámetro de la tubería a utilizar [m].

L_{con} : Longitud de la tubería [m].

Un detalle importante a considerar es que el presente trabajo se ha utilizado un condensador inmerso en agua, de acuerdo a los estudios realizados por el Prof. Parlón de la universidad de Paraíba-Brasil,¹⁷ el cual en sus trabajos recomienda la utilización de este tipo de condensadores ya que mejoran el rendimiento de la refrigeradora solar.

Entonces la cantidad de agua necesaria es:

$$m_{agua} = \frac{m_{met\ des} * \Delta H_{con}}{Cp_{agua} * \Delta t_{agua}} \quad (2.62)$$

Donde:

Cp_{agua} : Calor específico del agua ver anexo C [$Cp_{agua} = 1Kcal/Kg^{\circ}C = 4.1868 KJ/ Kg^{\circ}C$].

Δt_{agua} : Variación de temperatura en el agua igual a $1.5^{\circ}C$.

$m_{met\ des}$: Masa de metanol desorbido [Kg].

¹⁷ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

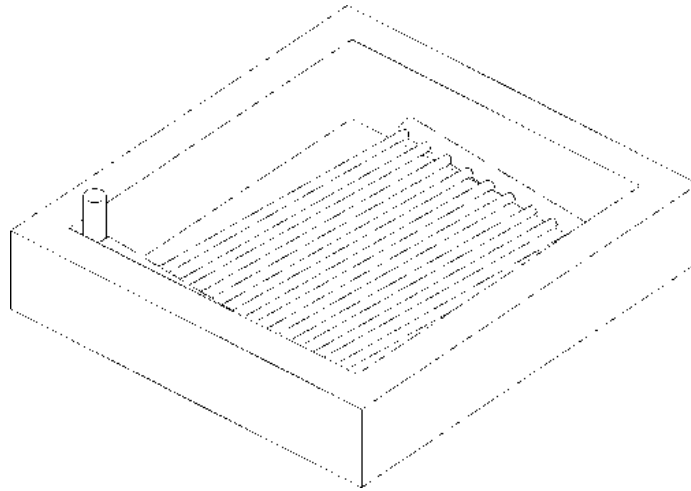


Figura 2.38. Esquema del condensador.

2.4.6.3.- EVAPORADOR.

Al igual que el condensador el evaporador está constituido por tubos ubicados paralelamente, interconectados en su extremidad posterior, para garantizar una igual distribución de metanol en cada uno de ellos.

Para dimensionar el evaporador se han considerado las cantidades de energía utilizadas en los dos procesos siguientes:

- Disminución de temperatura del agua hasta 0°C (Q_{ev1}) y
- Solidificación (Q_{ev2}).

2.4.6.3.1.- DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA HASTA 0°C (Q_{EV1}).

El metanol condensado pasa hacia el evaporador, en el cual el proceso de producción de frío se divide en dos partes, primeramente el metanol baja su temperatura desde la temperatura ambiente hasta los 0°C, para lo cual aplicamos la siguiente fórmula:

$$Q_{ev1} = m_{agua} C_{p_{agua}} \Delta t_a \quad (2.63)$$

Donde:

Q_{ev1} : Calor necesario para bajar la temperatura a 0°C [KJ].

m_{agua} : Masa de agua a enfriar [Kg].

Δt_a : Temperatura ambiente [°C].

Siendo la potencia necesaria para este proceso la que se expresa en la formula siguiente, tomando en cuenta que este proceso toma 1 hora en realizarse:

$$Q_{ev1}^* = \frac{Q_{ev1}}{t_{ev1}} \quad (2.64)$$

Donde:

Q_{ev1}^* : Potencia térmica [W].

t_{ev1} : Tiempo de evaporación (etapa de enfriamiento a 0°C $t_{ev1}=1h$)¹⁸.

Entonces para este proceso podemos determinar la cantidad de metanol necesaria utilizando la ecuación siguiente:

$$m_{met-ev1} = \frac{Q_{ev1}^* t_{ev1}}{L_{ev}} \quad (2.65)$$

Donde:

$m_{met-ev1}$: Masa de metanol necesaria para el proceso de enfriamiento [Kg_{met}].

L_{ev} : Calor latente de evaporación del metanol dado en el anexo F, igual a 1200 KJ/Kg.

Siendo el área necesaria para este proceso:

$$A_{ev1} = \frac{Q_{ev1}^*}{h_{ev1} \Delta t_{ev1}} \quad (2.66)$$

¹⁸ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

Donde:

A_{ev1} : Área del evaporador [m^2].

h_{ev1} : Coeficiente de transferencia de calor (etapa de enfriamiento a $0^\circ C$

$h_{ev1}=355 W/m^2K$ ¹⁹.

Δt_{ev1} : Diferencia de temperatura en la etapa de enfriamiento a $0^\circ C$.

2.4.6.3.2.- SOLIDIFICACIÓN (Q_{EV2}).

El proceso de solidificación empieza cuando el evaporador a alcanzado los $0^\circ C$, siendo necesario bajar la temperatura aun mas para la producción de hielo, en este trabajo fijamos la temperatura de solidificación en $-5^\circ C$.

El proceso de cálculo es similar al anterior de enfriamiento, primero determinamos el calor que debe ser removido:

$$Q_{ev2} = m_{agua} q_s + m_{agua} C_{p_{hielo}} \Delta t_{ev} \quad (2.67)$$

Donde:

Q_{ev2} : Calor removido para la solidificación [KJ].

q_s : Calor de fusión del hielo, ver anexo C [$q_s= 79.7 Kcal/Kg^\circ C$].

$C_{p_{hielo}}$: Calor especifico del hielo, ver anexo C [$C_{p_{hielo}}=0.5 Kcal/Kg^\circ C$].

Δt_{ev} : Temperatura del evaporador [$^\circ C$].

Entonces la potencia térmica necesaria es:

$$Q_{ev2}^* = \frac{Q_{ev2}}{t_{ev2}} \quad (2.68)$$

¹⁹ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

Donde:

Q_{ev2}^* : Potencia térmica necesaria para la solidificación [W].

t_{ev2} : Tiempo de evaporación (etapa de congelación $t_{ev2} = 12h$) ²⁰.

Siendo el área necesaria para este proceso la expresada por la siguiente fórmula:

$$A_{ev2} = \frac{Q_{ev2}^*}{h_{ev2} \Delta t_{ev2}} \quad (2.69)$$

Donde:

A_{ev2} : Área del evaporador para la solidificación [m^2] .

h_{ev2} : Coeficiente de transferencia de calor en la etapa de congelación $h_{ev2} = 29 \text{ W/m}^2\text{K}$ ²¹.

Δt_{ev2} : Diferencia de temperatura en la etapa de congelación [$\Delta t_{ev2} = 4^\circ\text{C}$] ²² .

Una vez que hemos determinado las áreas necesarias para los dos procesos se escoge el área mayor, con la cual se calcula el número de tubos necesarios para el evaporador.

$$\#Tubos = \frac{A_{ev}}{\phi_{evap} * L_{evap}} \quad (2.70)$$

Donde:

ϕ_{evap} : Diámetro de la tubería a utilizar [m].

L_{evap} : Longitud de la tubería [m].

²⁰ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

²¹ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

²² www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

Nótese que el cálculo del condensador se utilizan las dos caras por eso el número de tubos se divide para dos, en cambio en el evaporador solo una cara del mismo se encuentra en contacto con el agua.

Por último se calcula la cantidad de metanol necesaria para el proceso de congelación:

$$m_{met-ev2} = \frac{Q_{ev2}^* t_{ev2}}{L_{ev}} \quad (2.71)$$

Entonces se puede comprobar si la cantidad de metanol necesaria para los dos procesos es menor o igual a la cantidad desorbida por el adsorbedor/colector solar, de esta manera garantizar que la cantidad de metanol sea la suficiente para los dos procesos.

$$m_{met} = m_{met-ev1} + m_{met-ev2} \quad (2.72)$$

Donde:

m_{met} : Masa de metanol total [Kg_{met}].

$m_{met-ev1}$: Masa de metanol necesaria para el proceso de enfriamiento [Kg_{met}].

$m_{met-ev2}$: Masa de metanol necesaria para el proceso de solidificación [Kg_{met}].

2.4.7.- CAMARA FRIA Y AISLAMIENTOS.

2.4.7.1.- CARGA POR TRANSMISION DE CALOR.

En la cámara fría la transmisión de calor se produce por conducción y convección a través de las paredes, piso y techo, esta ganancia de calor varía de acuerdo al tipo de construcción de la cámara fría, tipo y espesor

del aislamiento usado, del área y la diferencia de temperatura existente entre la cámara interna y el medio ambiente. Para determinar su valor usamos la siguiente ecuación:

$$Q = \mu * A * \Delta t \quad (2.73)$$

En donde:

Q : Transferencia de calor [BTU/h].

μ : Coeficiente de transferencia de calor [BTU/h (pie)²(°F)]

A : Área [pie²].

Δt : Diferencia de temperatura entre la cámara interna y el medio ambiente [°F].

El factor Δt se define mediante la ecuación siguiente:

$$\Delta t = t_f - t_o \quad (2.74)$$

Donde:

t_f : Temperatura ambiente [°F].

t_o : Temperatura de la cámara interna [°F].

El coeficiente de transmisión de calor (μ) depende del tipo y espesor de aislante térmico utilizado, lo cual se expresa en las siguientes ecuaciones:

$$\mu = \frac{1}{R_T} \quad (2.75)$$

$$R_T = R_1 * x_1 + R_2 * x_2 + \dots + R_n * x_n \quad (2.76)$$

En donde:

R: Coeficiente que depende del tipo de aislante térmico utilizado este se muestra en el anexo B.

X : Representa el espesor del material aislante.

2.4.7.2.- CARGA POR INFILTRACIÓN DE AIRE.

El aire contenido en la cámara fría debe reducir su temperatura y la humedad relativa para la que fue diseñada, aumentando así la carga de refrigeración.

Para determinar la carga por infiltración de aire usamos la siguiente ecuación:

$$Q_{aire} = V_{camara} * CR \quad (2.77)$$

En donde:

Q_{aire} : Calor removido por infiltración de aire [BTU/24h].

V_{camara} : Volumen de la cámara interna [pies³].

CR : Calor removido.

En el anexo B (tabla B.4) se muestra el calor removido (CR) cuando se enfría un pie³ de aire, desde las condiciones exteriores a las condiciones de la cámara fría.

2.4.7.3.- CARGA DEBIDA AL PRODUCTO.

La carga debida al producto, es la cantidad de calor que hay que extraerle al producto para bajar su temperatura hasta la temperatura de la cámara fría, esta carga puede deberse a:

- Colocar un producto a una temperatura mayor que la de la cámara.
- Un proceso de congelación (que implica carga latente).

La carga total de producto será la suma de los diversos tipos de carga que existan.

Para nuestro caso particular la carga que vamos a considerar será agua, la cual debe someterse a dos procesos:

1. Bajar su temperatura hasta los 0°C y
2. Proceso de congelamiento hasta la temperatura de la cámara fría de -5°C.

Para determinar el calor removido para bajar la temperatura desde la temperatura ambiente a la temperatura de la cámara fría utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_a = m_{\text{agua}} * C_{\text{agua}} * \Delta t \quad (2.78)$$

En donde:

Q_a : Calor removido desde la temperatura ambiente hasta 0°C [BTU/24h]

m_{agua} : Masa de agua [lb/24h].

C_{agua} : Calor específico del agua a presión y volumen constante [BTU/lb°F].

Δt : Diferencia de temperatura entre la temperatura ambiente hasta 0°C. [°F].

Calor removido para congelamiento.

$$Q_b = m_{\text{agua}} * q_s \quad (2.79)$$

En donde:

Q_b : Calor removido para el congelamiento [BTU/24h].

q_s : Calor de fusión del agua [BTU/lb].

Calor removido para bajar la temperatura hasta la temperatura del evaporador (14°F).

$$Q_c = m_{hielo} * C_{hielo} * \Delta t \quad (2.80)$$

En donde:

Q_c : Calor removido desde 0°C a la temperatura del evaporador [BTU/24h]

m_{hielo} : Masa de hielo [lb/24h].

C_{hielo} : Calor específico del hielo [BTU/lb°F].

Δt : Diferencia de temperatura desde 0°C a la temperatura del evaporador [°F].

Entonces el calor total removido por el producto es:

$$Q_T = Q_a + Q_b + Q_c \quad (2.81)$$

Q_T : calor total removido por el producto [BTU/24h].

CAPITULO III: DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA.

3.1.- DISEÑO DEL SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR .

3.1.1.- CALCULO DE LA CANTIDAD DE ENERGIA SOLAR.

Para determinar la cantidad de energía solar que incide sobre el colector/adsorbedor solar, se toman en cuenta datos de radiación solar medidos por instrumentos meteorológicos, para esto se ha obtenido los datos de promedios de 10 años de radiación solar, global, directa y difusa, proporcionados por la NASA (ver anexo A).

Además para el cálculo nuestra ubicación geográfica es la ciudad de Ambato cuyas características se muestran en la tabla 3.1.

Ubicación Geográfica				
Ciudad	Latitud λ	Longitud l	Altura m.s.n.m	Presión atmosférica mbar
Ambato	-1.22° S	78°37' O	2549	742.67833

Tabla 3.1: Ubicación Geográfica.

Para simplificar, presentamos el cálculo para el 1 de octubre, siendo los datos de radiación solar para este día los que se muestran en la tabla 3.2 y que constan de:

- Radiación global total $I_{GT(h)}$, dado en la tabla A.2 del anexo A.
- Radiación normal directa $I_{0(h)}$ para el medio día, tabla A.15 , anexo A.
- Radiación difusa total $I_{dif-T(h)}$, dado en la tabla A.4 del anexo A.

RADIACION SUPERFICIE HORIZONTAL				
Día n	Fecha	Global total $I_{GT(h)}$ Wh/m ²	Directa $I_{0(h)}$ W/m ²	Difusa total $I_{dif-T(h)}$ Wh/m ²
274	01 Octubre	4754	246	2788

Tabla 3.2: Datos de radiación solar para el 1 de octubre.

Con los datos anteriores y utilizando la ecuación 2.9 determinamos la declinación:

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284+n}{365} \right)$$

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284+274}{365} \right)$$

$$\delta = -4.215526$$

Para determinar el ángulo cenital solar al medio día, es decir con un ángulo horario $\Phi=0^\circ$, y la latitud del lugar $\lambda=-1.22^\circ$, utilizamos la ecuación 2.6.

$$\cos \theta_s = \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \lambda + \cos \delta \cos \lambda \cos \Phi$$

$$\cos \theta_s = \operatorname{sen}(-4.215526) \operatorname{sen}(-1.22) + \cos(-4.215526) \cos(-1.22) \cos 0$$

$$\cos \theta_s = 0.99863361$$

$$\Rightarrow \theta_s = 2.995526$$

Siendo la duración del día, según la ecuación 2.20 de:

$$N_{diario} = \frac{2}{15} \operatorname{arc} \cos(-\operatorname{tg} \delta \operatorname{tg} \lambda)$$

$$N_{diario} = \frac{2}{15} \operatorname{arc} \cos \left[\operatorname{tg}(-4.215526) \operatorname{tg}(-1.22) \right]$$

$$N_{diario} = 12.01199 \text{ horas}$$

Para obtener el valor de la radiación global y difusa para el medio día, dividimos los valores dados en la tabla 3.2 para la duración del día N_{diario} , calculado anteriormente, obteniendo de esta manera valores promedios que se utilizaran en los cálculos posteriores.

$$\begin{aligned}
 I_{G(h)} &= \frac{I_{GT(h)}}{N_{diario}} & I_{dif(h)} &= \frac{I_{T-dif(h)}}{N_{diario}} \\
 I_{G(h)} &= \frac{4754 \frac{Wh}{m^2}}{12.01199h} & I_{dif(h)} &= \frac{2788 \frac{Wh}{m^2}}{12.01199h} \\
 I_{G(h)} &= 396 \frac{W}{m^2} & I_{dif(h)} &= 232,10139 \frac{W}{m^2}
 \end{aligned}$$

Determinamos la inclinación del colector θ_n para el verano con una latitud de $\lambda = -1.2^\circ$, tenemos que $\theta_n = \lambda + 10^\circ = -1.2^\circ + 10^\circ = 8.78^\circ$.

Según la ecuación 2.12, la relación entre la radiación directa sobre la superficie inclinada I_n y la de la superficie horizontal $I_{0(h)}$, representada por η_D es de:

$$\begin{aligned}
 \eta_D &= \frac{I_{0(\theta_n)}}{I_{0(h)}} = \frac{\cos\theta_s \cos\theta_n + \text{sen}\theta_s \text{sen}\theta_n}{\cos\theta_s} \\
 \eta_D &= \frac{\cos 2.995526 \cos 8.78^\circ + \text{sen } 2.995526 \text{sen } 8.78^\circ}{\cos 2.995526} \\
 \eta_D &= 0.996269
 \end{aligned}$$

Ahora podemos determinar la componente directa en una superficie inclinada, utilizando el dato de radiación directa sobre una superficie horizontal $I_{0(h)}$ dada en la tabla 3.2, mediante la ecuación 2.12.

$$\eta_D = \frac{I_{0(\theta_n)}}{I_{0(h)}}$$

$$I_{0(\theta_n)} = \eta_D * I_{0(h)}$$

$$I_{0(\theta_n)} = 0.9962693 * 246 \frac{W}{m^2}$$

$$I_{0(\theta_n)} = 245.08225 \frac{W}{m^2}$$

Para determinar la componente difusa de la radiación utilizamos la radiación difusa sobre una superficie horizontal $I_{dif(h)}$ calculada anteriormente, aplicando la ecuación 2.13.

$$I_{dif(\theta_n)} = I_{dif(h)} \frac{1 + \cos\theta_n}{2}$$

$$I_{dif(\theta_n)} = 232,101393 \frac{W}{m^2} * \frac{1 + \cos 8.78^\circ}{2}$$

$$I_{dif(\theta_n)} = 230.74147 \frac{W}{m^2}$$

Al resultado anterior tenemos que añadir la parte de radiación difusa producida por el albedo, ecuación 2.15, tomando como referencia un albedo de $\rho = 0.3$ para un suelo cubierto de hojas mostrado en la tabla 2.4.

$$I_{albedo(\theta_n)} = I_{G(h)} \frac{1 - \cos\theta_n}{2} \rho$$

$$I_{albedo(\theta_n)} = 396 \frac{W}{m^2} * \frac{1 - \cos 8.78}{2} * 0.3$$

$$I_{albedo(\theta_n)} = 0.696065 \frac{W}{m^2}$$

Entonces la radiación difusa total según la ecuación 2.17 es:

$$I_{dif\ Total}(\theta_n) = I_{dif}(\theta_n) + I_{albedo}(\theta_n)$$

$$I_{dif\ Total}(\theta_n) = 230.74147 \frac{W}{m^2} + 0.696065 \frac{W}{m^2}$$

$$I_{dif\ Total}(\theta_n) = 231.437535 \frac{W}{m^2}$$

Una vez obtenidos las dos componentes, tanto la radiación directa como la difusa, determinamos la radiación total utilizando la ecuación 2.18.

$$I_{T}(\theta_n) = I_{0}(\theta_n) + I_{dif\ Total}(\theta_n)$$

$$I_{T}(\theta_n) = 245.08225 \frac{W}{m^2} + 231.437535 \frac{W}{m^2}$$

$$I_{T}(\theta_n) = 476.5197856 \frac{W}{m^2}$$

El valor de la radiación total $I_{T}(\theta_n)$ se ha calculado para condiciones de cielo claro, pero a partir de este valor se puede determinar la radiación total para un determinado valor de turbidez o nubosidad atmosférica (ξ) dado en la tabla A.10 del anexo A.

De acuerdo con la ecuación 2.22 y tomando un valor de turbidez promedio para el mes de octubre de $\xi=0.36$, se puede calcular el valor de la radiación directa, difusa y total.

La radiación directa para una superficie inclinada en condiciones de turbidez atmosférica, es de:

$$I_{0}(\theta_n, \xi) = I_{0}(\theta_n) * (0.33 + 0.7\xi)$$

$$I_{0}(\theta_n, \xi) = 245.08225 \frac{W}{m^2} (0.33 + 0.7 * 0.36)$$

$$I_{0}(\theta_n, \xi) = 142.637869 \frac{W}{m^2}$$

Radiación difusa para una superficie inclinada en condiciones de turbidez atmosférica, es de:

$$I_{dif(\theta_n, \xi)} = I_{dif-Total(\theta_n)} * (0.33 + 0.7\xi)$$

$$I_{dif(\theta_n, \xi)} = 231.437535 \frac{W}{m^2} (0.33 + 0.7 * 0.36)$$

$$I_{dif(\theta_n, \xi)} = 134.69664 \frac{W}{m^2}$$

Radiación total para una superficie inclinada en condiciones de turbidez atmosférica, es de:

$$I_{T(\theta_n, \xi)} = I_{T(\theta_n)} * (0.33 + 0.7\xi)$$

$$I_{T(\theta_n, \xi)} = 476.5197856 \frac{W}{m^2} (0.33 + 0.7 * 0.36)$$

$$I_{T(\theta_n, \xi)} = 277.334515 \frac{W}{m^2}$$

La cantidad de energía total recibida para las diferentes condiciones meteorológicas, inclinación del colector (θ_n) y duración del día (N_{diario}), se pueden calcular utilizando la ecuación 2.21.

Para una superficie horizontal utilizamos la radiación global $I_{G(h)}$, la cantidad de energía sería de:

$$H_{dia(h)} = \frac{2}{\pi} I_{G(h)} N_{diario}$$

$$H_{dia(h)} = \frac{2}{\pi} * 396 \frac{W}{m^2} * 12.0119h$$

$$H_{dia(h)} = 30282171 \frac{Wh}{m^2}$$

Para una superficie inclinada en un día claro caso utilizamos la radiación total $I_{T(\theta_n)}$, la cantidad de energía sería de:

$$H_{dia(\theta_n)} = \frac{2}{\pi} I_{T(\theta_n)} N_{diario}$$

$$H_{dia(\theta_n)} = \frac{2}{\pi} * 476.5197856 \frac{W}{m^2} * 12.0119h$$

$$H_{dia(\theta_n)} = 3643.953016 \frac{Wh}{m^2}$$

Para una superficie inclinada en un día con nubosidad utilizamos la radiación total $I_{T(\theta_n, \xi)}$, la cantidad de energía sería de:

$$H_{dia(\theta_n, \xi)} = \frac{2}{\pi} I_{T(\theta_n, \xi)} N_{diario}$$

$$H_{dia(\theta_n, \xi)} = \frac{2}{\pi} * 277.334515 \frac{W}{m^2} * 12.0119h$$

$$H_{dia(\theta_n, \xi)} = 2120.780654 \frac{Wh}{m^2}$$

A manera de resumen se muestran los resultados obtenidos en los cálculos anteriores en la tabla 3.3:

Horizontal	Inclinada cielo Claro	Inclinada cielo nuboso $\xi = 0.36$
RADIACION TOTAL (W/m²)		
I_{G(h)}	I_{T(θn)}	I_{T(θn,ξ)}
396	476.5197856	277.6271
ENERGÍA TOTAL RECIBIDA Wh/m²		
H_{dia(h)}	H_{dia(θn)}	H_{dia(θn,ξ)}
3028.2171	3643.953016	2120.780654

Tabla 3.3: Datos de radiación y energía recibida para el 1ero de octubre.

Con la metodología anterior se calculan los valores de la radiación para los demás días del año, obteniéndose el promedio de radiación para cada mes.

3.1.2.- DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PLANO.

Para determinar la cantidad de calor útil que produce el colector solar de placa plana, debemos tomar en cuenta los datos de la temperatura ambiente y velocidad del viento existentes en el lugar, estos datos se muestran en la tabla 3.4 para el mes de Octubre (para datos de todos los meses ver anexo A), los cuales se han obtenido en un periodo de 10 años, luego mediante la utilización de la ecuación 2.35 calculamos la incidencia del viento en las pérdidas de calor del colector solar plano, de donde v representa la velocidad del viento.

	TEMPERATURA AMBIENTE T_a		VELOCIDAD DEL VIENTO v (m/s)
	°C	°K	
Octubre	22.8	295.95	2.44

Tabla 3.4: Promedios mensuales de temperatura ambiente y velocidad del viento para el mes de octubre (periodo de 10 años).

Determinamos el coeficiente de convección del viento h_w mediante la ecuación 2.35.

$$h_w = 5.7 + 3.8(v)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8\left(2.44 \frac{m}{s}\right)$$

$$h_w = 14.972 \frac{W}{m^2 K}$$

Y utilizando la ecuación 2.34, para dos cubiertas $N=2$, obtenemos:

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.058N)$$

$$f = (1 - 0.04 * 14.972 + 0.0005 * 14.972^2)(1 + 0.058 * 2)$$

$$f = 0.572732$$

Una vez obtenidos h_w y f determinamos el coeficiente de pérdida de calor $U_{t,45^\circ}$ mediante la ecuación 2.33, siendo la Constante Stefan Boltzman de $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ y teniendo como datos los especificados en la tabla 3.5.

Condiciones de prueba	Angulo incidente de la radiación solar		0°
	Inclinación del colector		8.78°
	Temperatura ambiente		25 °C (298 °K)
	Velocidad del viento		2.44 m/s
Dimensiones del colector	Dimensiones totales	Longitud	1.60m
		Ancho	0.715cm
		Altura	10cm
		Área total A_c	1.144m ²
Cobertura (Anexo D)	Numero de coberturas		2
	Material		vidrio
	Espectro solar	Índice refractivo	1.526
		Transmitancia τ	0.88
	Espectro infrarrojo	Emitancia ϵ_c	0.88
		Transmitancia τ_r	0
Espacio de aire cobertura placa			2.5 cm.
Placa (Anexo E)	Material		Acero inoxidable
	Temperatura promedio de la placa de absorción T_p		60 °C (333 °K)
	Absortancia α		0.90
	Emitancia (pintura negra) ϵ_p		0.96
Aislamiento atrás & borde	Aislamiento borde (Anexo B)	Tipo	Lana mineral tipo II
		Espesor	2 cm.
		conductibilidad	0.04 W/m°K

Tabla 3.5: Datos del colector de placa plana.

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{N}{(344/T_p)(T_p - T_a)(N + f)^{0.31}} + \frac{I}{h_w} \right)^{-1}$$

$$+ \left(\frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p)]^{-1} + \frac{(2N + f - 1) - N}{\varepsilon_c}} \right)^{-1}$$

$$U_{t,45^\circ} = \left(\frac{2}{(344/333)(333 - 295.95)(2 + 0.572732)^{0.31}} + \frac{I}{14.972} \right)^{-1}$$

$$+ \left(\frac{5.669 \cdot 10^{-8} (333 + 295.95)(333^2 + 295.95^2)}{[0.9 + 0.0425 \cdot 2(1 - 0.9)]^{-1} + \frac{(2 \cdot 2 + 0.572732 - 1) - 2}{0.88}} \right)^{-1}$$

$$U_{t,45^\circ} = 1.2263989 \frac{W}{m^2 K}$$

El dato anterior toma en cuenta colectores solares con una inclinación de 45°, para determinar el coeficiente de pérdida para el ángulo de nuestro colector solar ($\theta_n = 8.78^\circ = 0.148004$ radianes), utilizamos la ecuación 2.36.

$$\frac{U_t}{U_{t,45^\circ}} = 1 - (\theta_n - 45)(0.00259 - 0.00144\varepsilon_p)$$

$$\frac{U_t}{U_{t,45^\circ}} = 1 - (\theta_n - 0.785398 \text{ rad})(0.00259 - 0.00144\varepsilon_p)$$

$$U_t = 1.2264 \cdot [- (0.148004 \text{ rad} - 0.785398 \text{ rad})(0.00259 - 0.00144 \cdot 0.9)]$$

$$U_t = 1.227402179 \frac{W}{m^2 K}$$

En nuestro caso no tomamos en cuenta el coeficiente de pérdidas por el fondo del colector solar, ya que este posee coberturas por su parte inferior con el propósito de irradiar bi-facialmente al colector solar utilizando los concentradores cilíndricos, como consecuencia el área de captación solar A_c , se duplica.

Determinamos el coeficiente de pérdidas por los lados del colector solar mediante la ecuación 2.32.

$$U_e = \frac{k_a h P}{l' A_c}$$

$$U_e = \frac{0.04 \frac{W}{mK} * 0.1m * 4.63m}{0.02m * (1.144 * 2)m^2}$$

$$U_e = 0.40472 \frac{W}{m^2K}$$

Siendo entonces el coeficiente de pérdidas total según la ecuación 2.28.

$$U_L = U_t + U_e$$

$$U_L = 1.227402179 + 0.40472$$

$$U_L = 1.6321222 \frac{W}{m^2K}$$

Para el cálculo del calor útil proporcionado por el colector solar, debemos tomar en cuenta la cantidad de radiación total recibida por el colector, para esto realizaremos el cálculo del calor útil para condiciones de cielo claro y con un grado de turbidez atmosférica, datos que se muestran en la tabla 3.2.

Determinamos el producto de la transmitancia del vidrio con la absortancia de la placa $\tau\alpha$ mediante la ecuación 2.25 tomando los siguientes valores:

- Transmitancia del vidrio $\tau=0.88$, (anexo D).
- Absortancia de la placa $\alpha=0.9$, (anexo E).
- Reflectancia difusa $\gamma_d=0.24$ para dos cubiertas, (anexo D).

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\gamma_d}$$

$$(\tau\alpha) = \frac{0.88 * 0.90}{1 - (1 - 0.9) * 0.24}$$

$$(\tau\alpha) = 0.81148$$

Con el dato del producto entre la transmitancia del vidrio y la absortancia de la placa $\tau\alpha$, lo que representa la fracción de la radiación solar que es

absorbida por el colector a una inclinación θ_n , se calcula el calor útil para un día de cielo claro, entonces H_T toma el valor de $I_{T(\theta_n)} = 476.5197856 \text{ W/m}^2$, tabla 3.3, mediante la ecuación 2.50.

$$Q_u = A_c [H_T(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)]$$

$$Q_u = 2.288 \text{ m}^2 \left[476.5197856 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 0.81148 - 1.6321222 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} (333\text{K} - 295.95\text{K}) \right]$$

$$Q_u = 746.38255 \text{ W}$$

3.1.3.- EFICIENCIA TERMICA DEL SISTEMA DE CAPTACION Y CONVERSION DE ENERGIA SOLAR.

Tomando en cuenta el valor de $Q_u = 746.38255 \text{ W}$ calculado anteriormente para un día claro, la eficiencia del colector para estas condiciones según la ecuación 2.51 es de:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{H_T A_c}$$

$$\eta_c = \frac{746.38255 \text{ W}}{(476.5197856 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}) (2.288 \text{ m}^2)} (100)$$

$$\eta_c = 68.45\%$$

Para un día con nubosidad, en donde H_T toma el valor de $I_{T(\theta_n, \xi)} = 277.6271 \text{ W/m}^2$ de la tabla 3.3, el calor útil y la eficiencia son:

$$Q_u = A_c [H_T(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)]$$

$$Q_u = 2.288 \text{ m}^2 \left[277.6271 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 0.81148 - 1.6321222 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} (333\text{K} - 295.95\text{K}) \right]$$

$$Q_u = 377.1052 \text{ W}$$

$$\eta_c = \frac{Q_u}{H_T A_c}$$

$$\eta_c = \frac{377.1052 \text{ W}}{(277.6271 \frac{\text{W}}{\text{m}^2})(2.288 \text{ m}^2)} (100)$$

$$\eta_c = 59.36\%$$

3.1.4.- TABLAS DE RESULTADOS.

El procedimiento usado en los apartados anteriores se utiliza para determinar los valores de coeficiente de pérdidas, calor útil y eficiencia para cada día del año, pero se pueden utilizar tablas en donde se muestran datos simplificados para cada mes del año.

En el anexo A se muestran estos datos en diferentes tablas como:

- Coeficiente de pérdidas de calor por la parte superior U_T ($\theta_n=45^\circ$): Tabla A.21.
- Coeficiente global de pérdidas U_L ($\theta_n=8.78^\circ$): Tabla A.22.
- Para días claros sin nubes.
 - Calor útil Q_u : Tabla A.23.
 - Eficiencia térmica η_c : Tabla A.25.
- Para días con nubosidad.
 - Calor útil Q_u : Tabla A.24.
 - Eficiencia térmica η_c : Tabla A.26.

El procedimiento que se debe seguir para el uso de estas tablas es el siguiente:

1. Determinar la temperatura existente en el adsorbedor solar. (esto se muestra en el modulo de transmisión inalámbrica).
2. Con este dato seleccionar el valor de temperatura ubicado en la parte izquierda de la tabla.
3. Con el mes del año, determinar el valor deseado.

Ejemplo.

Para este ejemplo tomaremos como referencia los siguientes datos:

- Temperatura del adsorbedor 80°C.
- Mes del año: septiembre.

Entonces utilizando las tablas tenemos los siguientes resultados:

- Coeficiente de pérdidas de calor por la parte superior U_T ($\theta_n=45^\circ$): Tabla A.21 igual a 1.404.
- Coeficiente global perdidas U_L ($\theta_n=8.78^\circ$) Tabla A.22 igual a 1.809
- Para días claros sin nubes.
 - Calor útil $Q_u= 697.38W$ (Tabla A.23).
 - Eficiencia térmica $\eta_C= 60.591\%$ (Tabla A.25).
- Para días con nubosidad.
 - Calor útil $Q_u= 320.06W$, (Tabla A.22).
 - Eficiencia térmica $\eta_C= 46.657\%$ (Tabla A.24).

3.2.- DISEÑO DEL CICLO DE ADSORCION.

Para el diseño se toma en cuenta la isóstera del par Carbón activado AC-35 / metanol dado en la figura 2.31, de la cual se obtienen los siguientes datos:

	Temperatura de Saturación (°C) T_s	Temperatura de carbón activado (°C) T_{CA}	Concentración Kg_{met} / Kg_{CA}		Presión P (hPa)
			Máx X_{max}	Mín X_{min}	
Punto 1	10	34.516	0.27	-	72
Punto 2 (condensador)	35	60	0.27	-	278.5
Punto 3 (desorción)	35	95.101	-	0.10375	278.5
Punto 4	10	65.101	-	0.10375	72

Tabla 3.6: Datos de la isóstera (ciclo ideal).

3.2.1.- CALCULO DEL COP.

CALENTAMIENTO SENSIBLE 1-2.

Representa el calentamiento necesario que debe aplicarse al carbón activado temprano por la mañana para que empiece la desorción, para lo cual usamos la ecuación 2.55 utilizando los siguientes datos:

Calor específico del carbón activado (Anexo G)	$Cp_{CA} = 0.7 \frac{KJ}{Kg_{CA} \cdot K}$
Calor específico del metanol (Anexo F)	$Cp_{met} = 2.75 \frac{KJ}{Kg_{CA} \cdot K}$
Temperatura del carbón activado punto 1 de la isósteras	$T_{1CA} = 34.516^{\circ}C = 307.516^{\circ}K$
Temperatura del carbón activado punto 2 de la isósteras	$T_{2CA} = 60^{\circ}C = 333^{\circ}K$

Tabla 3.7: Datos para el calentamiento sensible 1-2.

Entonces:

$$Q_{1-2} = Cp_{CA} + Cp_{met} * X_{max} (T_{2CA} - T_{1CA})$$

$$Q_{1-2} = \left(0.7 \frac{KJ}{Kg_{CA} \cdot K} + 2.75 \frac{KJ}{Kg_{met} \cdot K} * 0.27 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}} \right) (33^{\circ}K - 307.516^{\circ}K)$$

$$Q_{1-2} = 36.76067 \frac{KJ}{Kg_{CA}}$$

CALENTAMIENTO 2-3 (PROCESO DE DESORCIÓN).

En el punto 2 de la isósteras (Figura 2.31) el proceso de desorción comienza por acción de la energía solar, para determinar el valor del calor necesario se utilizan los siguientes datos:

Peso molecular del metanol CH_3OH	$M = 0.032 \frac{Kg_{met}}{mol}$
Constante universal de los gases	$R = 0.00831 \frac{KJ}{mol^{\circ}K}$
Presión del vapor en el punto 1 de la isótera	$P_1=72 \text{ hPa}^{23}$
Presión del vapor en el punto 2 de la isótera	$P_2=278.5 \text{ hPa}$
Temperatura del carbón activado punto 3 de la isótera	$T_{3CA} = 95.101^{\circ} C = 368.101^{\circ} K$
Temperatura del carbón activado punto 4 de la isótera	$T_{4CA} = 65.101^{\circ} C = 338.101^{\circ} K$

Tabla 3.8: Datos del proceso de desorción 2-3.

Entonces calculamos el valor medio del calor de adsorción/desorción por la ecuación 2.57.

$$H_{des} = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{M} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{T_{1CA}} - \frac{1}{T_{2CA}}} + \frac{1}{\frac{1}{T_{4CA}} - \frac{1}{T_{3CA}}} \right)$$

$$H_{des} = \frac{1}{2} \left(\frac{0.00831 \frac{KJ}{mol^{\circ}K}}{0.032 \frac{Kg_{met}}{mol}} \right) \ln \left(\frac{278.5 \text{ hPa}}{72 \text{ hPa}} \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{307.516^{\circ}K} - \frac{1}{333^{\circ}K}} + \frac{1}{\frac{1}{338.101^{\circ}K} - \frac{1}{368.101^{\circ}K}} \right)$$

$$H_{des} = 0.175646 \frac{KJ}{Kg_{met}^{\circ}K} \left(153.17^{\circ}K \right)$$

$$H_{des} = 1432071698 \frac{KJ}{Kg_{met}}$$

Siendo el calor total necesario para el proceso de desorción el dado por la ecuación 2.56.

²³ 1hPa (hectopascasles)=1mbar

$$Q_{2-3} = \left[C_{p_{CA}} + C_{p_{met}} * \left(\frac{X_{max} + X_{min}}{2} \right) \right] (T_{3CA} - T_{2CA}) + (X_{max} - X_{min}) * H_{des}$$

$$Q_{2-3} = \left[0.7 \frac{KJ}{Kg_{CA} \cdot K} + 2.75 \frac{KJ}{Kg_{met} \cdot K} * \left(\frac{0.27 + 0.10375 Kg_{met}}{2 Kg_{CA}} \right) \right] (68.101^\circ K - 333^\circ K)$$

$$+ \left(0.27 + 0.10375 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}} \right) * 1432071698 \frac{KJ}{Kg_{met}}$$

$$Q_{2-3} = 280.69124 \frac{KJ}{Kg_{CA}}$$

ENFRIAMIENTO PRODUCIDO.

El proceso de refrigeración empieza cuando el metanol líquido ingresa al evaporador aproximadamente a las 19h00 prolongándose hasta las 8h00.

El metanol se encuentra a la temperatura T_{1CA} , extrae calor de la cámara fría hasta alcanzar la temperatura del evaporador T_{ev} , produciéndose el efecto refrigerante, para determinar el valor del calor extraído se necesita los siguientes datos:

Calor latente de evaporación del metanol (Anexo F)	$L = 1200 \frac{KJ}{Kg_{met}}$
Calor específico del metanol (Anexo F)	$C_{p_{met}} = 2.75 \frac{KJ}{Kg_{CA} \cdot K}$
Temperatura del carbón activado punto 1 de la isótera	$T_{1CA} = 34.516^\circ C = 307.516^\circ K$
Temperatura del evaporador	$T_{ev} = -10^\circ C = 263^\circ K$

Tabla 3.9: Datos necesarios para determinar el enfriamiento producido.

Aplicando la ecuación 2.65 tenemos:

$$Q_f = (X_{\max} - X_{\min}) * \left[-Cp_{met} * (T_{3CA} - T_{ev}) \right]$$

$$Q_f = \left(0.27 - 0.10375 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}} \right) * \left[1200 \frac{KJ}{Kg_{met}} - 2.75 \frac{KJ}{Kg_{met} \cdot K} (07.516 K - 263 K) \right]$$

$$Q_f = 179.1478 \frac{KJ}{Kg_{CA}}$$

Con los datos anteriores el COP ideal según la ecuación 2.54 es:

$$COP = \frac{Q_f}{Q_{1-2} + Q_{2-3}}$$

$$COP = \frac{179.1478 \frac{KJ}{Kg_{CA}}}{36.76067 \frac{KJ}{Kg_{CA}} + 280.69124 \frac{KJ}{Kg_{CA}}}$$

$$COP = 0.56433$$

3.3.- DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DE LA REFRIGERADORA SOLAR.

3.3.1.- ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR.

Área de colección solar	1m ²
Diámetro exterior (D)	50.8mm
Diámetro interior (d)	19.05mm
Longitud de los tubos (L)	1.5m

Tabla 3.10: Características del adsorbedor/colector solar.

Para determinar la cantidad de carbón activado necesario para el proceso de refrigeración, calculamos el número total de tubos para el área de colección solar de 1m² como se muestra en la tabla anterior.

$$\text{Numero tubos} = \frac{1m^2}{50.8 * 10^{-3} m * 1.5m}$$

$$\text{Numero tubos} = 13.1233$$

$$\text{Numero tubos} \approx 13 \text{ tubos}$$

De las características del carbón activado AC35 dadas en el anexo G, la densidad aparente es de 410.18 Kg/cm³, con este dato calculamos la cantidad de carbón activado para cada tubo, siendo el volumen útil de:

$$V_{util} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) * L$$

$$V_{util} = \frac{\pi}{4} (0.8 * 10^{-3} m)^2 - (9.05 * 10^{-3} m)^2 * 1.5m$$

$$V_{util} = 2.61271 * 10^{-3} m^3$$

Entonces la cantidad de carbón activado por tubo y total serian de:

$$V_{tubo} = 2.61271 * 10^{-3} m^3 * 410.18 \frac{Kg}{m^3}$$

$$V_{tubo} = 1.072Kg$$

$$V_{TCA} = V_{tubo} * \text{numero de tubos}$$

$$V_{TCA} = 1.072Kg * 13$$

$$V_{TCA} = 13.932Kg_{CA}$$

Tomando en cuenta los datos de concentración máxima y mínima de la isóstera se tiene por la ecuación 2.52 la cantidad de metanol que se desorberá del carbón activado:

$$m_{met des} = m_{CA} (X_{max} - X_{min})$$

$$m_{met des} = 13.932Kg_{CA} \left(0.27 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}} - 0.10375 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}} \right)$$

$$m_{met des} = 2.31619 Kg_{met}$$

Utilizando el dato de la concentración máxima la masa de metanol total por la ecuación 2.60 es de:

$$m_{met} = m_{CA} * X_{max}$$

$$m_{met} = 13.932Kg_{CA} * 0.27 \frac{Kg_{met}}{Kg_{CA}}$$

$$m_{met} = 3.76164Kg_{met}$$

$$m_{met} \approx 4Kg_{met}$$

Tomando en cuenta que la densidad del metanol es de 0.8 Kg/litro, el volumen de metanol necesario seria:

$$V_{met} = \frac{m_{met}}{D_{met}}$$

$$V_{met} = \frac{4Kg_{met}}{0.8 \frac{Kg_{met}}{litros_{met}}}$$

$$V_{met} = 5litros_{met}$$

3.3.2.- CONDENSADOR.

El condensador que usaremos es de tipo multitubular, para su diseño se dan los siguientes datos:

Masa de metanol a condensar	$m_{met\ des} = 2.31619Kg_{met}$
Temperatura del condensador asumido para diseño	$\Delta t_{con} = 25^{\circ}C$
Tiempo de condensación	$t_{con} = 4h$
Calor latente de condensación del metanol (Anexo F)	$\Delta H = 1169.7 \frac{KJ}{kg_{met}}$
Coefficiente de transferencia global	$U = 170 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
Diferencia del temperatura agua tanque/metanol	$\Delta t = 2^{\circ}C$

Tabla 3.11: Características del condensador.

La potencia térmica a disipar según la ecuación 2.59 será:

$$Q_{con} = \frac{m_{met\ des} \Delta H}{t_{con}}$$

$$Q_{con} = \frac{2.31619 Kg_{met} * 1169.7 \frac{KJ}{Kg_{met}}}{4 * 3600 seg}$$

$$Q_{con} = 188.144W$$

Entonces el área del condensador por la ecuación 2.60 sería de:

$$A_{con} = \frac{Q_{con}}{U * \Delta t}$$

$$A_{con} = \frac{188.144W}{170 \frac{W}{m^2 \cdot C} * 2 \cdot C}$$

$$A_{con} = 0.553m^2$$

Según la ecuación 2.61 determinamos el número de tubos necesarios para el condensador tomando en cuenta las condiciones siguientes:

- Diámetro $\phi_{tubo} = 31.75mm$.
- Longitud $L_{tubo} = 1m$.

$$\#Tubos = \frac{A_{con}}{2 * \phi_{tubo} * L_{tubo}}$$

$$\#Tubos = \frac{0.553m^2}{2 * 0.03175m * 1m}$$

$$\#Tubos \approx 9tubos$$

Como el condensador está sumergido en agua determinamos la cantidad necesaria, considerando los siguientes datos:

- Calor específico del agua: $Cp_{agua} = 1 \text{ cal/Kg}^\circ\text{C} = 4.18602 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$.
- Variación de temperatura en el agua $\Delta t_{agua} = 1.5^\circ\text{C}$.

Entonces utilizando la ecuación 2.62 tenemos:

$$m_{agua} = \frac{m_{met\ des} * \Delta H}{Cp_{agua} * \Delta t_{agua}}$$

$$m_{agua} = \frac{2.31619 \text{Kg}_{met} * 1169.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}_{met}}}{4.186027 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * 1.5^\circ\text{C}}$$

$$m_{agua} = 431.47 \text{Kg}$$

3.3.3.- EVAPORADOR.

Como en el evaporador se involucra dos etapas, para el dimensionamiento se ha considerado la cantidad de calor utilizadas en los dos procesos:

1. La disminución de temperatura del agua hasta 0°C (Q_{ev1}) y
2. La solidificación (Q_{ev2}).

Para lo cual se dan los siguientes datos:

Tiempo de evaporación (etapa de enfriamiento a 0°C)	$t_{ev1} = 1h$
Tiempo de congelamiento	$t_{ev2} = 12h$
Masa de agua a congelar	$m_{agua} = 5 \text{Kg}$
Temperatura ambiente	$\Delta t_a = 25^\circ\text{C}$
Temperatura del evaporador	$t_{ev} = -10^\circ\text{C}$
Diferencia de temperatura en la etapa de enfriamiento a 0°C	$\Delta t_{ev1} = 1^\circ\text{C}$
Diferencia de temperatura en la etapa de congelación	$\Delta t_{ev2} = 4^\circ\text{C}$

Calor latente de evaporación del metanol (Anexo F)	$L_{ev} = 1200 \frac{KJ}{Kg}$
Calor específico del agua (Anexo C)	$Cp_{agua} = 1 \frac{Kcal}{Kg \text{ } ^\circ C}$
Calor específico del hielo (Anexo C)	$Cp_{hielo} = 0.5 \frac{Kcal}{Kg \text{ } ^\circ C}$
Calor de fusión del hielo (Anexo C)	$q_s = 79.7 \frac{Kcal}{Kg}$
Coeficiente de transferencia de calor (etapa de enfriamiento a 0°C)	$h_{ev1} = 355 \frac{W}{m^2 K}$
Coeficiente de transferencia de calor (etapa de congelación)	$h_{ev2} = 29 \frac{W}{m^2 K}$

Tabla 3.12: Características del evaporador.

Disminución de temperatura del agua hasta 0°C.

El calor necesario para evaporar la cantidad de metanol según la ecuación 2.63 es:

$$Q_{ev1} = m_{agua} Cp_{agua} \Delta t_a$$

$$Q_{ev1} = 5Kg * 1 \frac{Kcal}{Kg \text{ } ^\circ C} * 25^\circ C$$

$$Q_{ev1} = 125Kcal$$

$$Q_{ev1} = 523.35KJ$$

Aplicando la ecuación 2.64 determinamos la potencia necesaria como sigue:

$$Q_{ev1}^* = \frac{Q_{ev1}}{t_{ev1}}$$

$$Q_{ev1}^* = \frac{523.35KJ}{3600seg}$$

$$Q_{ev1}^* = 145.375W$$

$$Q_{ev1}^* = 0.145375 \frac{KJ}{seg}$$

Para lo cual se emplea la cantidad de metanol según la ecuación 2.65:

$$m_{met-ev1} = \frac{Q_{ev1}^* t_{ev1}}{L_{ev}}$$

$$m_{met-ev1} = \frac{0.145375 \frac{KJ}{seg} * 3600seg}{1200 \frac{KJ}{Kg}}$$

$$m_{met-ev1} = 0.436125Kg$$

Entonces el área del evaporador necesaria para este proceso es (ecuación 2.66):

$$A_{ev1} = \frac{Q_{ev1}^*}{h_{ev1} \Delta t_{ev1}}$$

$$A_{ev1} = \frac{145.375W}{355 \frac{W}{m^2 K} * 1^\circ K}$$

$$A_{ev1} = 0.4095m^2$$

Solidificación.

El calor necesario para la solidificación aplicando la ecuación 2.67 sería de:

$$Q_{ev2} = m_{agua} q_s + m_{agua} C_{p\ hiel0} \Delta t_{ev}$$

$$Q_{ev2} = 5Kg * 79.7 \frac{Kcal}{Kg^\circ C} + 5Kg * 0.5 \frac{Kcal}{Kg^\circ C} * 10^\circ C$$

$$Q_{ev2} = 423.5Kcal$$

$$Q_{ev2} = 1773.1098KJ$$

De donde la potencia térmica necesaria es (ecuación 2.68):

$$Q_{ev2}^* = \frac{Q_{ev2}}{t_{ev2}}$$

$$Q_{ev2}^* = \frac{1773.1098KJ}{12 * 3600seg}$$

$$Q_{ev2}^* = 41.044W$$

El área necesaria para este proceso (ecuación 2.69):

$$A_{ev2} = \frac{Q_{ev2}^*}{h_{ev2} \Delta t_{ev2}}$$

$$A_{ev2} = \frac{41.044W}{29 \frac{W}{m^2 K} * 4^\circ K}$$

$$A_{ev2} = 0.3538m^2$$

Siendo la cantidad de metanol necesaria para este proceso de (ecuación 2.71):

$$m_{met-ev2} = \frac{Q_{ev2}^* t_{ev2}}{L_{ev}}$$

$$m_{met-ev2} = \frac{41.044 * 10^{-3} \frac{KJ}{seg} * (12 * 3600seg)}{1200 \frac{KJ}{Kg}}$$

$$m_{met-ev2} = 1.477584Kg$$

Siendo la cantidad de metanol total requerida para la evaporación de (ecuación 2.72):

$$m_{met} = m_{met-ev1} + m_{met-ev2}$$

$$m_{met} = 0,436125Kg + 1.477584Kg$$

$$m_{met} = 1.913709Kg$$

De lo cual podemos comprobar que el metanol desorbido $m_{met\ des} = 2.31619 Kg_{met}$ es suficiente para los dos procesos.

Para determinar el número de tubos necesarios (ecuación 2.70) para el evaporador se toma como referencia el área mayor que en este caso es A_{ev1} , entonces el número total de tubos para las siguientes características es:

- Diámetro $\varnothing_{tubo} = 31.75mm$.
- Longitud $L_{tubo} = 1m$.

$$\#Tubos = \frac{A_{ev1}}{\phi_{tubo} * L_{tubo}}$$

$$\#Tubos = \frac{0.4095m^2}{0.03175m * 1m}$$

$$\#Tubos \approx 12tubos$$

En este punto hay que tomar en cuenta la geometría del evaporador multitubular, este cuenta con dos tubos de 50.8mm que funcionan como distribuidores de metanol, tomando en cuenta el área de estos distribuidores, el número de tubos totales anteriormente calculados se reduce a 7.

3.4.- DISEÑO DE LA CAMARA FRIA Y AISLAMIENTOS.

Para determinar el diseño de la cámara fría, necesitamos de los datos mostrados en la tabla 3.13.

DIMENSIONES CAMARA FRIA				
	EXTERNAS		INTERNAS	
	Metros	Pies	Metros	Pies
ANCHO	0,80	2,6246	0,64225	2,1069
ALTO	0,50	1,6404	0,28175	0,9242
PROFUNDIDAD	1,28	4,1994	1,12	3,6744
Altura Cámara interna	150mm			
Piso, techo, paredes	Color blanco			
AISLAMIENTO				
Tipo	Espesor		Coefficiente de transferencia	
Poliuretano	mm	pulg	0.032 Kcal/m h °C	
	80	3.1496		
CONDICIONES EXTERNAS				
Temperatura ambiente (t _f)	25 °C (77 °F)			
Temperatura del evaporador (t _o)	-10 °C (14 °F)			

Tabla 3.13: Características de la cámara fría .

3.4.1.- CALCULO DE LA CARGA POR TRANSMISION DE CALOR.

Según la ecuación 2.73 tenemos:

$$Q = \mu * A * \Delta t$$

Siendo el área de piso, techo y paredes de:

Piso y techo

$$A_{piso} = 4.1994 * 2.6246 = 11,02174 \text{pies}^2$$

$$A_{techo} = 4.1994 * 2.6246 = 11,02174 \text{pies}^2$$

Paredes:

$$A_1 = 1.6404 * 2.6246 = 4.3053 \text{pies}^2$$

$$A_2 = 1.6404 * 4.1994 = 6,8886 \text{pies}^2$$

$$A_3 = 1.6404 * 2.6246 = 4.3053 \text{pies}^2$$

$$A_4 = 1.6404 * 4.1994 = 6,8886 \text{pies}^2$$

Q por el piso y techo:

$$\mu = \frac{1}{R_{poliuretano}} = \frac{1}{R_T}$$

R según la tabla B.1 del anexo B es de:

$$R_T = 3.1496'' * (59)$$

$$R_T = 18.58264$$

$$\mu = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{18.58264} = 0.05381 \text{ [BTU / h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}^{-1}]$$

Tomando en cuenta la temperatura ambiente de 77°F y la temperatura del evaporador de 14°F, según la ecuación 2.74 tenemos que:

$$\Delta t = t_f - t_o$$

$$\Delta t = 77^\circ F - 14^\circ F$$

$$\Delta t = 63^\circ F$$

Entonces el calor cedido por el piso de la cámara fría es de:

$$Q_{\text{piso}} = \mu * A_{\text{piso}} * \Delta t$$

$$Q_{\text{piso}} = 0.0538 \text{ BTU} / 24\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F * 11,02174 \text{ pies}^2 * 65^\circ F$$

$$Q_{\text{piso}} = 38.55018 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

Utilizando el mismo procedimiento determinamos el calor cedido por las paredes de la cámara fría:

$$\mu = \frac{1}{R_{\text{poliuretano}}} = \frac{1}{R_T}$$

R según la tabla B.1 del anexo B es de:

$$R_T = 3.1496 \text{''} * (59)$$

$$R_T = 18.58264$$

$$\mu = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{18058264} = 0.05381 \left[\text{BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F \right]$$

$$\Delta t = t_f - t_o$$

$$\Delta t = 77^\circ F - 14^\circ F$$

$$\Delta t = 63^\circ F$$

Para paredes claras se debe sumar 2°F según el anexo B, entonces:

$$\Delta t = 65^\circ F$$

Para las paredes 1 y 3

$$Q_1 = \mu * A_1 * \Delta t$$

$$Q_1 = 0.05381 \text{ BTU} / 24\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F * 4.3053 \text{ pies}^2 * 65^\circ F$$

$$Q_1 = 15.05843 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_3 = 15.05843 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

Para las paredes 2 y 4

$$Q_2 = \mu * A_2 * \Delta t$$

$$Q_2 = 0.05381 \text{ BTU} / 24\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} * 6,8886 \text{ pies}^2 * 65^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 24.09397 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_4 = 24.09397 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

Entonces sumando todas las pérdidas de calor determinamos calor total por transferencia de calor $Q_{\text{trans/calor}}$:

$$Q_{\text{piso/techo}} = 77.10036 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_{\text{paredes}} = 78.3048 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_{\text{trans-calor}} = 155.40516 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

3.4.2.- CALCULO DE LA CARGA POR INFILTRACION DE AIRE.

Tomando en cuenta los datos del promedio de humedad relativa proporcionados por la NASA dados en el anexo A, tomamos un valor del 80%, con una temperatura la cámara de almacenamiento de 14°F y del medio ambiente de 77°F, utilizamos la tabla B.4 (anexo B) para calcular el calor removido del aire, en donde:

- Interpolamos en la columna del 80% de humedad relativa, entre los valores de 1.01 para 15°F y 1.14 para 10°F, con un valor de 14°F, obtenemos 1.0359.
- Luego extrapolamos para la temperatura ambiente de 77°F y obtenemos 1.59538.

Luego por la ecuación 2.78 tenemos que:

$$Q_{aire} = V_{camara} * ca$$

$$Q_{aire} = (1.15478 \text{ pies}^3) * 1.59538 \frac{BTU}{\text{pies}^3 24h}$$

$$Q_{aire} = 11.41459 \frac{BTU}{24h}$$

3.4.3.- CALCULO DE LA CARGA POR EL PRODUCTO.

Según la ecuación 2.79, tenemos:

Calor removido desde temperatura ambiente (77°F) a punto de congelación del agua (32°F).

$$Q_a = m_{agua} * C_{agua} * \Delta t$$

$$Q_a = 22.045 \frac{lb}{24h} * 0.05325 \frac{BTU}{lb^\circ F} * (77^\circ F - 32^\circ F)$$

$$Q_a = 52.82533 \frac{BTU}{24h}$$

Calor removido para congelamiento (ecuación. 2.80).

$$Q_b = m_{agua} * q_s$$

$$Q_b = 22.045 \frac{lb}{24h} * 143.4672 \frac{BTU}{lb}$$

$$Q_b = 3162.73442 \frac{BTU}{24h}$$

Calor removido para bajar la temperatura desde 0°C hasta la temperatura del evaporador de 14°F (ecuación 2.81).

$$Q_c = m_{hielo} * C_{hielo} * \Delta t$$

$$Q_c = 22.045 \frac{lb}{24h} * 0.026628 \frac{BTU}{lb^\circ F} * (32^\circ F - 14^\circ F)$$

$$Q_c = 10.56625 \frac{BTU}{24h}$$

Entonces el calor total removido por el producto es (ecuación 2.82):

$$Q_T = Q_a + Q_b + Q_c$$

$$Q_T = 52.82533 \frac{BTU}{24h} + 3162.73442 \frac{BTU}{24h} + 10.56625 \frac{BTU}{24h}$$

$$Q_T = 3226.126 \frac{BTU}{24h}$$

3.4.4.- CALCULO DE LA CARGA TOTAL Q_{TOTAL} .

Tomando en cuenta que el ciclo de refrigeración es de 12 h, se divide la carga de refrigeración para 12 horas de funcionamiento diario.

$Q_{\text{paredes/piso/techo}}$	=	155.40516	$BTU / 12h$
$Q_{\text{infiltraciones de aire}}$	=	11.41459	$BTU / 12h$
Q_{producto}	=	3226.126	$BTU / 12h$
Q_{Total}	=	282.74547	BTU / h

El resultado anterior nos sirve para determinar la potencia térmica del evaporador usando las siguientes relaciones de equivalencia:

$$282.74547 * \frac{1TONR}{12000BTU / h} = 0.02356TONR$$

$$282.74547 * \frac{1Kcal / h}{3.97BTU / h} = 71.2205Kcal / h$$

$$282.74547 * \frac{1KW}{3.41 * 10^3 BTU / h} = 0.0829KW$$

De donde de los cálculos anteriores tenemos que la potencia necesaria para el evaporador en los diferentes procesos es de:

- Potencia térmica para bajar la temperatura hasta 0°C: 145.375 W.
- Potencia térmica para la solidificación: 41.044W.

- Potencia térmica por pérdidas de aislamiento en cámara fría, infiltración de aire y producto: 0.0829W.

Con lo cual queda justificado la elección de la potencia de 145.375 W por ser la más significativa.

3.5.- DISEÑO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y MONITOREO DE DATOS DE TEMPERATURA.

Un microcontrolador es un circuito integrado, o chip que incluye las tres unidades funcionales de un ordenador: la CPU, la memoria y unidades de E/S, es decir, se trata de un computador completo en un solo circuito integrado.

Un microcontrolador es un microprocesador optimizado para ser utilizado en el control de equipos electrónicos, se diferencia de una CPU normal en que es más fácil convertirlo en un ordenador en funcionamiento, con un número mínimo de chips de apoyo.

Disponen también de una gran variedad de dispositivos de entrada /salida, como convertidores analógico a digital, temporizadores, etc. Estos dispositivos integrados, normalmente pueden ser controlados por instrucciones de procesadores especializados.

En el mercado se encuentran una gran variedad de fabricantes nosotros vamos a trabajar con un microcontrolador fabricado por Microchip, el PIC 16F877A.

El diagrama del Pic 16F877A se encuentra en el datasheet de Microchip, disponible en el anexo H, donde se observan los puertos de salida (Port A, Port B, Port C, Port D, Port E), ALU, conversores A/D, memorias RAM, EEPROM.

Para nuestro caso es de gran importancia la utilización del PIC 16F877A ya que mediante sus puertos analógicos, AN0, AN1, AN2 y AN4 realizaremos la toma de datos de temperatura desde la refrigeradora solar, este mismo PIC también debe de ser capaz de guardar los datos de temperatura en su memoria EEPROM para luego enviarlos vía inalámbrica hacia un circuito receptor, comandado por otro PIC el cual se encarga de transmitirlos al PC para su posterior análisis.

3.5.1.- CIRCUITO DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

El objetivo primordial del proyecto es que mediante la utilización de sensores de temperatura LM35 , un circuito acondicionador de señal y un circuito comandado por un PIC 16F877A, se pueda adquirir, mostrar y almacenar los datos de temperatura, en periodos de 1 hora, de los diferentes componentes de la refrigeradora solar como son: colector/adsorbedor solar, condensador, evaporador y de la temperatura ambiente, estos datos almacenados serán transmitidos vía inalámbrica hacia un circuito receptor que también consta de un PIC 16F877A y comunicación RS232 con el PC. En este PC deberá de estar ejecutándose una aplicación que recoja la temperatura y la muestre a través de una interfaz de usuario para su posterior análisis.

Los componentes de la refrigeradora solar trabajan a niveles de temperatura diferentes que son:

1. Adsorbedor/colector solar $T_{min}= 0^{\circ}C$ $T_{max}= 130^{\circ}C$.
2. Evaporador $T_{min}= -10^{\circ}C$ $T_{max}= 40^{\circ}C$.
3. Condensador $T_{min}= 0^{\circ}C$ $T_{max}= 40^{\circ}C$.
4. Temperatura ambiente $T_{min}= 0^{\circ}C$ $T_{max}= 40^{\circ}C$.

En la figura 3.1 se muestra el diagrama de bloques del sistema de adquisición de datos de temperatura de los componentes de la refrigeradora solar, cabe indicar que el circuito de adquisición de datos

debe estar basado en los datos técnicos del sensor de temperatura LM35, ya que el rango de temperatura está dada por la forma de conexión del mismo, para mas referencia se adjunta las características del LM35 en el anexo I.

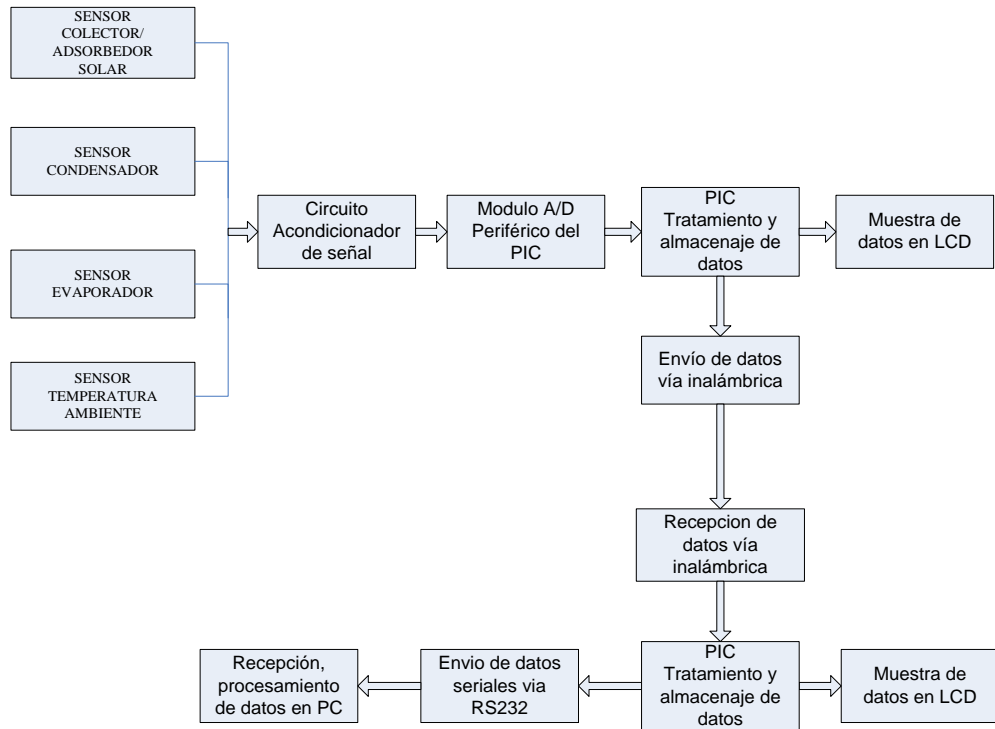


Figura 3.1: Diagrama de bloques de sistema de adquisición de datos.

3.5.2.- SENSOR DE TEMPERATURA LM35A.

Nuestro sensor de temperatura va a ofrecernos un valor de tensión en función de la temperatura que esté registrando.



Figura 3.2: Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor.

Sabiendo que forma tiene su recta característica podremos saber qué valor de voltaje nos dará con cada temperatura. Por esto necesitamos saber

cuánto aumenta la tensión por cada grado centígrado (ganancia de tensión):

- La ganancia media del sensor es de 10mV/°C.

Según el datasheet el sensor sigue una función lineal, y sabiendo que aumenta 10mv con cada grado Centígrado, podremos deducir que su función característica mostrada en la figura 3.3 sigue la siguiente ecuación:

$$Vd_{(v)} = 0.01 (v/^{\circ}C) * Ta (^{\circ}C) \quad (3.1)$$

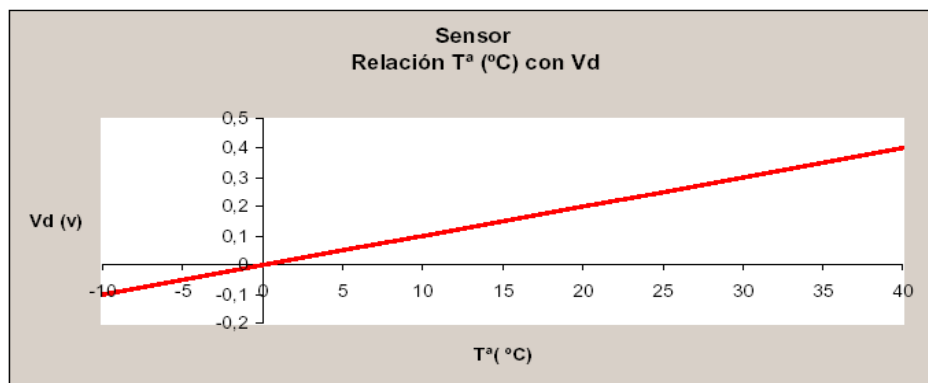


Figura 3.3: Relación entre la temperatura y la tensión de salida del sensor LM35.

También según los circuitos característicos del LM35 debemos adoptar la mejor opción para cada componente de la refrigeradora solar, debido a los diferentes rangos de temperatura a la que trabajan.

3.5.3.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS PARA EL ADSORBEDOR/COLECTOR SOLAR.

El adsorbedor/colector solar al estar expuesto a la radiación solar y por el proceso de desorción del metanol, alcanza temperaturas elevadas, siendo

su $T_{min} = 0^{\circ}\text{C}$ y su $T_{max} = 100^{\circ}\text{C}$, razón por la cual usaremos el circuito mostrado en la figura 3.4 que nos permite utilizar el rango completo del LM35 que es de -55°C a 150°C .

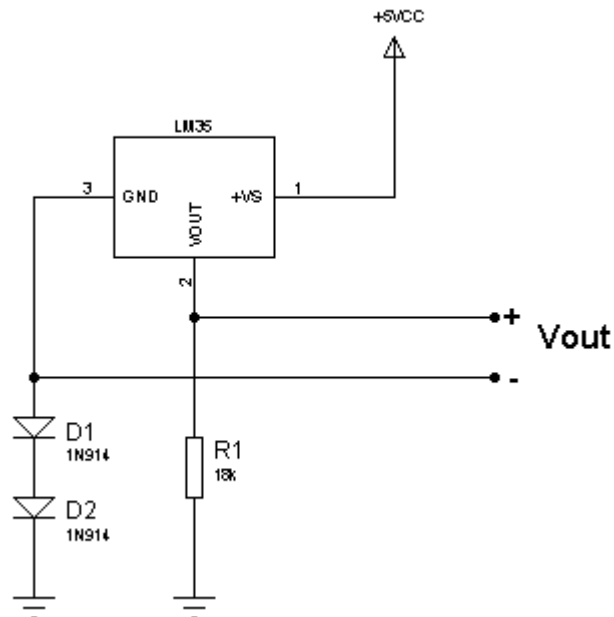


Figura 3.4: Circuito del LM35 para del colector/adsorbedor solar.

Los diodos rápidos 1N914 son los que le otorgan al LM35 la capacidad de medir temperaturas por debajo de los 0°C , como el adsorbedor difícilmente llegara a esta temperatura, no tomaremos en cuenta estos diodos, conectando directamente a tierra el pin del LM35.

Una vez que tenemos el dato de voltaje proporcionado por el LM35 utilizamos un amplificador operacional no inversor LM324, el cual trabaja como multiplicador de ganancia constante. Se utiliza la siguiente relación para determinar el voltaje de salida:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = 1 + \frac{R_f}{R_1} \quad (3.2)$$

Siendo R_1 y R_f los componentes del divisor de voltaje como se muestra en la figura 3.5:

Siendo entonces la ganancia para los valores de $R_1=1K$ y $R_f=3K$ de:

$$Ganancia = 1 + \frac{R_f}{R_1}$$

$$Ganancia = 1 + \frac{3K}{1K}$$

$$Ganancia = 4$$

Una vez que tenemos el voltaje acondicionado, este es medido por el PIC a través de su periférico A/D, realizando una conversión analógico a digital a 8 bits de resolución, es decir con una precisión de 19.53mV, pero para poder visualizar en forma correcta se debe programar en el PIC el algoritmo, el cual consta de la ganancia, la conversión A/D a 8 bits y la relación temperatura-voltaje del LM35, esto se muestra en el diagrama de bloques siguiente.

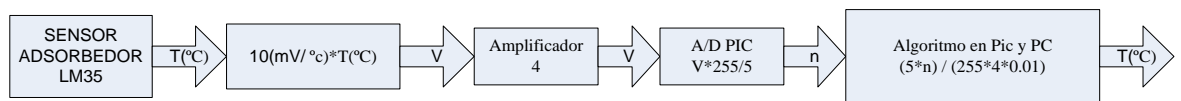


Figura 3.6: Algoritmo del circuito acondicionador del adsorbedor/colector solar.

Como se puede observar, el algoritmo es necesario para poder interpretar de forma práctica el valor de la temperatura, ya que en el PIC estos valores se manejan en forma binaria.

3.5.4.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS DEL EVAPORADOR.

Para el evaporador tomaremos como base el circuito del LM35 que se muestra en la figura 3.7.

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = 1 + \frac{R_f}{R_1}$$

$$R_f = \left(\frac{V_{out}}{V_{in}} - 1 \right) * R_1$$

$$R_f = \left(\frac{5V}{0.5V} - 1 \right) * 1K$$

$$R_f = 9K$$

$$Ganancia = 1 + \frac{R_f}{R_1}$$

$$Ganancia = 1 + \frac{9K}{1K}$$

$$Ganancia = 10$$

Entonces como en el caso anterior el algoritmo necesario para la visualización de los datos de temperatura en el PIC y en la PC sería el que se muestra en la figura siguiente:

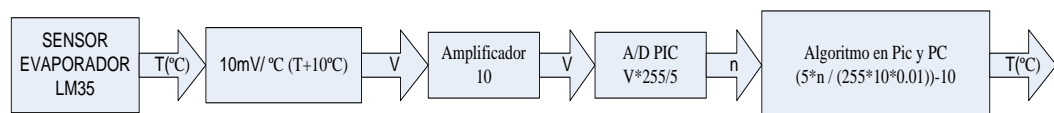


Figura 3.9: Algoritmo del circuito acondicionador del evaporador.

3.5.5.- CIRCUITO DE ADQUISICION DE DATOS DEL CONDENSADOR Y TEMPERATURA AMBIENTE.

En este caso tanto el condensador como la temperatura ambiente tienen unos rangos iguales, por esta razón se ha utilizado el LM35 en conexión directa, es decir con un aumento de voltaje de 10mV por °C, para luego amplificarlo mediante un seguidor unitario en serie con un amplificador no inversor, para esto utilizamos un LM358N como se muestra en la figura 3.10.

$$Ganancia = 1 + \frac{R_f}{R_1}$$

$$Ganancia = 1 + \frac{9K}{1K}$$

$$Ganancia = 10$$

Entonces como en el caso anterior el algoritmo necesario para la visualización de los datos de temperatura en el PIC y en la PC sería el que se muestra en la figura siguiente.

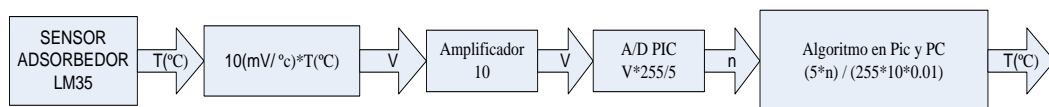


Figura 3.11: Algoritmo del circuito acondicionador del condensador y temperatura ambiente.

3.5.6.- CIRCUITO TRANSMISOR DE DATOS INALAMBRICO.

Luego de que los datos de temperatura han sido medidos por los sensores LM35 y acondicionados por los amplificadores operacionales, llegan hacia el circuito transmisor, el cual se encuentra comandado por un PIC 16F877A, éste almacena los datos de temperatura en periodos de 1 hora, en la memoria EEPROM, también los presenta en tiempo real en un display 16*2, el cual puede cambiar la visualización de los datos de temperatura a la hora actual del módulo.

El circuito transmisor debe ser capaz de tomar los datos de voltaje que vienen desde la placa de acondicionamiento de señal, para esto utilizamos los periféricos analógicos, AN0, AN1, AN2 y AN4 del PIC., para luego convertirlos a datos digitales de 8bits, aplicando el algoritmo adecuado para cada caso, lo que depende del tipo de amplificación de datos, todo esto se muestra en la tabla 3.14.

Componente	Ganancia	Algoritmo	Puerto en PIC
Adsorbedor	4	$\frac{5 * n}{255 * 4 * 0.01}$	AN4
Evaporador	10	$\frac{5 * n}{255 * 10 * 0.01} - 10$	AN1
Condensador	10	$\frac{5 * n}{255 * 10 * 0.01}$	AN3
Temp. ambiente	10	$\frac{5 * n}{255 * 10 * 0.01}$	AN0

Tabla 3.14: Ganancias y algoritmos para los componentes del sistema.

Siendo n el dato digital de temperatura que maneja el PIC.

Una vez que los datos de temperatura se han convertido en datos de temperatura usando los algoritmos anteriores, el PIC se encarga de enviarlos vía inalámbrica hacia el circuito receptor en un periodo de 1 hora, o también existe la posibilidad de descargar la totalidad de los datos. El elemento utilizado es un transmisor el cual se conecta al puerto D0 enviando los datos de manera serial a una velocidad de transmisión de 2400bps.

Las características del transmisor se detallan en el anexo J.

Los pulsadores adjuntados al circuito permiten realizar acciones tales como

1. Cambio de visualización del LCD.
2. Guardar datos de temperatura a la hora deseada.
3. Descarga de todos los datos de memoria EEPROM vía inalámbrica hacia el receptor.
4. Guardar y enviar los datos de temperatura existentes en el módulo en el momento deseado, en este caso el PIC maneja los datos de hora, minutos y las 4 temperaturas del módulo.
5. Borrar / restaurar la memoria.
6. Configuración del tiempo (horas y minutos).

Todas estas funciones así como la disposición física de los pulsadores se encuentran detalladas en el anexo K.

De lo expuesto anteriormente, el diagrama de bloques del circuito transmisor sería:

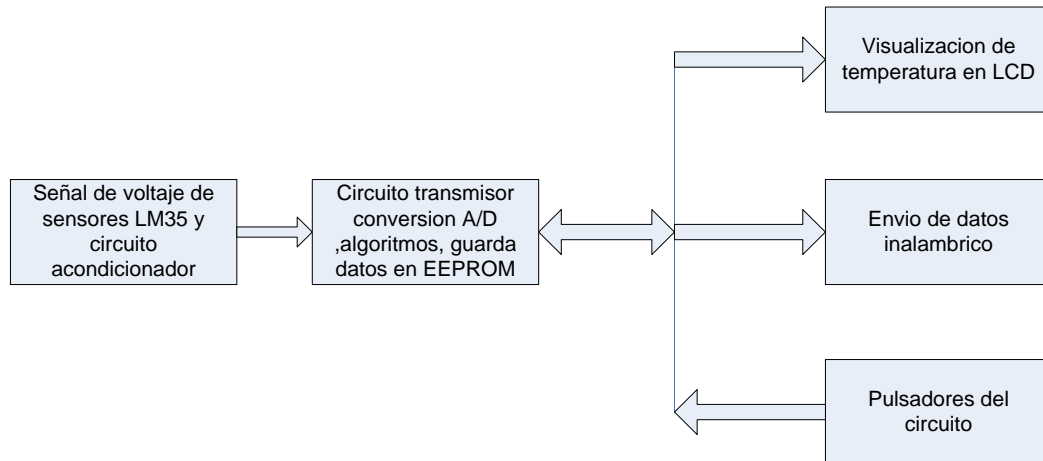


Figura 3.12: Diagrama de bloques del circuito transmisor.

3.5.7.- CIRCUITO RECEPTOR DE DATOS INALAMBRICO.

El circuito receptor está comandado por un PIC 16F877A, el cual es capaz de recibir los datos de temperatura vía inalámbrica, procesar los datos (aplicar algoritmos), presentar los datos y enviarlos hacia el PC, la recepción de los datos se hace en periodos de 1 hora en forma automática, o a cualquier tiempo, descarga total de los datos desde el transmisor.

Las características del receptor se detallan en el anexo J.

Los pulsadores adjuntados al circuito permiten realizar acciones tales como:

1. Visualizar los datos guardados en la memoria EEPROM
2. Enviar los datos de temperatura en forma serial hacia el PC
3. Aumentar la velocidad de visualización (cuando está en el modo de mostrar datos)
4. Escoger un rango determinado de datos para enviar al PC
5. Restaurar los datos de temperatura guardados en la memoria EEPROM

Todas estas funciones así como la disposición física de los pulsadores se encuentran detalladas en el anexos K.

De lo expuesto anteriormente, el diagrama de bloques del circuito receptor seria:

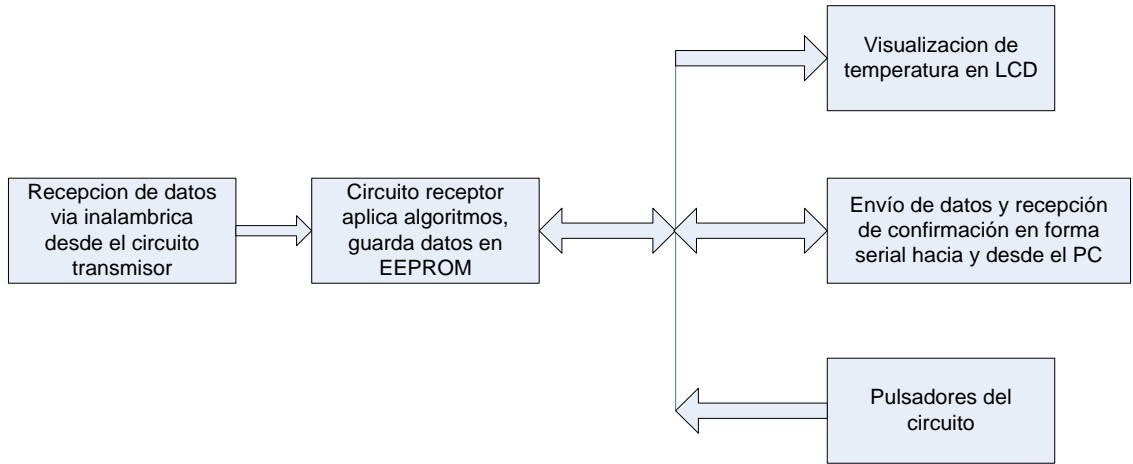


Figura 3.13: Diagrama de bloques del circuito receptor.

3.5.8.- PROGRAMA DE APLICACIÓN EN PC.

El programa en el PC es capaz de recibir los datos de temperatura desde el circuito receptor, en forma serial, presentarlos en una tabla o en un gráfico y almacenarlos en un archivo de Excel. Para este propósito el programa utilizado es LabView, ya que este es capaz de recibir o enviar datos usando el puerto serie del computador, utilizando los SubVI de la paleta serial del bloque de diagrama, los mismos se muestran en la figura siguiente.

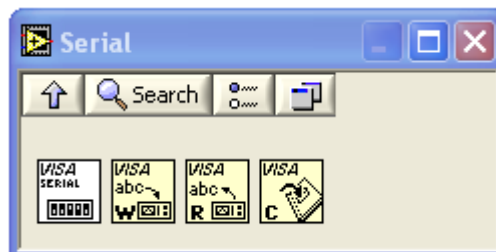


Figura 3.14: SubVis para el manejo del puerto serie.

3.5.8.1.- PANEL FRONTAL.

El panel frontal es donde se encuentran todos los controles para la descarga, almacenaje y visualización de los datos en el computador, como se puede observar en la figura 3.15, las acciones que se pueden realizar son las siguientes.

- Iniciar la recepción de datos: Pulsando en control “Descargar datos”
- Guardar los datos descargados en un archivo nuevo de Excel o añadir a un archivo ya existente.
- Graficar los datos de temperatura: Pulsando en control “Graficar datos”, esto se muestra en “Historial de temperatura” .
- Setear la hora y fecha actual, esto sirve como referencia para el archivo de Excel, ya que este dato forma parte del encabezado del mismo.
- Muestra los datos descargados en el array “Datos de temperatura” .



Figura 3.15: Panel frontal de la aplicación para descargar datos en el PC.

3.5.8.2.- SUBVI CONFIGURACIÓN DE PUERTO.

El primer SubVi nos permite configurar el puerto serie con los valores necesarios para la comunicación serial, para nuestro caso dichos valores son:

- Velocidad de transmisión: 2400bps.
- Nombre del puerto: COM1.
- Numero de bits: 8.
- Paridad: ninguna.
- Tiempo de espera: 50 segundo.

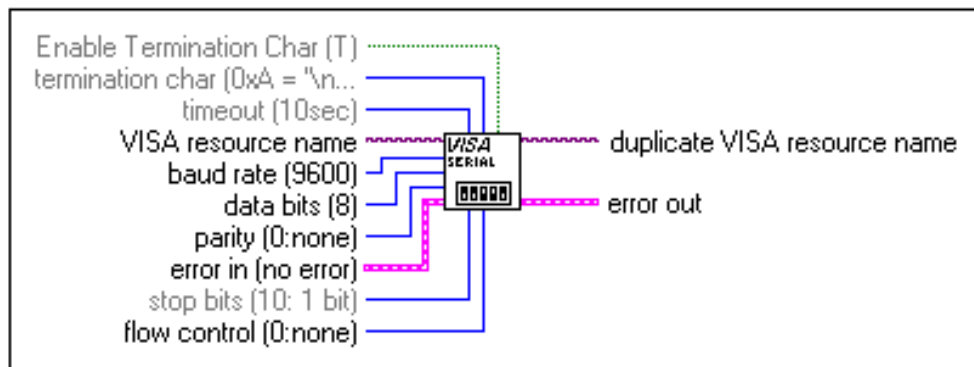


Figura 3.16: SubVi configuración de puerto.

3.5.8.3.- SUBVI LECTURA DE PUERTO.

Este SubVi nos permite recibir los datos desde el circuito receptor, siendo los valores :

- Nombre del puerto: COM1.
- Dato leído: 8.

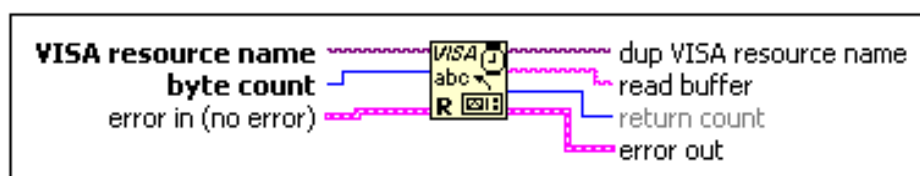


Figura 3.17: SubVi lectura de puerto

Los datos recibidos se almacenan en un array, el cual muestra la hora, minuto, Temperatura ambiente, temperatura del evaporador, temperatura del adsorbedor y temperatura del condensador, además se muestra un grafico con la evolución de los datos de temperatura.

3.5.8.4.- SUBVI ESCRITURA DE PUERTO.

Este SubVi nos permite escribir una palabra en el puerto serie, es de gran ayuda para la sincronización del envío/recepción de datos, los valores necesarios para la comunicación serial son:

- Nombre del puerto: COM1.
- Palabra a escribir: En este caso puede ser la palabra “empezar” u “ok”, que indique al PIC que los datos han sido recibidos, con el objeto de sincronizar el envío/recepción de datos.

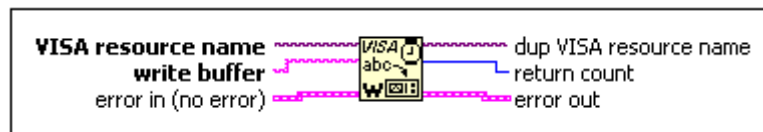


Figura 3.18: SubVi escritura de puerto

3.5.8.5.- SUBVI CERRAR PUERTO.

Este SubVi nos permite cerrar el puerto serie luego que ha finalizado la recepción de datos, los seteos necesarios para este SubVi son:

- Nombre del puerto: COM1.

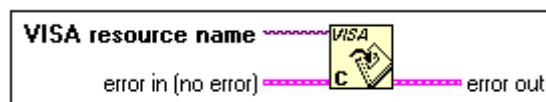


Figura 3.19. SubVi cerrar puerto

CAPITULO IV: CONSTRUCCION.

4.1.- INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se darán los detalles concernientes a la construcción de los componentes de la refrigeradora solar diseñados en el capítulo anterior, de los cuales el adsorbedor/colector, condensador y evaporador son multitubulares construidos con acero inoxidable AISI 304, siendo el de mayor uso y recomendado para trabajos en la industria alimenticia, como se muestra en el anexo L, además tomando en cuenta que el equipo trabajara al aire libre para poder captar la mayor cantidad de energía solar.

Como la mayoría de los componentes principales de la refrigeradora solar usan distribuidores construidos de tubería de acero inoxidable de 2 pulgadas de diámetro, estos se maquinaron utilizando un taladro de pedestal y sacabocados de cobalto de 1 ¼ de diámetro como se ve en la fotografía.



Fotografía 1: Construcción de distribuidores.

4.2.- SELECCIÓN DE MATERIALES.

Los aceros inoxidable se caracterizan principalmente por su resistencia a la corrosión, elevada resistencia y ductibilidad además de un elevado contenido de cromo. Se llaman inoxidable porque en presencia del oxígeno "aire" forman una película delgada y dura muy adherente de óxido de cromo, que protege al metal contra la corrosión.

Como mencionamos anteriormente los componentes principales de la refrigeradora solar serán construidos con acero inoxidable AISI 304 ya que no reacciona químicamente con el metanol, y sus propiedades térmicas como, bajo coeficiente de expansión térmica, su buena conductividad térmica y su costo asequible, esto se puede observar de sus propiedades descritas en el anexo L.

A continuación se describirá en detalle los tipos de materiales utilizados en la construcción de los diferentes componentes de la refrigeradora solar.

4.3.- ADSORBEDOR/ COLECTOR SOLAR

Según el diseño la superficie del colector/adsorbedor solar es de 1m^2 , formado por 13 tubos de 2 pulgadas de diámetro y 1.5m de longitud, que llevan en su interior una canastilla cuadrada de 13.47mm de lado, formada por un malla de acero inoxidable AISI 304 perforada, con lo que conseguimos un espacio anular donde se alojara el carbón activado.

En el extremo la canastilla se une con un tubo de acero inoxidable de $\frac{3}{4}$ de diámetro cedula 40 de 110mm de longitud, roscado en su extremo con el objeto de acoplarse a un distribuidor de 2pulgadas de diámetro al cual se le han soldado uniones de $\frac{3}{4}$, como muestra la fotografía 4, esto nos ayudara a que el cambio del carbón activado de cada tubo, se lo realice en forma individual.



Fotografía 2: Tubos del adsorbedor/colector solar con el distribuidor.

En el extremo posterior de los tubos del adsorbedor se soldó una unión con el objetivo de utilizar un tapón macho que nos ayudara al mantenimiento de los tubos del adsorbedor y al reemplazo del carbón activado.

Como ya se menciona al distribuidor se soldó 13 uniones de $\frac{3}{4}$ de diámetro, este tiene una longitud de 770mm y en uno de sus extremos se encuentra soldada una unión de 2 pulg con un tapón macho para objeto de mantenimiento y su otro extremo se encuentra sellado.



Fotografía 3: Tapones posteriores del adsorbedor solar.

Además se soldó un tubo de 1 ¼ pulg de diámetro cedula 40 de 122.58mm de longitud roscado en un extremo, lo que nos servirá para las conexiones con las respectivas válvulas necesarias para el funcionamiento de la refrigeradora solar, además este tubo tiene una inclinación con respecto al distribuidor de 101° que corresponde a la inclinación del adsorbedor/colector solar.



Fotografía 4: Distribuidor del adsorbedor/colector solar.

Debido a que el adsorbedor/colector solar debe alcanzar temperaturas de operación de alrededor de 80°C se debe recubrir la superficie de los tubos con pintura negro mate, con lo que mejora su absorción de la radiación solar y disminuye la emitancia de la misma.

En la fotografía siguiente se observa al adsorbedor/colector solar armado y dentro del colector solar.



Fotografía 5: Adsorbedor/colector solar armado.

Para mayores detalles ver el plano 1, donde se muestra el adsorbedor solar y el plano 2 del distribuidor.

4.4.- CONDENSADOR.

Este equipo necesita disipar una potencia térmica de 188.14 W por lo que su área de trabajo es de 0.533m^2 , para lo cual necesitamos según el diseño 9 tubos de $1\frac{1}{4}$ pulg. de diámetro y 1m de longitud como muestra la fotografía 6.



Fotografía 6: Condensador multitubular

Además estos tubos se encuentra unidos en sus extremos a distribuidores de 2 pulgadas de diámetro.

Los extremos de los distribuidores se encuentran sellados, además a cada distribuidor se le soldó un tubo de 1 ¼ pulgadas de diámetro y 20mm de longitud que actuaran uno como entrada del metanol en forma de vapor y el otro como salida del metanol condensado, estos tubos tienen un ángulo de inclinación de 97° con respecto al plano del condensador, este a su vez se ubica a un ángulo de inclinación de 7° con respecto a la horizontal, para asegurarse de acumular la mayor cantidad posible de metanol. Para mayores detalles ver el plano 3.

Además el condensador se encuentra dentro de un recipiente que de 240*850*1110 mm capaz de contener 230 litros de agua necesarios para el enfriamiento del metanol desorbido, el cual se lo construyó con ángulo de 1 ¼ pulgadas por 1.5mm de espesor, y recubierto con lámina de tol de 1.5mm de espesor, además en una de sus extremos cuenta con una perforación de 1 ¼ pulgadas de diámetro que se utiliza como salida de la tubería de escape del metanol condensado.

4.5.- EVAPORADOR.

Está formado por 7 tubos de 1 ¼ pulg. de diámetro y 1m de longitud esta disposición nos permite obtener una potencia térmica de 41.044 W como muestra la fotografía 7.



Fotografía 7: Evaporador multitubular.

Ya que este elemento utiliza la misma tubería, tanto para que ingrese el metanol líquido, como para la salida el metanol evaporado, se utiliza tubería de 1 ¼ pulgadas de diámetro, y como se muestra en la fotografía anterior este distribuidor tiene forma de U, cuyos extremos se encuentran a 178.5mm de cada extremo de las tuberías de 2pulgadas de diámetro que actúan como distribuidores. Para mayores detalles ver el plano 4.

4.6.- PROCESO DE SOLDADURA.

Como hemos mencionado los componentes principales de la refrigeradora solar se han fabricado utilizando tubería de acero inoxidable AISI 304, para lo cual hemos utilizado soldadura TIG y que según las tablas el anexo L, la varilla apropiada como material de aporte es el ER308 y como gas inerte argón.

4.7.- ARMAZON PRINCIPAL.

La estructura principal del módulo está formada de tubo de 1 ¼ * 2mm de espesor pintada de color blanco, la que se encuentra formada por tres módulos:

- Soporte inferior: Donde se encuentra la cámara fría y las ruedas de apoyo (plano 5).
- Soporte del condensador (plano 6).
- Soporte Superior: donde se encuentran el colector solar plano, y los reflectores semi-circulares. (plano 7).
- Guías vertical inclinada. (plano 8).
- Guías verticales rectas. (plano 8).

Se realizo este tipo de construcción para que el armazón principal sea desarmable y por ende su transporte más sencillo, como se muestra en la fotografías 8 y 9.



Fotografía 8: Armazón principal.



Fotografía 9: Ruedas de apoyo.

Cabe anotar que el soporte superior cuenta con algunas particularidades que son:

- Cuenta con un extremo pivotante, para lo cual se utilizó unas bases construidas de platina de $\frac{1}{4}$ pulgadas por 2mm de espesor, soldadas al soporte superior, estas se acoplan a las guías verticales inclinadas mediante un perno de $\frac{1}{2}$ pulgada * 2.5 pulgadas de acero inoxidable.
- En el extremo contrario y en su parte media se encuentran soldadas bases construidas con platina de $\frac{1}{4}$ pulgadas por 2mm de espesor, con perforaciones de $\frac{1}{4}$ pulgadas, que se utilizan para acoplar el soporte superior a un elevador de tornillo mecánico de elevación mediante un parante de tubo cuadrado de 1 $\frac{1}{4}$ pulgadas por 1.5mm de espesor y 1140mm de longitud.



Fotografía 10: Bases de apoyo del soporte superior.

4.8.- ELEVADOR DE TORNILLO MECANICO.

Este elemento se construyo utilizando platina de 1 ¼ pulgadas por 2mm, con el objetivo de cambiar el ángulo de elevación del colector solar plano, se basa en un accionamiento mecánico por tornillo, obteniendo una elevación del colector plano de 572 mm, siendo las fechas en donde se debe cambiar la elevación de:

- Perihelio (verano) el 21 de diciembre, siendo el ángulo de elevación de: $\theta_n = -11.2^\circ$.
- Afelio (invierno) el 21 de junio, siendo el ángulo de elevación de: $\theta_n = 8.8^\circ$.



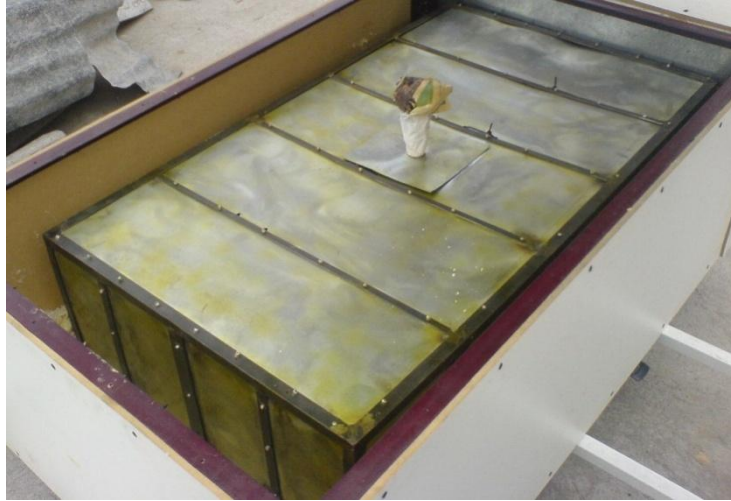
Fotografía 11: Elevador mecánico.

4.9.- CAMARA FRIA

La cámara fría está constituida de los siguientes elementos:

1. Estructura exterior por ángulo de 1 ¼ y recubierta de MDF de superficie blanca de 10mm de espesor.
2. Estructura interior por una cámara interna de 0.64*0.28*1.12m. Recubierta de lámina de tol.
3. Aislante térmico: poliuretano inyectado con un espesor de 8cm a excepción de la parte inferior donde el aislamiento es de 14.5cm.

Como se muestra en la fotografía siguiente, el módulo interior está en el interior de la cámara fría y recubierta de aislante térmico.



Fotografía 12: Cámara interna.



Fotografía 13: Cámara fría con aislamiento térmico.

4.10.- COLECTOR, COBERTURAS Y REFLECTORES SOLARES.

El colector solar está construido usando ángulo de 1 ¼ pulgadas por 2mm de espesor, siendo sus medidas 1600*700*100 mm y recubierto en su perímetro por MDF de 3 mm de espesor que actúa como aislante térmico, además el colector solar consta de los siguientes elementos:

- Guía delantera con 13 perforaciones de $\frac{3}{4}$ de diámetro que actúa como soporte de los tubos del adsorbedor solar, construida de MDF de 10 mm.
- Guía posterior con perforaciones de 2 pulgadas como soporte del adsorbedor solar, construida de MDF de 10 mm.

- Seguros de sujeción para coberturas, lo que permite sellar al adsorbedor solar dentro del colector, de esta manera se disminuye las pérdidas térmicas.



Fotografía 14: Guías delantera y posterior.



Fotografía 15 : Seguros de sujeción, visagras y empaques para coberturas.

En lo referente a las coberturas, tanto superior e inferiores, están construidas con tubo cuadrado de 1 ¼ de aluminio, que sirven como soporte de coberturas de vidrio, cuyo objetivo fundamental es el de permitir que la radiación solar incida directamente sobre el adsorbedor solar, para lo cual utilizamos 2 vidrios de 4mm de espesor, con una separación de 24.1mm entre ellos, mejorando el aislamiento al disminuir las pérdidas de calor por la parte superior del colector solar.

Además consta de bisagras de 3pulgadas con el objetivo de hacer más fácil el retiro de las coberturas por la noche, y de esta manera mejorar el enfriamiento del adsorbedor solar.

Otro detalle importante es que las coberturas están dotadas de empaques de refrigeradora y seguros de sujeción, con el objetivo de mejorar el sello del colector solar.

Los reflectores utilizados para reflejar la energía solar por la parte inferior del colector solar plano son de lámina de acero inoxidable brillante de 2 mm de espesor, los cuales están colocados en soportes hechos de platina de 1 ¼ por 1.5mm que se encuentran soldados al soporte superior del armazón principal.



Fotografía 16: Soportes de reflectores.

En la fotografía siguiente se puede apreciar el soporte superior del módulo con todos sus componentes montados como reflectores, coberturas, colector plano, adsorbedor solar.



Fotografía 17: Soportes superior armado.

4.11.- ACUMULADOR DE LÍQUIDO CONDENSADO.

El acumulador está constituido por placas metálicas de 241.3 mm de diámetro por 12.7 mm de espesor que actúan como bases.

Como detalle importante cabe acotar que las bases tienen un canal central circular de 161 mm de diámetro exterior, 3.4 mm de espesor y 5 mm de profundidad, en donde se colocara un empaque de corcho/caucho, además de un agujero central de 1 ¼ pulgadas de diámetro roscado. (Ver plano 10).



Fotografía 18: Soportes base del acumulador de liquido.

Las mencionadas bases sirven para colocar entre ellas una tubería PVC de presión de 160 mm de diámetro por 3.2 mm de espesor, utilizando para esto pernos de ¼ pulgadas de diámetro por 380 mm de largo.



Fotografía 19 : Acumulador de liquido armado.

Con el objeto de poder visualizar la cantidad de metanol condensado, se ha dotado al acumulador de liquido de una tubería de vidrio conectada en forma paralela al mismo, a modo de vaso comunicante. Dicha tubería se acopló al acumulador usando accesorios de cobre soldados y recubiertos en su cara interior con silicona, de modo de disminuir la corrosión ejercida por el metanol.



Fotografía 20: Visor acoplado al acumulador de líquido.

La unión entre la tubería de vidrio y el acople de cobre se lo hizo embocinado los dos elementos utilizando resina epóxica para su fijación.

4.12.- MUDULOS DE ADQUISICION DE DATOS DE TEMPERATURA.

Con el objetivo de comprobar la evolución de la temperatura de los principales componentes de la refrigeradora solar: adsobedor solar, condensador, evaporador y temperatura ambiente, se ha implementado un sistema de medición de la temperatura utilizando sensores LM35, cuya descripción se lo realizó en el capítulo anterior.

4.12.1.- MÓDULO DE TRANSMISIÓN.

Para el módulo de transmisión se utilizó una caja térmica aislada de 200*300*150mm, en donde se encuentran las placas de acondicionamiento de señal y transmisión inalámbrica.



Fotografía 21: Módulo de transmisión de datos.

El lcd 16*2 exterior nos permite visualizar los datos guardados en el PIC, así como la hora actual y la temperatura existente en los componentes de la refrigeradora solar.

Los pulsadores existentes nos ayudan a ejecutar las diferentes funciones programadas en el módulo, como:

- Guardar Datos.
- Mostrar datos.
- Enviar datos utilizando una antena.
- Configurar hora.

4.12.2.-MÓDULO DE RECEPCIÓN.

El módulo de recepción se lo construyó en una caja metálica con seguro de 180*250*85mm, la cual cuenta como en el módulo anterior con un LCD de 20*4 de fondo azul, donde se pueden visualizar los datos de temperatura existentes en el módulo, así como el estado de ejecución del programa, los pulsadores existentes en el mismo nos ayudan a ejecutar las diferentes opciones programadas como:

- Enviar datos a Pc, mediante un puerto RS232 montado en el módulo.

- Recibir datos del módulo de transmisión, utilizando una antena.
- Mostrar los datos recibidos.



Fotografía 22: Módulo de recepción de datos.

4.13.- MANUAL DE USO Y MANTENIMIENTO.

A continuación se indica la información necesaria para una buena operación y mantenimiento del módulo.

4.13.1.- PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN.

Los pasos a seguir para la operación diaria del equipo están descritos a continuación y se basan en la isótera mostrada en la figura 2.35, y en los procesos de adsorción desorción del sistema.

Para una mejor comprensión se muestra en la figura siguiente un esquema de la refrigeradora solar donde se identifican las válvulas presentes en el sistema:

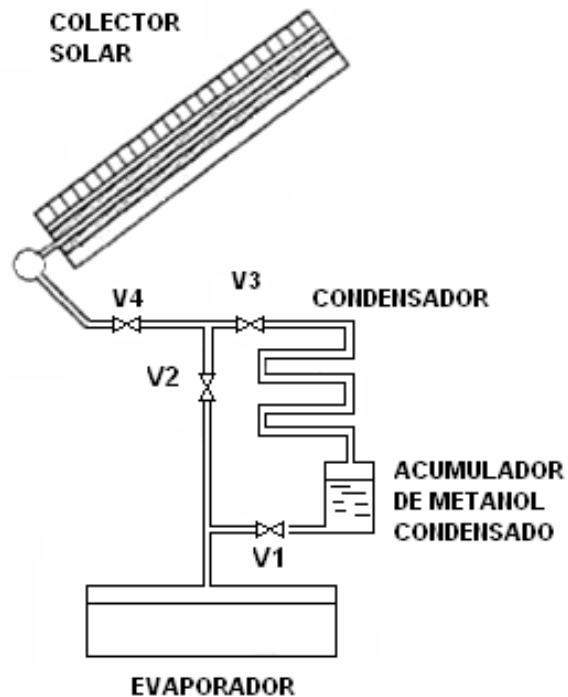


Figura 4.1: Esquema de válvulas de la refrigeradora solar.

De donde la válvula V4 se utilizo solamente con fines de prueba, y en la operación diaria del equipo se encuentra siempre abierta, salvo en el caso del cambio del carbón activado detallado en el mantenimiento anual.

Entonces los pasos de operación diaria son:

1. El proceso inicia a las 8 am, es decir cuando empieza la desorción del metanol contenido en el carbón activado, para lo cual las válvulas deben estar en la siguiente disposición:
 - a. Válvulas cerradas: V1 y V2.
 - b. Válvulas abiertas: V3.
2. Aproximadamente a las 14pm, el proceso de desorción a culminado, ya que la radiación solar empieza a decrecer, entonces tenemos:
 - a. Válvulas cerradas: V1 , V2 y V3.
 - b. Válvulas abiertas: ninguna.
3. Esperar hasta aproximadamente las 7 pm, hasta que todo el metanol condensado se acumule en el recipiente acumulador, y luego accionar la válvula V2, para que el metanol condensado ingrese hacia el

evaporador, luego de lo cual cerrar la mencionada válvula, al final el estado de las válvulas es el siguiente:

- a. Válvulas cerradas: V1 y V3.
 - b. Válvulas abiertas: V2.
4. Asegurarse de retirar las coberturas tanto la superior como las inferiores del adsorbedor, desde las 7 pm hasta las 8 am, con el fin de mejorar el enfriamiento del adsorbedor y con esto conseguir una mayor adsorción del metanol y por ende conseguir un mayor efecto frigorífico.

4.13.2.- MANTENIMIENTO DEL EQUIPO.

Por tratarse de un equipo que va a funcionar al aire libre, ya que necesita recibir la máxima radiación solar, el mantenimiento diario debe realizarse para asegurar un óptimo funcionamiento del mismo, así como evitar el deterioro de las superficies reflectantes de la radiación.

El mantenimiento se lo ha programado de la siguiente manera:

Mantenimiento diario.

1. Verificar la integridad de los vidrios tanto de la cobertura superior como de las coberturas inferiores.
2. Limpiar utilizando un limpiador de vidrios adecuado la superficie exterior e interior de las coberturas, tanto la superior como las inferiores, para eliminar cualquier depósito de polvo que pueda disminuir la cantidad de radiación solar incidente.
3. Utilizando agua jabonosa limpiar la superficie de los reflectores semi-circulares, dejar secar y luego pulir utilizando pulimento industrial para minimizar las pérdidas de radiación reflejada hacia la parte inferior del colector solar.
4. Verificar que la orientación del módulo se encuentre alineada hacia el norte.
5. Verificar que nivel de presión de vacío se encuentre dentro de los límites de trabajo, que durante el día debe estar alrededor de los 22

pulgadas de mercurio, y durante la noche alrededor de los 27 pulgadas de mercurio.

6. Verificar el ajuste en los pernos de las abrazaderas, para lo cual utilizar una llave de corona de ½ pulgada.
7. Lubricar las ruedas de apoyo del módulo, con el objeto de evitar corrosión y atascos en las mismas.

Mantenimiento Quincenal.

1. Cambiar el agua del condensador, para evitar que se produzcan incrustaciones de materiales en la superficie de los tubos del condensador.
2. Retirar cualquier tipo de incrustaciones que puedan existir en la superficie de los tubos del condensador, para esto utilice un paño suave.
3. Eliminar cualquier depósito de corrosión en el armazón principal del módulo, para lo cual utilizar lijas número 220 para la remoción luego pintura blanca de esmalte.
4. Verificar la integridad de la cinta aislante utilizada para recubrir el aislamiento térmico utilizado en las tuberías y mangueras exteriores del módulo.
5. Verificar la integridad de las placas de MDF que se utilizan como recubrimiento exterior de la cámara fría.
6. Eliminar cualquier depósito de corrosión en el interior de la cámara fría para lo cual utilizar lijas número 220 para la remoción luego pintura blanca de esmalte.
7. Verificar la integridad de los pernos de sujeción utilizados en el módulo, como son los utilizados en las ruedas de apoyo, sujeción de los soportes inferior, del condensador y superior, sujeción del colector solar y sujeción del armazón desmontable (ver fotografía 8), en caso de ser necesario proceder a su reemplazo, tomando las precauciones necesarias para evitar accidentes.

Mantenimiento anual.

Realizar el cambio de carbón activado AC-35 del adsorbedor solar, para lo cual se debe cerrar la válvula V4.

Ante la posibilidad de que existan residuos de metanol gaseoso, se debe utilizar el siguiente equipo de protección:

- Guantes de hule.
- Gafas de protección.
- Mascarilla.
- Ropa de trabajo adecuada como mandil u overol.

Tomando en cuenta que el cambio se lo realiza en forma individual en cada tubo del adsorbedor, se deben seguir los siguientes pasos.

1. Retirar las coberturas tanto, superior como inferiores del colector solar.
2. Desmontar retirar la tapa posterior del colector solar.
3. Utilizando una llave inglesa, desmontar el tubo del distribuidor del adsorbedor solar.
4. Por la parte posterior del colector solar deslizar hacia afuera el tubo, hasta que se encuentre completamente libre del módulo.
5. Retirar el tapón posterior del tubo, para esto utilizar una prensa de banco y una llave de corona 15/16 pulgada.
6. Girar el tubo con el lado del tapón hacia debajo de modo que salga todo el carbón activado.
7. Volver a llenar el tubo con 1.072 Kg (2.36 libras) de carbón activado.
8. Colocar nuevamente el tapón, utilizando teflón para vapor y silicona.
9. Por la parte posterior del colector solar colocar nuevamente el tubo, utilizando las guías trasera y delantera.
10. Acoplar el tubo al distribuidor del adsorbedor solar, utilizando una llave inglesa además de teflón para vapor y silicona.
11. Repetir el procedimiento con los tubos restantes, al final de lo cual se debe abrir la válvula V4.

CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1.- GENERALIDADES.

El objetivo fundamental es el de determinar el valor del COP (coeficiente de rendimiento) de la refrigeradora solar en diferentes tipos de clima.

El COP ideal se lo calculó anteriormente, igual a 0.5643 para lo que utilizamos la isóstera ideal (figura 2.35) la cual representa el comportamiento tanto del carbón activado como del metanol durante un ciclo de adsorción / desorción.

Debido a que la refrigeradora solar depende de las condiciones meteorológicas existentes en el lugar, la toma de datos se lo ha realizado tomando en cuenta tres condiciones de clima.

1. Ciclo experimental 1: cielo despejado.
2. Ciclo experimental 2: cielo parcialmente nublado.
3. Ciclo experimental 3: cielo nublado.

Los datos tomados de la refrigeradora solar se dividen de la siguiente forma:

- Datos de temperatura refrigeradora solar, donde se detallan las temperaturas de los componentes principales de la refrigeradora solar (adsorbedor solar, condensador, evaporador y temperatura ambiente).
- Datos de la isóstera para cada ciclo, en donde se detallan la temperatura de regeneración (temperatura del adsorbedor), temperatura y presión de saturación del metanol y estado del ciclo de adsorción/ desorción representados por los puntos de la isóstera como los indicados en la curva ideal de la figura 2.35.

5.2.- CICLO EXPERIMENTAL 1: CIELO DESPEJADO.

Este ciclo se caracteriza por tener un cielo despejado durante todo el día, siendo las pérdidas por dispersión de la radiación solar en la atmósfera mínimas, en consecuencia en este ciclo se alcanzaron la temperatura máxima en el adsorbedor, con esto se consigue una mayor cantidad de metanol desorbido, alcanzándose una menor temperatura en el evaporador, por tener mayor cantidad de liquido refrigerante (metanol) utilizable.

En la tabla 5.1 se han representado los datos de temperatura tomados para este ciclo, el cual empieza a las 8H00, del día martes 12 de agosto del 2008 y termina a las 8H00 del día miércoles 13 de agosto del 2008.

DATOS DE TEMPERATURA REFRIGERADORA SOLAR					
FECHA: 12/8/2008			CICLO: 1		
hora	minuto	Temperatura ambiente	Temperatura evaporador	Temperatura adsorbedor	Temperatura condensador
8	0	9,568	1,065	40,365	9,459
8	25	10,354	2,354	59,958	9,568
8	30	11,235	3,025	60,026	10,235
8	45	14,236	4,547	63,224	12,587
9	0	16,635	5,025	63,548	14,547
9	30	17,254	6,125	64,325	16,240
10	0	18,645	7,265	70,965	19,647
11	0	19,754	7,521	73,370	19,784
12	0	20,658	8,802	90,659	20,341
12	44	23,725	9,686	99,706	25,882
12	49	23,825	9,882	101,005	25,882
12	52	24,158	9,882	102,196	25,882
13	0	25,098	9,971	105,667	26,471
13	28	25,118	10,451	108,627	25,294
13	45	25,568	10,547	115,326	25,569

14	0	26,398	10,627	118,600	26,078
14	18	26,025	10,754	113,547	25,897
14	42	25,014	10,702	113,358	25,457
15	0	23,922	10,392	109,765	24,902
15	56	23,922	10,157	102,369	25,098
16	0	22,549	9,957	99,654	24,314
17	0	20,365	9,694	97,369	21,327
18	0	12,369	9,465	91,325	16,354
19	0	11,176	9,446	83,650	12,549
19	30	11,173	8,802	57,365	12,353
19	45	11,166	8,695	50,196	12,353
20	0	11,156	8,002	32,686	12,549
20	30	11,156	5,065	17,686	12,353
20	43	11,137	4,231	15,796	12,353
21	0	11,137	3,256	14,196	12,353
21	30	11,126	2,010	14,018	12,353
21	50	11,126	1,090	13,953	12,353
22	0	10,980	0,858	13,823	11,961
23	0	10,588	0,756	13,706	11,569
0	0	10,392	0,696	11,452	11,373
1	0	9,804	0,301	9,216	9,980
2	0	8,804	0,196	7,569	9,784
3	0	7,804	0,198	7,725	9,588
3	40	7,925	0,203	7,273	8,724
4	0	8,036	0,253	7,235	8,980
5	0	8,569	0,292	7,735	8,980
6	0	8,784	0,301	8,729	9,765
7	0	9,157	0,536	9,524	9,825
7	30	11,667	0,785	16,654	9,235
7	45	14,845	1,355	23,248	10,240
8	0	15,254	1,403	41,122	10,546

Tabla 5.1: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 1.

La tabla 5.2 nos muestra las temperaturas máximas, mínimas, variación de temperatura y promedio de las mismas para el ciclo experimental 1, de los diferentes componentes de la refrigeradora solar.

	Temperatura Máxima °C		Temperatura Mínima °C		Variación °C	Promedio °C
Adsorbedor	118,600	14H00	7,235	4H00	111,365	55,424
Condensador	26,471	13H00	8,724	3H40	17,747	15,846
Evaporador	10,754	14H18	0,196	2H00	10,558	5,361
Temperatura ambiente	26,398	14H00	7,804	3H00	18,594	15,421

Tabla 5.2: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 1.

En la figura 5.1, se puede apreciar claramente la evolución de la temperatura en los diferentes componentes de la refrigeradora solar para el presente ciclo.

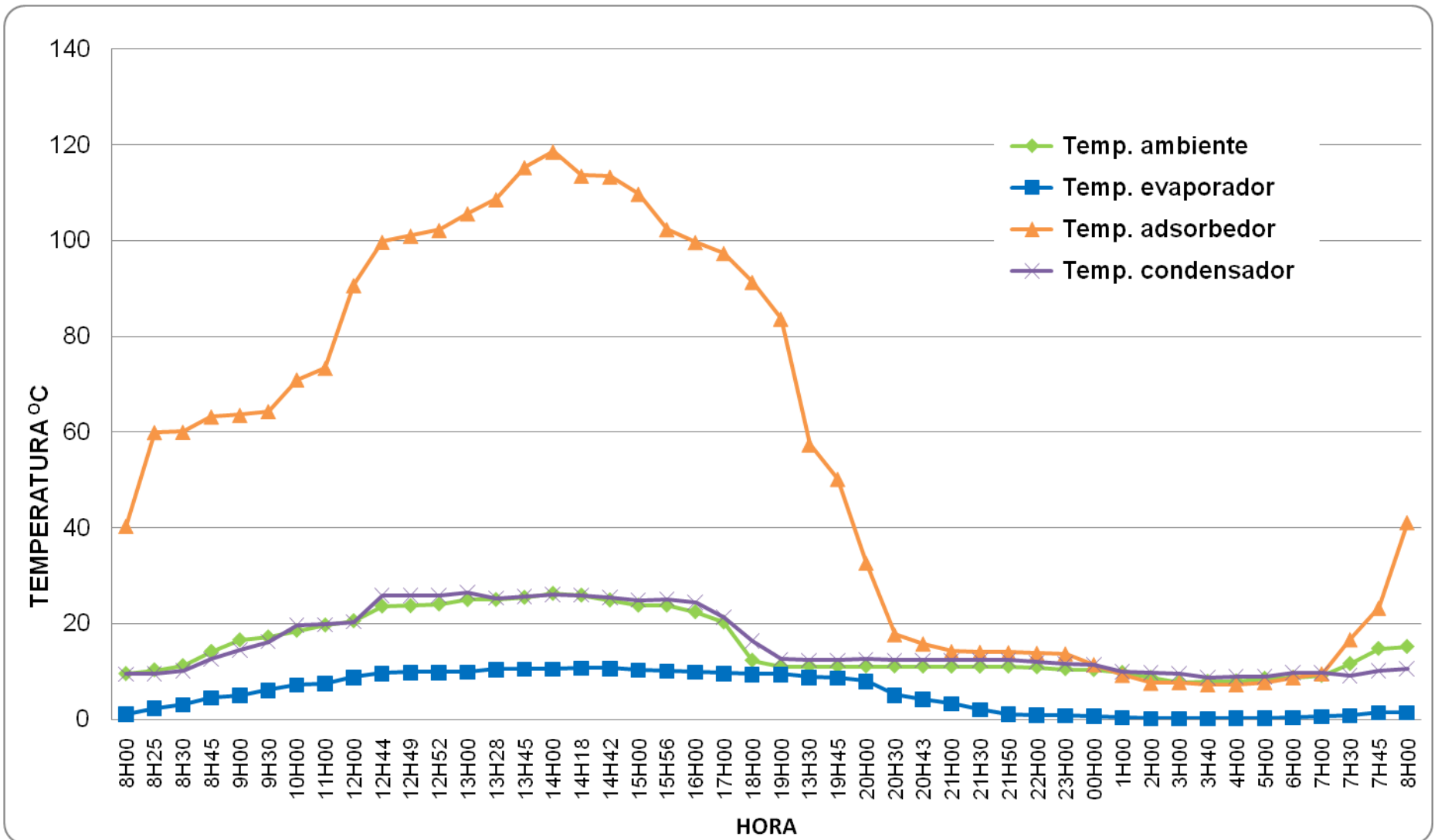


Figura 5.1: Variación de temperaturas ciclo experimental 1.

El coeficiente COP representa la eficiencia de la refrigeradora solar, para esto la tabla 5.3, muestra los datos necesarios para determinar el COP de la refrigeradora solar en el ciclo 1, como son: la temperatura del carbón activado (temperatura del adsorbedor), la presión de saturación (presión del sistema) .

Con el valor de la presión de saturación se puede determinar la temperatura de saturación del metanol, utilizando los datos de la curva de saturación (ver anexo F).

DATOS DE LA ISOSTERA : CICLO EXPERIMENTAL 1						
hora	minuto	Temperatura de saturación °C	Temperatura del Carbón activado °C	Presión de saturación del metanol		Estado del ciclo
				mbar	pul-Hg (vacío)	
8	0	10,254	40,365	95,6	27,099	
8	25	24,578	59,958	170,1	24,897	
8	30	24,878	60,0258	172,4	24,831	
8	45	25,287	63,224	175,5	24,740	
9	0	25,713	63,548	178,7	24,645	
9	30	26,001	64,325	180,8	24,581	Punto 2
10	0	26,86	70,965	187,3	24,390	
11	0	27,925	73,3697	195,3	24,154	
12	0	30,429	90,6587	229,7	23,139	
12	44	30,715	99,706	234,2	23,006	
12	49	31,031	101,005	239,2	22,858	
12	52	31,387	102,196	244,8	22,692	
13	0	31,496	105,667	246,5	22,642	
13	28	31,674	108,627	249,3	22,559	
13	45	32,054	115,326	255,3	22,381	
14	0	32,163	118,6	257,0	22,331	Punto 3
14	18	32,048	113,547	255,2	22,384	
14	42	31,815	113,358	251,6	22,493	
15	0	31,489	109,765	246,4	22,645	
15	56	31,224	102,369	242,2	22,768	
16	0	30,413	99,654	229,4	23,147	
17	0	30,286	97,369	227,4	23,206	
18	0	29,875	91,325	220,9	23,397	

19	0	28,23	83,65	197,6	24,086	
19	30	13,158	57,365	98,1	27,023	Punto 4
19	45	11,058	50,196	96,3	27,078	
20	0	6,798	32,686	92,5	27,190	
20	30	2,906	17,686	89,1	27,292	
20	43	2,056	15,796	88,3	27,314	
21	0	1,865	14,196	88,1	27,319	
21	30	1,392	14,018	87,7	27,331	
21	50	0,821	13,953	87,2	27,346	
22	0	0,756	13,823	87,1	27,348	
23	0	0,684	13,706	87,1	27,350	
0	0	0,596	11,452	87,0	27,352	
1	0	0,296	9,216	86,7	27,360	
2	0	0,126	7,569	86,6	27,364	Punto 1
3	0	0,153	7,725	86,6	27,364	
3	40	0,195	7,273	86,6	27,363	
4	0	0,226	7,235	86,7	27,362	
5	0	0,284	7,735	86,7	27,360	
6	0	0,387	8,729	86,8	27,357	
7	0	1,069	9,524	87,4	27,340	
7	30	5,389	16,654	91,3	27,227	
7	45	6,968	23,248	92,7	27,185	
8	0	11,035	41,122	96,3	27,079	
MAXIMO		32,163	118,600	257,047	27,364	
MINIMO		0,126	7,235	86,588	22,331	
VARIACION		32,037	111,365	170,459	5,034	
PROMEDIO		16,436	55,424	155,335	25,334	

Tabla 5.3: Datos de la isóstera ciclo experimental 1.

Además de los datos que se muestran en la tabla anterior, se necesita el valor de la concentración, que es la cantidad de metanol adsorbido en el carbón activado luego del proceso de adsorción como de el proceso de desorción, este valor como los que representan los diferentes estados de la isóstera (puntos 1, 2, 3 y 4, ver figura 2.35) se detallan en la tabla 5.4, así como también el valor del COP, el cual se determino usando la metodología explicada en el apartado 3.2.1 del capítulo 3.

DATOS DE LA ISOSTERA					
	Temperatura de Saturación (°C) T_s	Temperatura de carbón activado (°C) T_{CA}	Concentración gr_{met} / Kg_{CA}		Presión P (mbar)
			Máxima	Mínima	
			X_{max}	X_{min}	
Punto 1	0,126	7,569	290	-	86,6
Punto 2 (condensador)	26,001	64,325	190	-	180,8
Punto 3 (desorción)	32,163	118,600	-	30	257,0
Punto 4	28,230	83,650	-	118	197,6
Temperatura del evaporador (°C)				0,196	(°C)
Temperatura ambiente (°C)				8,804	(°C)
CALCULO DEL COP					
Calentamiento sensible 1-2				69,3842	KJ/Kg_{CA}
Calor de adsorción/desorción				545,1115	KJ/Kg_{CA}
Calor de desorción				100,2260	KJ/Kg_{CA}
Enfriamiento producido				84,9399	KJ/Kg_{CA}
COP				0,500795	

Tabla 5.4: Calculo del COP ciclo experimental 1.

Con todos estos datos se puede graficar la isótera para el ciclo experimental 1, la cual se muestra en la figura 5.2, en donde se pueden apreciar los siguientes detalles:

1. Para el cálculo del COP se toma como concentración máxima $190 gr_{met} / Kg_{CA}$ producido en el punto 2 de la isótera, es decir cuando empieza de desorción.
2. El valor de la concentración mínima es de $118 gr_{met} / Kg_{CA}$, que es la del punto 4, es decir cuando empieza la adsorción.

La figura 5.3 muestra la evolución de la temperatura en la cámara fría, donde se puede apreciar la relación de la temperatura de saturación con el efecto frigorífico.

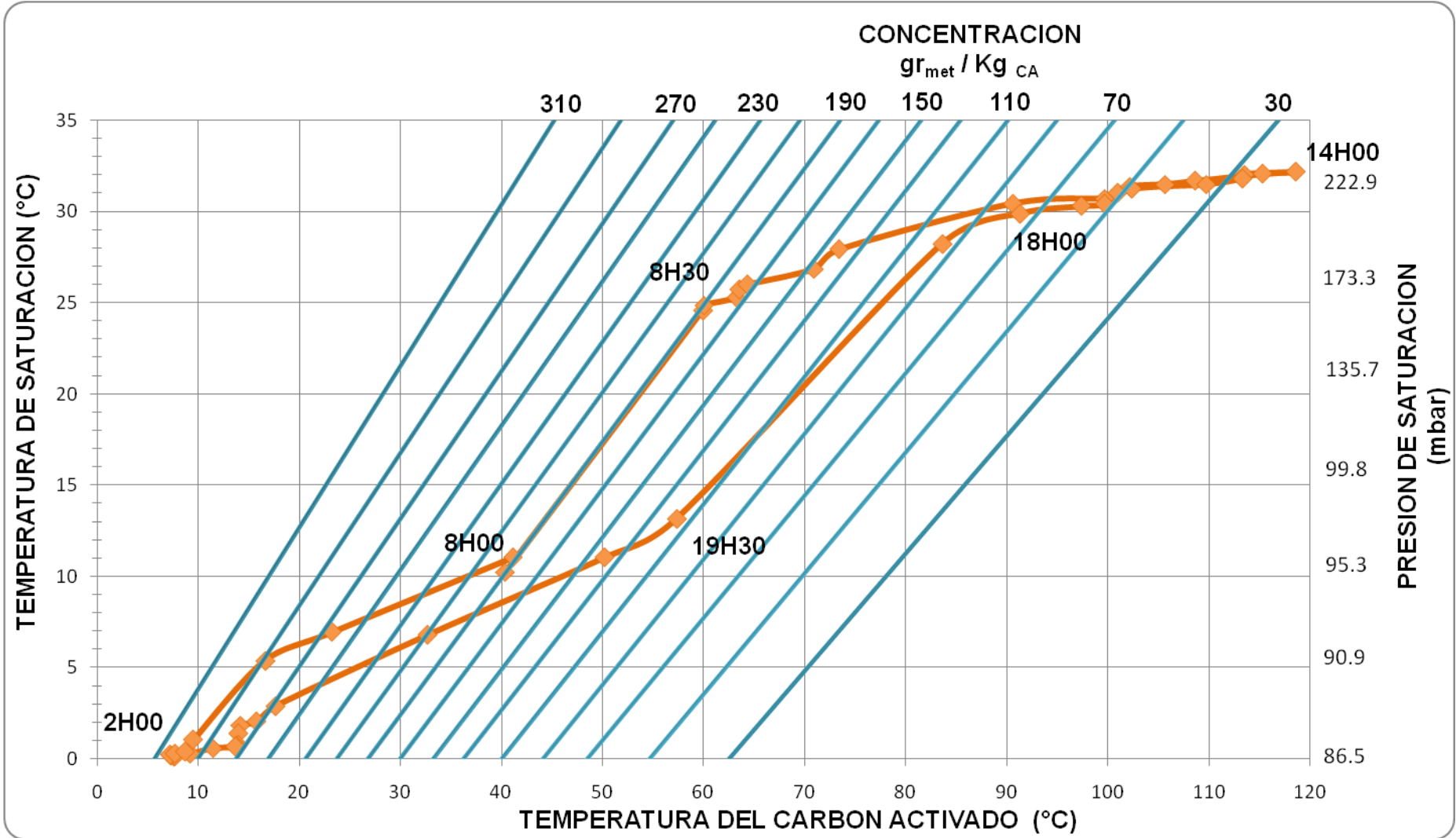


Figura 5.2: Isóstera ciclo experimental 1.

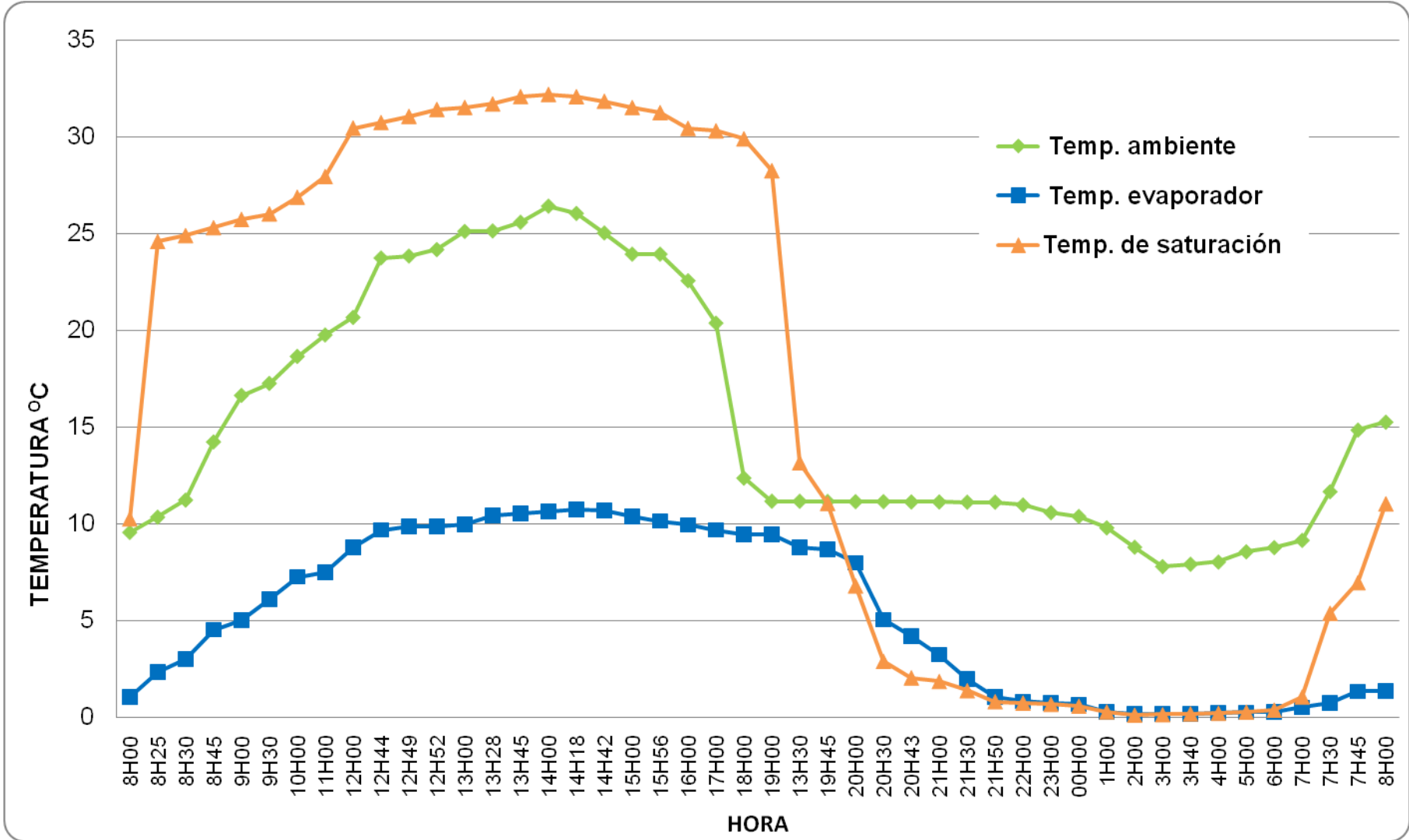


Figura 5.3: Variación de temperatura en la cámara fría ciclo experimental 1.

5.3.- CICLO EXPERIMENTAL 2 : CIELO PARCIALMENTE NUBLADO.

Este ciclo está caracterizado por tener un cielo parcialmente nublado, siendo la radiación que llega al adsorbedor solar menor que en el ciclo anterior, debido a las pérdidas por reflexión en las nubes, entonces existe una menor cantidad de metanol desorbido por ende la temperatura en la cámara fría no llega a valores tan bajos como en el ciclo anterior.

En la tabla 5.5 se han representado los datos de temperatura para este ciclo, el cual empieza a las 8H40, del día jueves 14 de agosto del 2008 y termina a las 8H20 del día viernes 15 de agosto.

DATOS DE TEMPERATURA REFRIGERADORA SOLAR					
FECHA: 14/8/2008			CICLO: 2		
hora	minuto	Temperatura ambiente	Temperatura evaporador	Temperatura adsorbedor	Temperatura condensador
8	40	10,236	3,235	27,369	9,568
8	55	12,325	4,658	42,233	10,235
9	0	12,569	5,006	50,214	13,547
9	45	15,365	7,237	55,369	15,364
10	0	18,039	9,655	58,326	16,254
11	0	21,569	10,785	62,215	16,275
12	0	21,373	10,854	64,216	17,059
12	22	21,425	10,921	67,236	17,124
12	38	21,698	10,987	68,247	17,369
12	53	22,654	10,993	70,315	17,403
13	0	22,529	11,058	71,237	17,451
13	31	22,745	11,261	75,236	17,451
13	50	22,875	11,458	79,245	18,235
14	0	22,865	11,529	82,369	18,568
14	33	22,987	11,865	85,326	19,650
14	51	23,002	11,985	90,325	19,784
15	0	22,587	11,706	91,765	18,039
15	32	22,005	11,693	88,369	18,126
16	0	22,000	11,686	85,654	18,235
17	0	17,451	11,667	82,369	18,039
18	0	15,098	11,667	78,325	17,451

18	22	13,245	11,502	71,125	16,875
19	0	11,236	11,532	59,365	16,328
19	32	11,136	11,231	49,237	16,024
20	0	10,832	9,654	30,215	13,245
20	23	10,723	8,236	20,315	12,321
20	53	10,634	7,214	13,264	11,711
21	0	10,532	6,547	13,201	11,247
21	19	10,523	5,369	12,365	11,102
21	47	10,502	4,217	11,236	11,554
22	0	10,668	3,963	10,325	10,314
23	0	10,598	2,964	9,254	10,254
0	0	10,563	2,054	8,987	10,237
1	0	10,588	1,698	8,245	10,765
2	0	10,784	1,102	7,897	10,765
2	38	10,784	0,568	7,547	10,569
3	0	10,784	0,684	8,024	10,765
4	0	10,784	0,865	9,125	10,569
5	0	10,784	0,965	9,548	10,765
6	0	10,784	0,986	9,897	10,765
7	0	11,549	0,997	10,236	10,529
8	0	12,439	1,458	15,247	11,247
8	20	12,678	2,023	26,369	11,125

Tabla 5.5: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 2.

La tabla 5.6 nos muestra las temperaturas máximas, mínimas, variación de temperatura y promedio de las mismas para el ciclo experimental 2, de los diferentes componentes de la refrigeradora solar, así como también de la temperatura ambiente.

	Temperatura Máxima °C		Temperatura Mínima °C		Variación °C	Promedio °C
Adsorbedor	91,765	15H00	7,547	2H38	84,218	44,116
Condensador	19,784	14H51	9,568	8h40	10,216	14,193
Evaporador	11,985	14H51	0,568	2H38	11,417	7,157
Temp. ambiente	23,002	14H51	10,236	8h40	12,766	15,269

Tabla 5.6: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 2

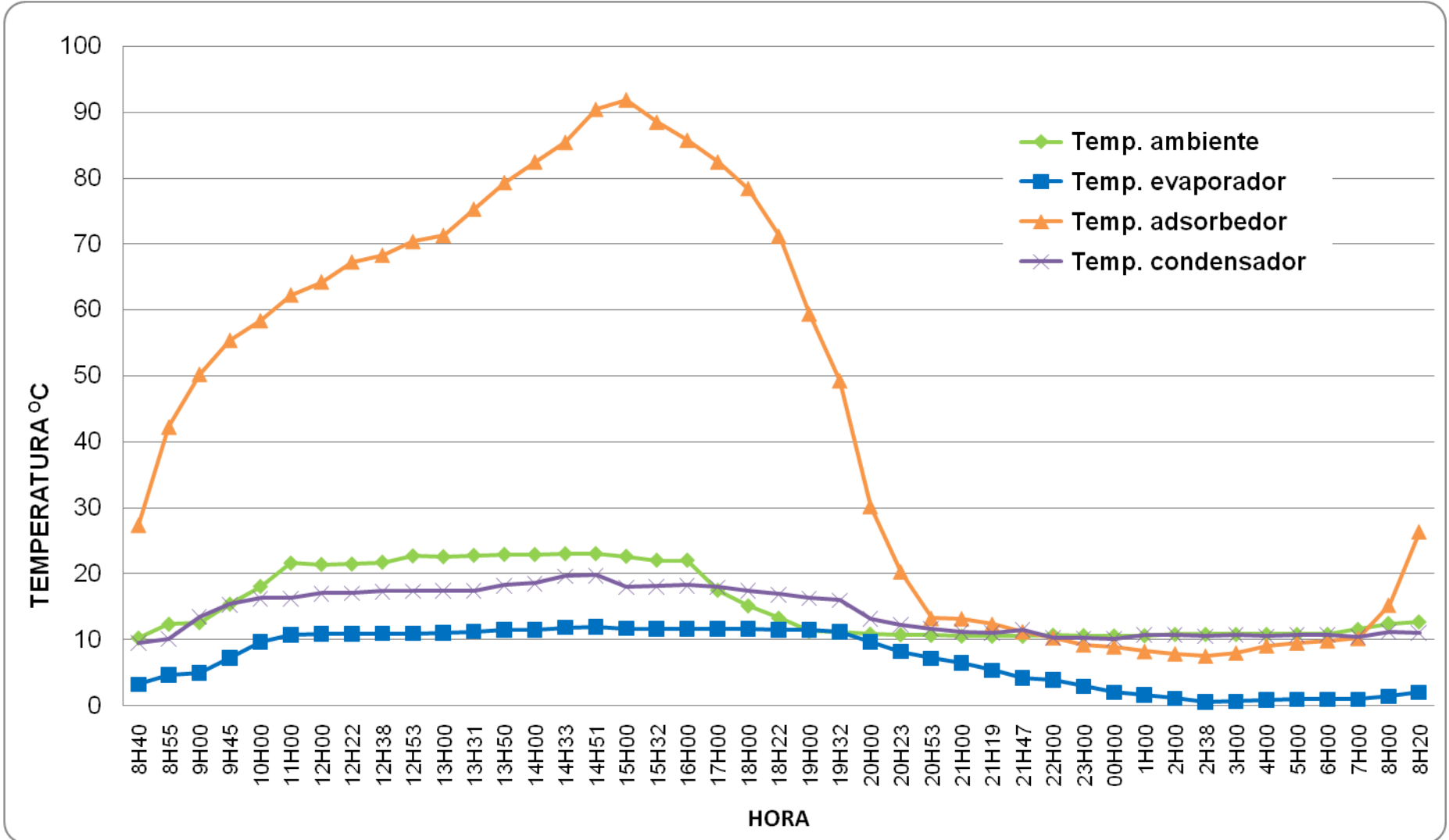


Figura 5.4: Variación de temperaturas ciclo experimental 2

La figura 5.4, muestra la evolución de la temperatura en los diferentes componentes de la refrigeradora solar.

De la misma forma que en el ciclo experimental 1, el COP representa la eficiencia de la refrigeradora solar, para esto la tabla 5.7, muestra los datos necesarios para determinar el COP de la refrigeradora solar en el ciclo experimental 2.

DATOS DE LA ISOSTERA : CICLO EXPERIMENTAL 2						
hora	minuto	Temperatura de saturación °C	Temperatura del Carbón activado °C	Presión de saturación del metanol		Estado del ciclo
				mbar	pul-Hg (vacío)	
8	40	6,626	27,369	92,35	27,194	
8	55	11,365	42,233	96,55	27,070	
9	0	14,713	50,214	99,52	26,982	
9	45	18,501	55,369	124,44	26,246	
10	0	20,545	58,326	139,81	25,793	
11	0	23,625	62,215	162,97	25,109	Punto 2
12	0	24,265	64,216	167,78	24,967	
12	22	25,465	67,236	176,80	24,700	
12	38	26,064	68,247	181,31	24,567	
12	53	26,837	70,315	187,12	24,396	
13	0	27,366	71,237	191,10	24,278	
13	31	28,474	75,236	199,43	24,032	
13	50	29,654	79,245	217,43	23,501	
14	0	30,683	82,369	233,68	23,021	
14	33	30,736	85,326	234,52	22,996	
14	51	30,864	90,325	236,54	22,936	
15	0	30,765	91,765	234,97	22,982	Punto 3
15	32	30,058	88,369	223,81	23,312	
16	0	29,387	85,654	213,22	23,625	
17	0	29,009	82,369	207,25	23,801	
18	0	28,214	78,325	197,47	24,090	
18	22	25,398	71,125	108,99	26,703	
19	0	17,158	59,365	101,69	26,919	
19	32	10,254	49,237	95,57	27,099	Punto 4
20	0	6,214	30,215	91,99	27,205	

20	23	3,587	20,315	89,66	27,274	
20	53	1,236	13,264	87,57	27,335	
21	0	1,254	13,201	87,59	27,335	
21	19	1,023	12,365	87,38	27,341	
21	47	0,845	11,236	87,23	27,345	
22	0	0,654	10,325	87,06	27,350	
23	0	0,623	9,254	87,03	27,351	
0	0	0,655	8,987	87,06	27,350	
1	0	0,621	8,245	87,03	27,351	
2	0	0,632	7,897	87,04	27,351	
2	38	0,153	7,547	86,61	27,364	Punto 1
3	0	0,195	8,024	86,65	27,363	
4	0	0,526	9,125	86,94	27,354	
5	0	0,584	9,548	86,99	27,352	
6	0	0,687	9,897	87,09	27,350	
7	0	0,954	10,236	87,32	27,343	
8	0	3,589	15,247	89,66	27,274	
8	20	6,468	26,369	92,21	27,198	
MAXIMO		30,864	91,765	236,537	27,364	
MINIMO		0,153	7,547	86,612	22,936	
VARIACION		30,711	84,218	149,925	4,427	
PROMEDIO		14,105	44,116	134,754	25,942	

Tabla 5.7: Datos de la isótera ciclo experimental 2

Siendo los datos necesarios para calcular el COP los que se detallan en la tabla 5.8.

DATOS DE LA ISOSTERA					
	Temperatura de Saturación (°C) T_s	Temperatura de carbón activado (°C) T_{CA}	Concentración		Presión P (mbar)
			gr_{met} / Kg_{CA}		
			Máxima	Mínima	
			X_{max}	X_{min}	
Punto 1	0,153	7,547	305	-	86,612
Punto 2 (condensador)	18,501	62,215	170	-	162,970
Punto 3 (desorción)	30,864	90,325	-	80	236,537
Punto 4	10,254	49,237	-	130	95,569
Temperatura del evaporador				0,568	(°C)
Temperatura ambiente (°C)				10,784	(°C)
CALCULO DEL COP					
Calentamiento sensible 1-2			72,4574		KJ/Kg _{CA}
Calor de adsorción/desorción			377,7071		KJ/Kg _{CA}
Calor de desorción			46,3807		KJ/Kg _{CA}
Enfriamiento producido			47,2322		KJ/Kg _{CA}
COP					0,3975

Tabla 5.8: Calculo del COP ciclo experimental 2

Con todos estos datos se puede graficar la isótera para el ciclo experimental 2, la cual se muestra en la figura 5.5.

De donde se puede apreciar los siguientes detalles:

1. Para el cálculo del COP se toma como concentración máxima $170 gr_{met} / Kg_{CA}$ producido en el punto 2 de la isótera, es decir cuando empieza de desorción.
2. El valor de la concentración mínima es de $130gr_{met} / Kg_{CA}$, que es la del punto 4, es decir cuando empieza la adsorción.

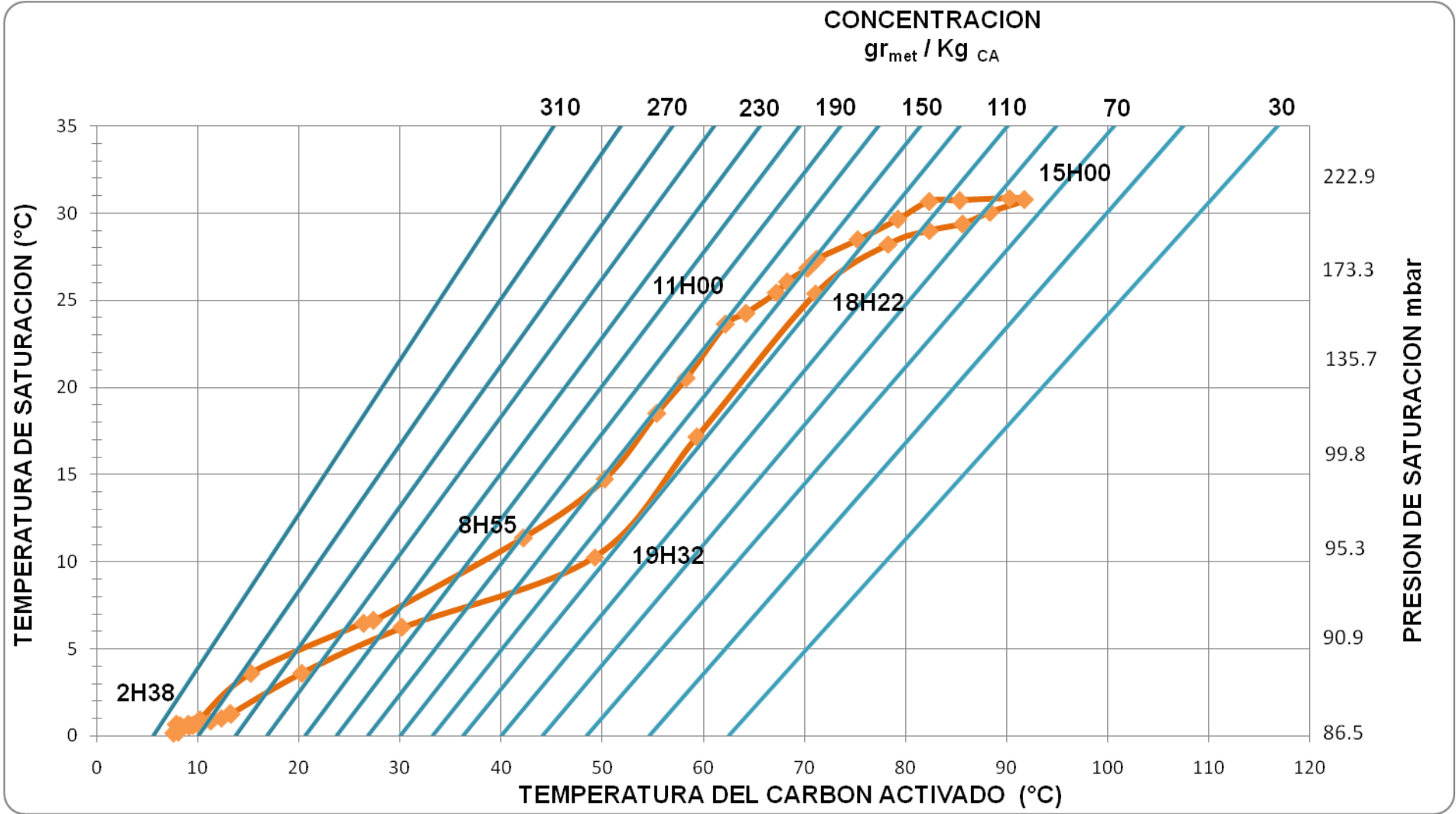


Figura 5.5: Isóstera ciclo experimental 2.

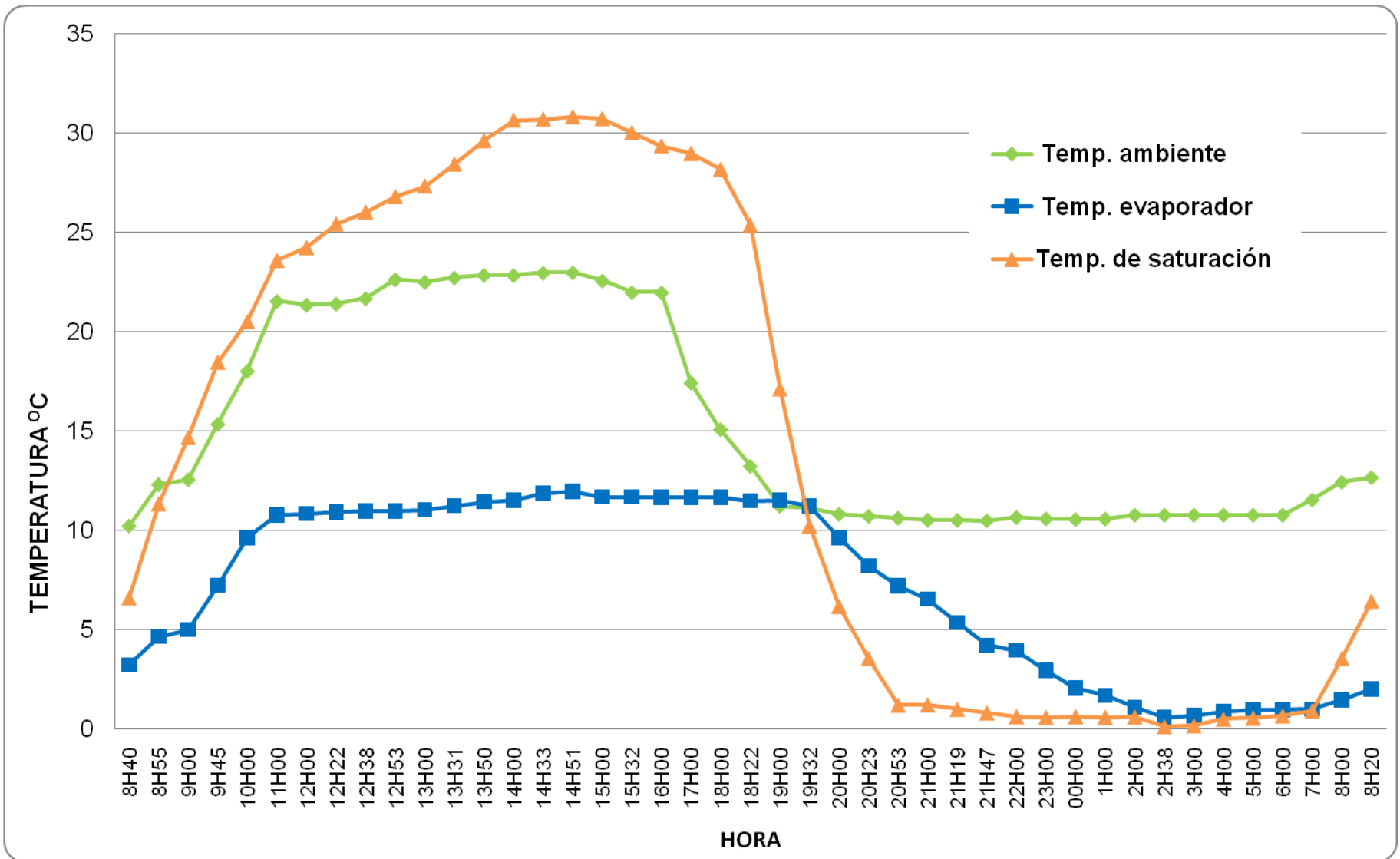


Figura 5.6: Variación de temperatura en el interior de la cámara fría ciclo experimental 2.

5.4.- CICLO EXPERIMENTAL 3: CIELO TOTALMENTE NUBLADO.

Este ciclo representa el caso extremo de las condiciones meteorológicas, es decir con un cielo totalmente nublado durante todo el día, con lo que la radiación solar incidente sobre el colector adsorbedor solar es mínima.

En consecuencia en este ciclo se alcanzaron la temperatura más baja en el adsorbedor, con lo que la cantidad de metanol desorbido es baja, entonces la temperatura en el evaporador no alcanza niveles tan bajos como en el caso del ciclo experimental 1.

En la tabla 5.9 se han representado los datos de temperatura tomados para este ciclo, el cual empieza a las 8H00, del día martes 19 de agosto del 2008 y termina a las 7h53 del día miércoles 20 de agosto.

DATOS DE TEMPERATURA REFRIGERADORA SOLAR					
FECHA: 19/8/2008			CICLO: 3		
hora	minuto	Temperatura ambiente	Temperatura evaporador	Temperatura adsorbedor	Temperatura condensador
8	0	10,658	4,657	29,369	9,876
8	43	10,965	4,665	40,233	9,987
9	0	11,256	4,674	43,213	9,658
9	30	12,024	5,321	53,069	10,236
10	0	12,360	6,695	57,026	10,360
10	33	12,568	7,865	59,214	10,445
11	0	13,568	8,546	60,254	10,569
11	43	13,854	9,057	61,958	10,669
12	0	14,568	10,257	65,251	12,658
12	44	16,725	10,686	65,706	15,882
12	49	17,725	10,882	70,706	15,882
12	52	17,725	10,882	72,325	15,882
13	0	18,098	11,471	73,667	16,471
13	28	17,118	12,051	76,236	15,294
14	0	16,998	11,627	67,569	16,078
15	0	16,022	11,392	66,235	14,902
15	56	15,322	10,857	65,324	15,098
16	0	14,549	10,657	64,214	14,314
17	0	12,157	10,602	62,845	13,922
17	30	11,373	10,573	62,587	11,961

18	0	11,176	10,476	61,547	11,765
18	30	10,923	10,369	61,365	11,025
19	0	10,392	10,356	58,250	10,784
19	30	10,392	9,365	36,054	10,784
20	0	9,745	8,236	22,354	9,314
21	0	9,353	6,547	12,658	8,755
22	0	8,961	5,336	11,365	8,733
23	0	8,765	4,025	10,326	8,641
0	0	8,236	2,365	10,023	8,597
1	0	7,647	1,536	9,725	8,527
2	0	7,059	1,036	9,345	8,039
3	0	6,896	1,125	9,432	8,031
4	0	6,563	1,236	9,521	8,039
5	0	6,275	1,368	9,687	7,255
6	0	6,882	1,589	9,965	6,667
7	0	8,039	1,654	10,125	9,196
7	30	11,765	2,065	16,247	9,725
7	53	11,863	2,258	29,325	9,929

Tabla 5.9: Datos de temperatura de la refrigeradora solar ciclo experimental 3

La tabla 5.10 nos muestra las temperaturas máximas, mínimas, variación de temperatura y promedio de las mismas para el ciclo experimental 3, de los diferentes componentes de la refrigeradora solar.

	Temperatura Máxima °C		Temperatura Mínima °C		Variación °C	Promedio °C
Adsorbedor	76,236	13H28	9,345	2H00	66,891	42,482
Condensador	16,471	13H00	6,667	6H00	9,804	11,157
Evaporador	12,051	13H28	1,036	2H00	11,015	6,957
Temperatura ambiente	18,098	13H00	6,275	5H00	11,823	11,752

Tabla 5.10: Temperaturas máximas y mínimas para el ciclo experimental 3.

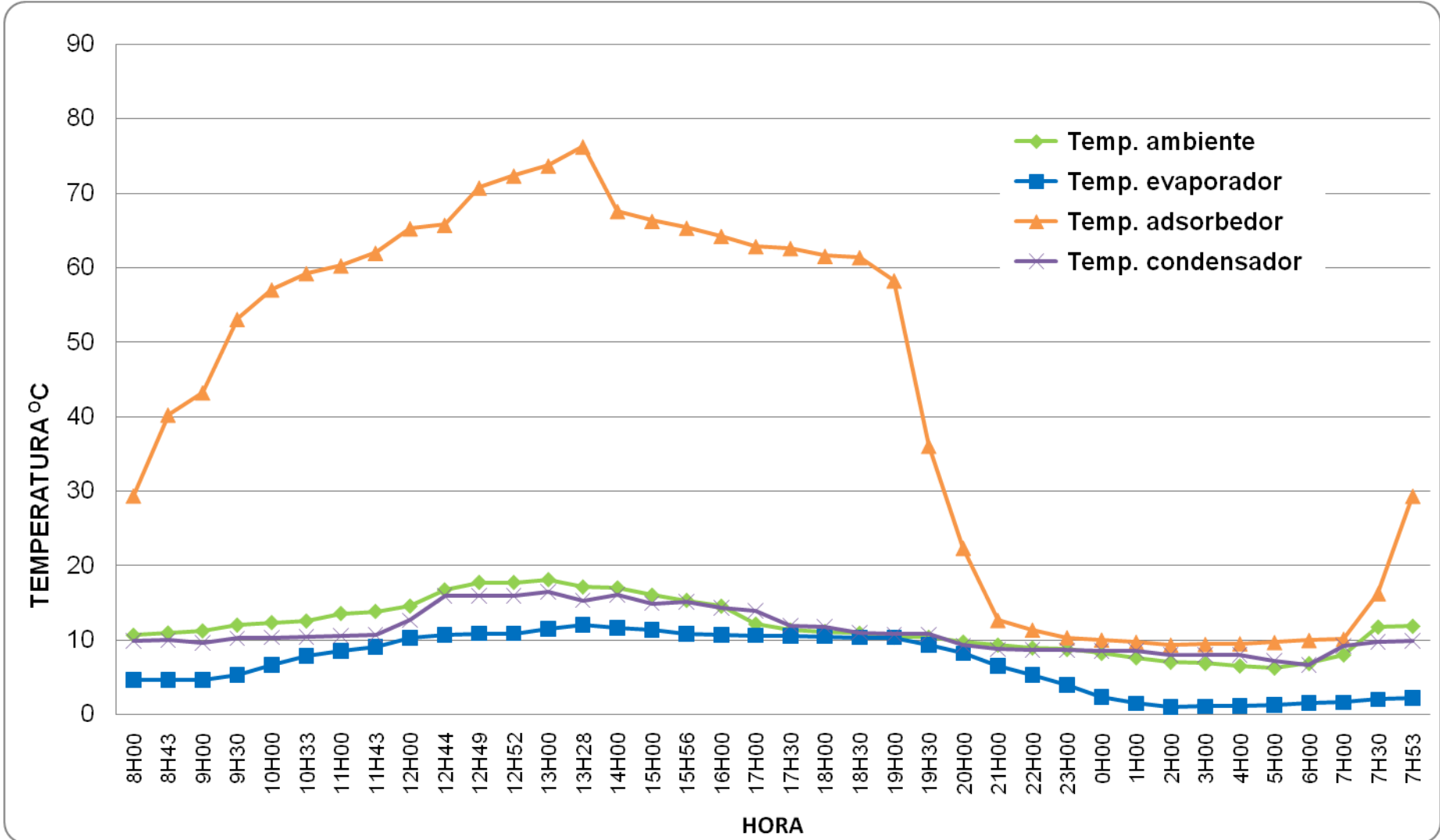


Figura 5.7: Variación de temperaturas ciclo experimental 3.

Las tablas 5.11 y 5.12 muestran los datos necesarios para determinar el COP del sistema para este ciclo, en donde se puede apreciar la menor temperatura alcanzada en el presente ciclo al medio día, debido a las condiciones meteorológicas desfavorables.

CICLO EXPERIMENTAL 3						
hora	minuto	Temperatura de saturación °C	Temperatura del Carbón activado °C	Presión de saturación del metanol		Estado del ciclo
				mbar	pul-Hg (vacío)	
8	0	4,747	29,369	90,69	27,243	Punto 2
8	43	8,458	40,233	93,98	27,146	
9	0	10,658	43,213	95,93	27,089	
9	30	16,145	53,069	106,73	26,770	
10	0	18,965	57,026	127,93	26,143	
10	33	20,785	59,214	141,62	25,739	
11	0	21,458	60,254	146,68	25,590	
11	43	22,558	61,958	154,95	25,346	
12	0	24,514	65,251	169,65	24,911	
12	44	24,965	65,706	173,05	24,811	
12	49	26,754	70,706	186,50	24,414	
12	52	27,479	72,325	191,95	24,253	
13	0	27,598	73,667	192,84	24,227	Punto 3
13	28	27,936	76,236	195,38	24,152	
14	0	24,825	67,569	171,99	24,842	
15	0	23,241	66,235	160,08	25,194	
15	56	23,025	65,324	158,46	25,242	
16	0	23,006	64,214	158,32	25,246	
17	0	21,856	62,845	149,67	25,502	Punto 4
17	30	21,583	62,587	147,62	25,562	
18	0	21,202	61,547	144,75	25,647	
18	30	20,832	61,365	141,97	25,729	
19	0	18,365	58,250	123,42	26,277	
19	30	5,365	36,054	91,23	27,227	
20	0	2,002	22,354	88,25	27,315	
21	0	1,364	12,658	87,69	27,332	
22	0	1,036	11,365	87,40	27,340	

23	0	0,985	10,326	87,35	27,342	Punto 1	
0	0	0,854	10,023	87,23	27,345		
1	0	0,775	9,725	87,16	27,347		
2	0	0,665	9,345	87,07	27,350		
3	0	0,895	9,432	87,27	27,344		
4	0	0,928	9,521	87,30	27,343		
5	0	1,068	9,687	87,42	27,340		
6	0	1,197	9,965	87,54	27,336		
7	0	1,101	10,125	87,45	27,339		
7	30	2,864	16,247	89,02	27,293		
7	53	4,632	29,325	90,58	27,246		
MAXIMO							
		27,936	76,236	195,38	27,35		
MINIMO							
		0,665	9,345	87,07	24,15		
VARIACION							
		27,271	66,891	108,32	3,20		
PROMEDIO							
		13,334	42,482	124,84	26,23		

Tabla 5.11: Datos de la isóstera ciclo experimental 3.

Con todos estos datos se puede graficar la isóstera para el ciclo 3, la cual se muestra en la figura 5.1.

De la cual se puede apreciar los siguientes detalles:

1. Para el cálculo del COP se toma como concentración máxima $190 \text{ gr}_{\text{met}} / \text{Kg}_{\text{CA}}$ producido en el punto 2 de la isóstera, es decir cuando empieza de desorción.
2. El valor de la concentración mínima es de $118 \text{ gr}_{\text{met}} / \text{Kg}_{\text{CA}}$, que es la del punto 4, es decir cuando empieza la adsorción.

DATOS DE LA ISOSTERA					
	Temperatura de Saturación (°C) T_s	Temperatura de carbón activado (°C) T_{CA}	Concentración		Presión P (mbar)
			gr_{met} / Kg_{CA}		
			Máxima	Mínima	
			X_{max}	X_{min}	
Punto 1	0,665	9,345	168	-	87,07
Punto 2 (condensador)	20,785	59,214	168	-	141,62
Punto 3 (desorción)	27,479	72,325	-	150	191,95
Punto 4	20,832	61,365	-	150	144,75
Temperatura del evaporador				1,036	(°C)
Temperatura ambiente (°C)				7,059	(°C)
CALCULO DEL COP					
Calentamiento sensible 1-2				57,9478	KJ/KgCA
Calor de adsorción/desorción				789,6425	KJ/KgCA
Calor de desorción				29,1240	KJ/KgCA
Enfriamiento producido				21,1887	KJ/KgCA
COP				0,24335	

Tabla 5.12: Calculo del COP ciclo experimental 3.

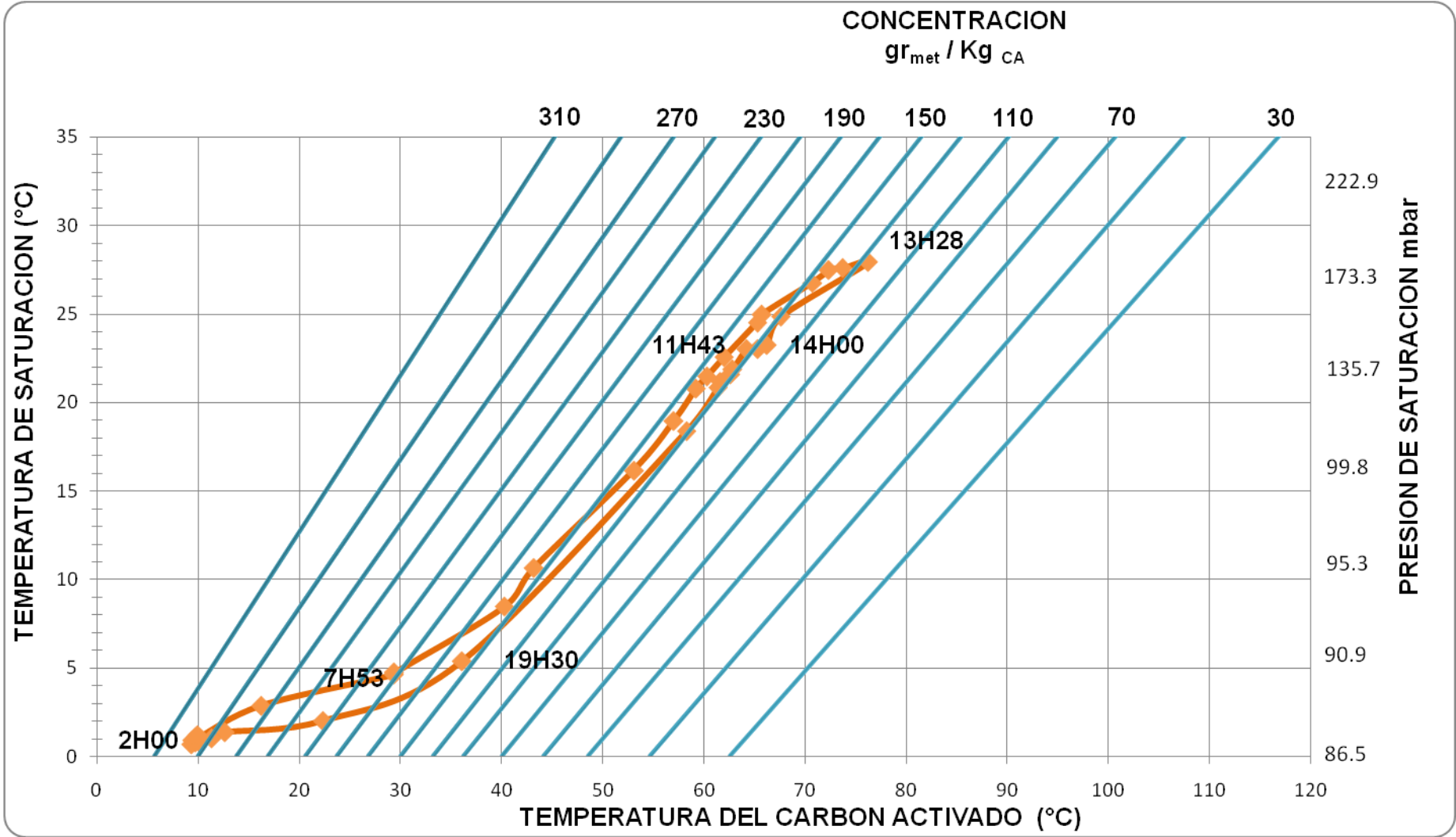


Figura 5.8: Isóstera ciclo experimental 3.

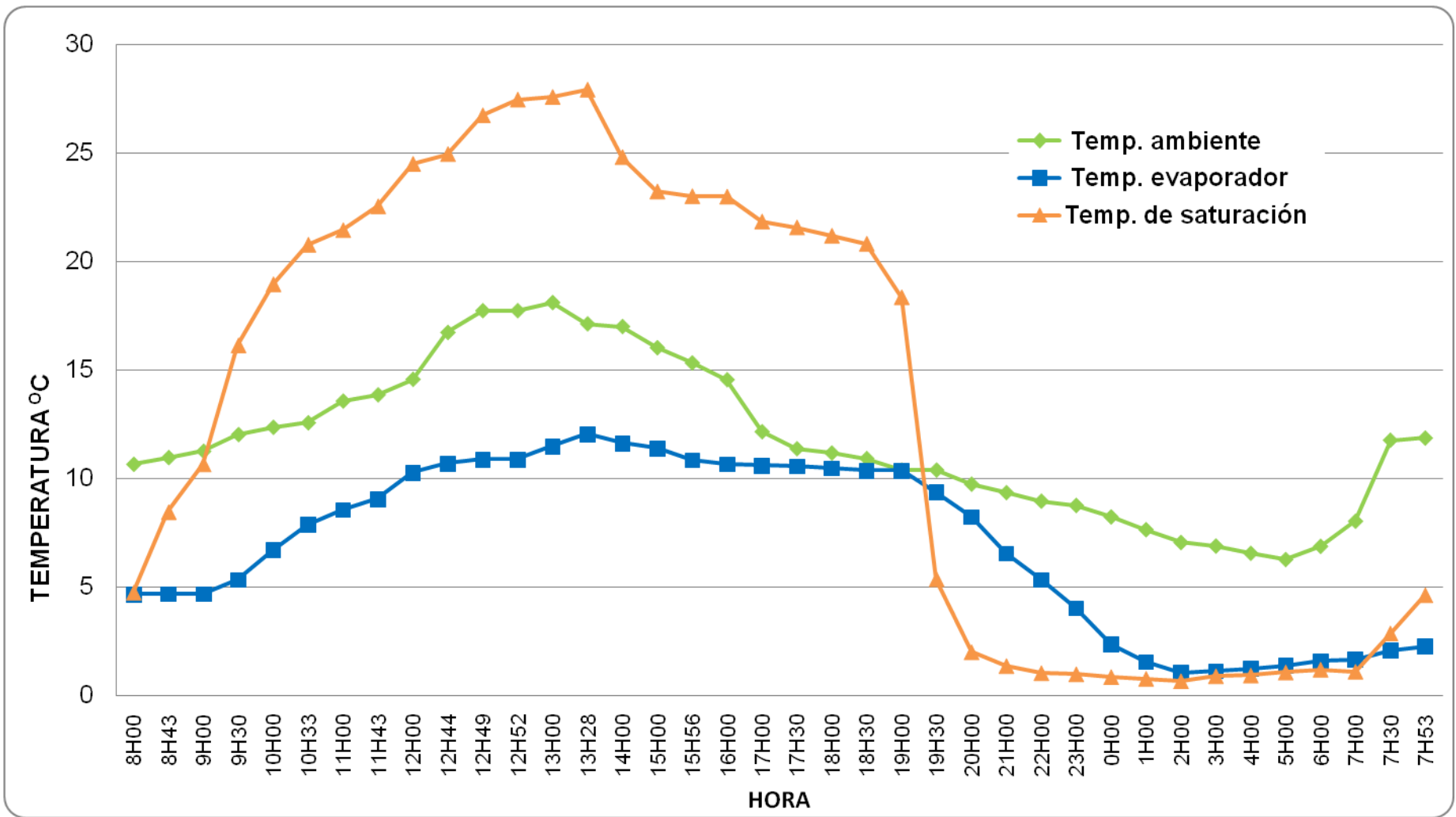


Figura 5.9: Variación de temperatura en el interior de la cámara fría ciclo experimental 3.

5.5.- ANALISIS DE RESULTADOS.

La tabla 5.13 nos muestra comparativamente los resultados del COP, temperatura del evaporador, adsorbedor y la concentración para los diferentes ciclos experimentales y el calculado usando la isótera ideal (figura 2.35), mostrado en el capítulo II.

	COP	Temperatura adsorbedor		Temperatura Evaporador			Concentración		
		Máx	Min	Máx	Min	ΔT	Máx	Min	Δa
Ciclo ideal	0.5643	95,101	34,516	5	-5	10	270	103,75	166.25
Ciclo 1	0,5008	118,6	7,235	10,754	0,196	10.558	190	118	72
Ciclo 2	0,3975	91,765	7,547	11,985	0,568	11.417	170	130	40
Ciclo 3	0,2433	76,236	9,345	12,051	1,036	11.015	168	150	18

Tabla 5.13: Datos comparativos.

La tabla 5.14 nos muestra la duración de la adsorción y de la desorción, cantidad de metanol condensado y duración del efecto frigorífico para cada ciclo.

	Ciclo ideal ²⁴	Ciclo experimental 1	Ciclo experimental 2	Ciclo experimental 3
Duración del proceso de desorción	4H49	5H30	4H00	1H45
Duración del proceso de adsorción	11H09	6H30	7H36	6H30
Masa de metanol condensado (Kg_{met})	2.3161	1.0031	0.5572	0.2507
Duración del efecto frigorífico	9h00	9h30	6h00	4h00

Tabla 5.14: Duración del proceso de adsorción / desorción.

²⁴ www.elsevier.com/locate/renene Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker

En lo referente a la eficiencia térmica η_c , utilizamos los datos de temperatura del adsorbedor de los tres ciclos experimentales, con estos datos reales calculamos la eficiencia del colector solar, utilizando el procedimiento descrito en el apartado 3.1 y luego la comparamos con los datos calculados para el mes de septiembre dados en las tablas del anexo A.

DATOS DE TEMPERATURA Y EFICIENCIA DE LA REFRIGERADORA SOLAR			
FECHA: 12/8/2008		CICLO: 1	
hora	minuto	Temperatura adsorbedor	Eficiencia térmica η_c
8	0	40,365	76,259
8	25	59,958	69,028
8	30	60,026	69,001
8	45	63,224	67,718
9	0	63,548	67,587
9	30	64,325	67,271
10	0	70,965	64,511
11	0	73,370	63,486
12	0	90,659	55,731
12	44	99,706	51,402
12	49	101,005	50,765
12	52	102,196	74,311
13	0	105,667	66,494
13	28	108,627	66,324
13	45	115,326	64,698
14	0	118,600	64,393
14	18	113,547	64,345
14	42	113,358	61,666
15	0	109,765	60,928
15	56	102,369	54,665
16	0	99,654	51,407
17	0	97,369	51,142
18	0	91,325	51,334
19	0	83,650	50,920
19	30	57,365	53,566

19	45	50,196	52,842
20	0	32,686	57,358
20	30	17,686	Por la noche
20	43	15,796	Por la noche
21	0	14,196	Por la noche
21	30	14,018	Por la noche
21	50	13,953	Por la noche
22	0	13,823	Por la noche
23	0	13,706	Por la noche
0	0	11,452	Por la noche
1	0	9,216	Por la noche
2	0	7,569	Por la noche
3	0	7,725	Por la noche
3	40	7,273	Por la noche
4	0	7,235	Por la noche
5	0	7,735	Por la noche
6	0	8,729	Por la noche
7	0	9,524	Temperatura baja
7	30	16,654	Temperatura baja
7	45	23,248	82,468
8	0	41,122	84,356
MAXIMOS		118,600	64,393
MINIMOS		11,452	Por la noche
PROMEDIO		69,362	62,620
PROMEDIO PARA SEPTIEMBRE			63,499

Tabla 5.15: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 1.

De la tabla anterior se muestra claramente que la eficiencia solo existe cuando hay radiación solar y cuando la temperatura del adsorbedor aumenta sobre la temperatura ambiente promedio del mes de septiembre igual a 21.1°C.

Además la eficiencia promedio de la tabla A.25 para el mes de septiembre es de 63,499, siendo la eficiencia promedio para el ciclo experimental 1 de 62,620, con lo que se demuestra que el valor de la tabla A.25 se aproxima al valor real.

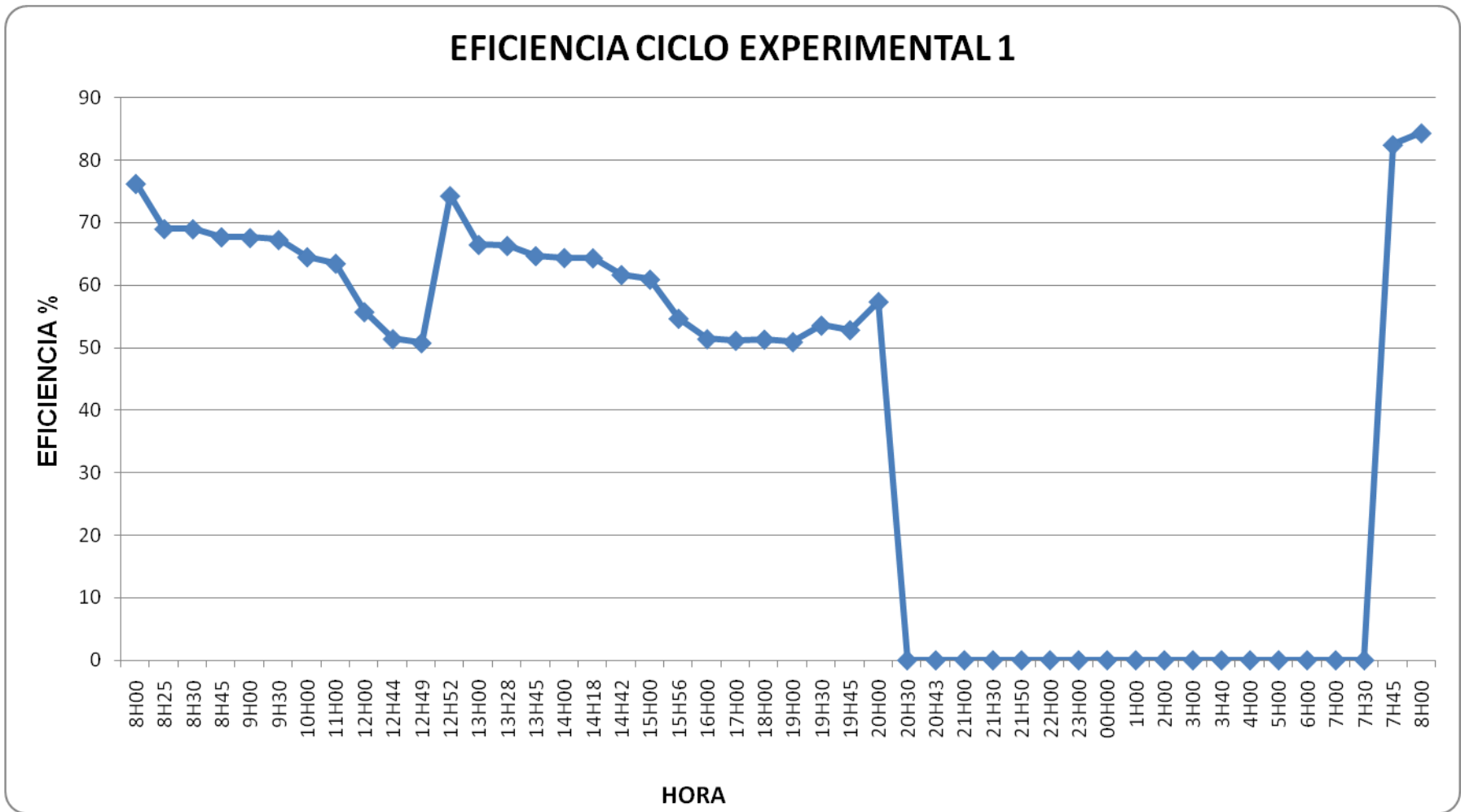


Figura 5.10: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 1.

DATOS DE TEMPERATURA Y EFICIENCIA DE LA REFRIGERADORA SOLAR			
FECHA: 12/8/2008		CICLO: 2	
hora	minuto	Temperatura adsorbedor	Eficiencia térmica η_c
8	40	27,369	79,403
8	55	42,233	71,177
9	0	50,214	66,027
9	45	55,369	62,511
10	0	58,326	60,435
11	0	62,215	57,643
12	0	64,216	56,180
12	22	67,236	53,938
12	38	68,247	53,179
12	53	70,315	51,613
13	0	71,237	50,909
13	31	75,236	47,815
13	50	79,245	44,647
14	0	82,369	42,133
14	33	85,326	39,717
14	51	90,325	35,551
15	0	91,765	34,332
15	32	88,369	37,193
16	0	85,654	39,446
17	0	82,369	42,133
18	0	78,325	45,379
18	22	71,125	50,995
19	0	59,365	59,696
19	32	49,237	66,678
20	0	30,215	78,027
20	23	20,315	Por la noche
20	53	13,264	Por la noche
21	0	13,201	Por la noche
21	19	12,365	Por la noche
21	47	11,236	Por la noche
22	0	10,325	Por la noche
23	0	9,254	Por la noche
0	0	8,987	Por la noche

1	0	8,245	Por la noche
2	0	7,897	Por la noche
2	38	7,547	Por la noche
3	0	8,024	Por la noche
4	0	9,125	Por la noche
5	0	9,548	Por la noche
6	0	9,897	Temperatura baja
7	0	10,236	Temperatura baja
8	0	15,247	Temperatura baja
8	20	26,369	79,850
MAXIMOS		91,765	34,332
MINIMOS		7,547	No hay radiación solar
PROMEDIO		44,116	57,916
PROMEDIO PARA SEPTIEMBRE		58,952	

Tabla 5.16: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 2.

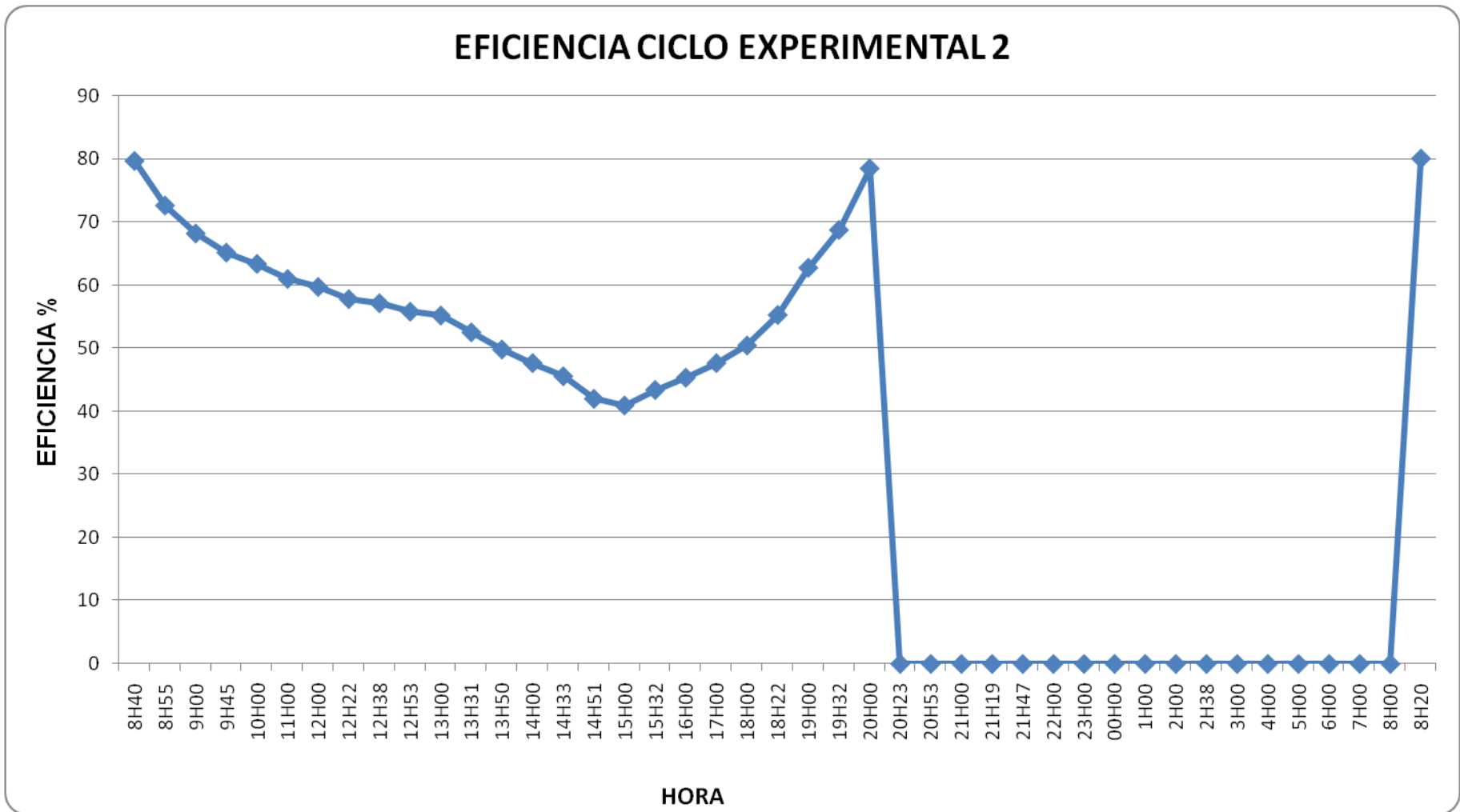


Figura 5.11: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 2.

DATOS DE TEMPERATURA Y EFICIENCIA DE LA REFRIGERADORA SOLAR			
FECHA: 12/8/2008		CICLO: 3	
hora	minuto	Temperatura adsorbedor	Eficiencia térmica η_c
8	0	29,369	78,830
8	43	40,233	73,637
9	0	43,213	72,059
9	30	53,069	66,502
10	0	57,026	64,146
10	33	59,214	62,815
11	0	60,254	62,176
11	43	61,958	61,119
12	0	65,251	59,046
12	44	65,706	58,757
12	49	70,706	55,524
12	52	72,325	54,458
13	0	73,667	53,567
13	28	76,236	51,844
14	0	67,569	57,563
15	0	66,235	58,419
15	56	65,324	59,000
16	0	64,214	59,703
17	0	62,845	60,565
17	30	62,587	60,726
18	9	61,547	61,375
18	30	61,365	61,488
19	4	58,250	63,404
19	30	36,054	75,753
20	0	22,354	Por la noche
21	0	12,658	Por la noche
22	0	11,365	Por la noche
23	0	10,326	Por la noche
0	0	10,023	Por la noche
1	0	9,725	Por la noche
2	0	9,345	Por la noche
3	0	9,432	Por la noche
4	0	9,521	Por la noche

5	0	9,687	Por la noche
6	0	9,965	Temperatura baja
7	0	10,125	Temperatura baja
7	30	16,247	Temperatura baja
7	53	29,325	78,849
MAXIMOS		76,236	51,844
MINIMOS		9,345	No hay radiación solar
PROMEDIO		42,482	62,853
PROMEDIO PARA SEPTIEMBRE		58,952	

Tabla 5.15: Eficiencia del sistema de captación solar para el ciclo experimental 3.

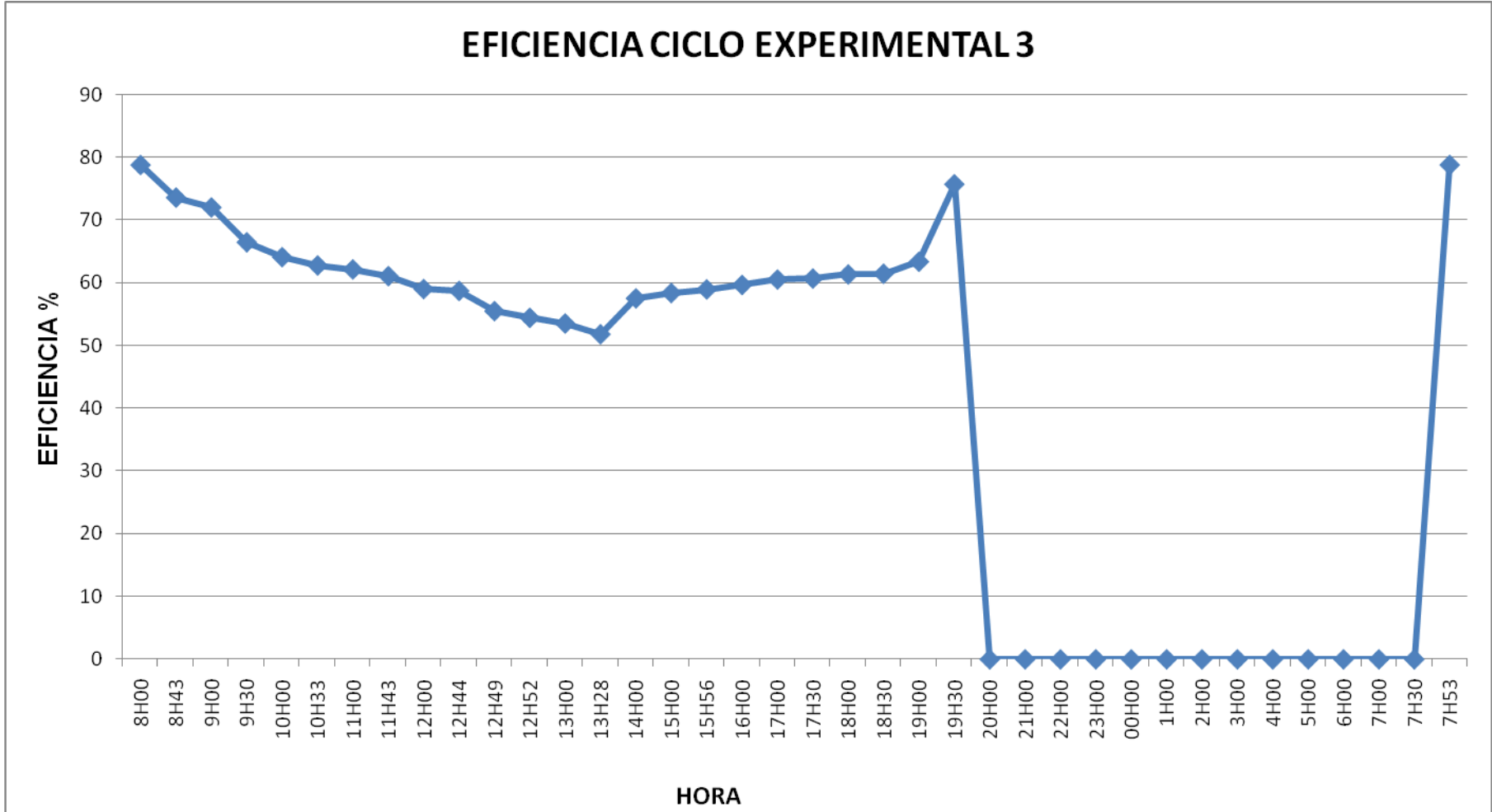


Figura 5.12: Variación de la eficiencia en el sistema de captacion solar ciclo experimental 3.

El análisis con carga se lo realizó el día domingo 28 de septiembre del 2008, ya que este día se registró una atmósfera sin nubosidad, es decir con radiación solar máxima.

La prueba empezó a las 19H00, utilizando como carga 2 tomates y 2 manzanas, las cuales entran en el rango de comestibles, y cuya temperatura de mantenimiento esta en el rango de 1 a 4°C.

La tabla siguiente muestra la evolución de la temperatura en el evaporador y adsorbedor solar, y se la compara con los datos obtenidos para el ciclo experimental 1 sin carga, mostrada en la tabla 5.1.

DATOS DE TEMPERATURA REFRIGERADORA SOLAR CON CARGA				
CICLO CON CARGA				CICLO: 1
FECHA: 28/9/2008				FECHA: 12/8/2008
hora	minuto	Temperatura adsorbedor	Temperatura evaporador	Temperatura evaporador
8	0	38.254	1.114	1,065
8	30	55.364	2.987	3,025
9	0	63.127	4.215	5,025
9	30	65.369	5.558	6,125
10	0	72.036	6.897	7,265
11	0	73.587	6.933	7,521
12	0	89.657	7.986	8,802
12	30	98.548	8.881	9,686
13	0	103.657	9.455	9,971
14	0	114.258	9.998	10,627
14	30	110.382	10.523	10,702
15	0	102.324	10.557	10,392
16	0	88.897	10.336	9,957
17	0	85.234	9.878	9,694

18	0	82.987	9.568	9,465
19	0	78.236	9.025	9,446
19	30	53.478	9.007	8,802
20	0	30.547	8.637	8,002
20	30	15.698	7.254	5,065
21	0	13.996	4.357	3,256
21	30	13.697	2.547	2,010
22	0	10.588	1.582	0,858
23	0	9.977	1.025	0,756
0	0	9.741	0.996	0,696
1	0	8.693	0.957	0,301
2	0	7.112	0.876	0,196
3	0	7.003	0.811	0,198
4	0	6.758	0.802	0,253
5	0	6.665	0.812	0,292
6	0	6.186	0.975	0,301
7	0	6.298	0.996	0,536
7	30	14.655	1.332	0,785
8	0	38.447	1.587	1,403

Tabla 5.16: Evolución de la temperatura en la cámara fría ciclo con carga.

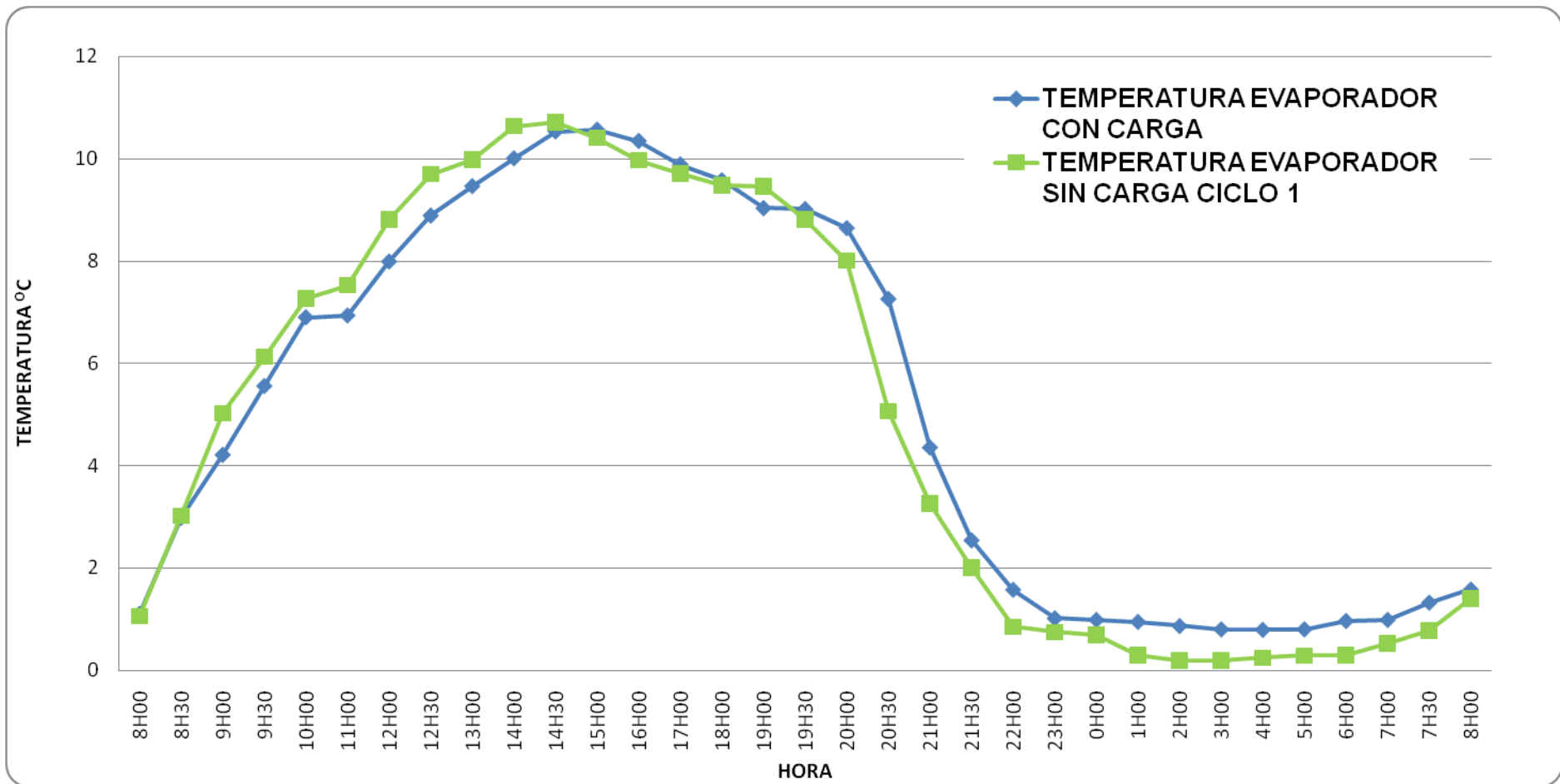


Figura 5.13: Variacion de la temperatura en la camara fria ciclo con carga vs ciclo sin carga.

5.6.- CONCLUSIONES.

Tomando en cuenta los resultados de las figuras y tablas anteriores, podemos dar las siguientes conclusiones:

1. La eficiencia de la refrigeradora solar, representado por su coeficiente de rendimiento COP esta directamente ligado a las condiciones meteorológicas existentes, de ahí que para un día claro sin nubes, el COP sea alto ($COP=0,500795$), y para días con nubosidad el COP cae debido a la menor radiación solar.
2. La cantidad de nubes en el día, influye en la cantidad de metanol condensado, ya que como se demostró para condiciones ideales (ciclo experimental 1), la cantidad es superior al de los demás ciclos.
3. El efecto frigorífico esta directamente influido por la cantidad de metanol condensado.
4. Como se mostró en las figuras 5.3, 5.6 y 5.9 el efecto frigorífico se produce cuando la presión de saturación del metanol disminuye, esto sucede al disminuir la temperatura del carbón activado, justificándose de esta manera la utilización de coberturas abatibles para mejorar el enfriamiento del adsorbedor solar.
5. La temperatura de la cámara fría logra mantenerse en los niveles necesarios para la conservación de alimentos por más tiempo cuando se tiene una mayor cantidad de metanol condensado, es decir en días de máxima radiación solar.
6. La refrigeradora solar diseñada y construida en el presente trabajo demuestra que se puede obtener refrigeración sin el uso de energía eléctrica y partes mecánicas móviles como en los ciclos de compresión tradicionales.
7. La desventaja de este sistema radica en que depende de la radiación solar para obtener rendimientos aceptables, pero este recurso no es constante, de ahí la superioridad de sistemas de compresión mecánica.

8. Como se ve en las isósteras de cada ciclo (figuras 5.2, 5.5 y 5.8), la desorción empieza alrededor de los 60°C en adelante, y la desorción por el contrario alrededor de los 50°C hacia abajo.
9. La eficiencia térmica del sistema de captación solar esta en relación directa con la cantidad de radiación sobre la superficie del adsorbedor, y las perdidas del colector solar plano, siendo difícil su cálculo e interpretación, pero como se demostró en la tabla 5.15 para días claros, la eficiencia promedio fue de 62.620% que es un valor casi igual al obtenido al utilizar la tabla A.25 , de 63.499% , demostrándose de esta manera que se puede utilizar estos valores para el dimensionamiento del sistema de captación solar.
10. La temperatura de la cámara fría sufre variaciones cuando se ingresa carga a la misma, como se muestra en la figura 5.11, ya que existe mayor cantidad de calor que extraer, llegando a temperatura de mantenimiento más lentamente que cuando se encuentra sin carga.

5.6.- RECOMENDACIONES.

1. Es de gran importancia asegurarse que no exista pérdidas de presión en el sistema (fugas), debido a que la temperatura de saturación del metanol aumenta considerablemente ante un pequeño aumento de la presión absoluta en el sistema.
2. Asegurarse que la orientación de la refrigeradora solar este hacia el norte, para asegurar una buena colección de radiación solar en los reflectores semi-circulares.
3. Es recomendable realizar la limpieza tanto de los reflectores y las coberturas de acuerdo al mantenimiento diario descrito anteriormente, para que no exista perdidas de radiación solar.
4. El cambio del carbón activado se debe realizar cada 6 meses, de acuerdo al mantenimiento previsto.
5. Es recomendable que la refrigeradora solar opere en un lugar donde exista una buena radiación solar durante la mayor parte de los días, ya que como se demostró la eficiencia de este proyecto aumenta cuando existe una mayor radiación solar.
6. Respetar el orden de accionamiento de las válvulas, que se describe en el manual de operación del módulo, para obtener un funcionamiento correcto del sistema.
7. Es de gran importancia el sello existente en el adsorbedor, para que no existan pérdidas de calor del mismo.
8. Se recomienda mejorar el aislamiento de los lados del colector solar plano, para obtener una mejor eficiencia térmica.
9. Es recomendable la utilización de equipos de ultra alto vacio, ya que la potencia frigorífica esta en relación directa al nivel de presión de vacio obtenida en el sistema.

BIBLIOGRAFIA.

- PEDRO FERNÁNDEZ DIEZ. “Procesos Termo solares en baja, media y alta temperatura”
- ERICO FRIGERIO. “Sistema solar de refrigeración por adsorción/desorción”
- ANTONIO PRALON FERREIRA. “Thermodynamic Analysis and Modeling of an adsorption Cycle System”
- LEITE, GRILO, BELO. “Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients”
- DAGUENET, LEITE. “Performance of a new solid adsorption ice maker whit solar energy”
- RONELLI, MEUNIER. “Multi-Tubular Adsorber operating with activated Carbon, Methanol”
- MAYOR, DIND. “Construction d`un réfrigérateur solaire á adsorption”
- CARLOS REYES. “Aprenda rápidamente a programar Microcontroladores”
- NATIONAL INSTRUMENTS. “LabVIEW Manual de Curso”
- IZARD Y GUYOT. “Superficies: Arquitectura bioclimática”
- PERRYS. “Chemical Engineers Handbook”
- DUFFIE, JOHN A. Y BECKMAN, WILLIAM A. “Solar engineering of thermal processes. 2nd ed. 1991”
- FRANK *KREITH*. “Heat and Mass Transfer”

PAGINAS ELECTRONICAS.

<http://www.powerfronthesun.com>

<http://minds.wisconsin.edu/bitstream/1793/7666/3/Part2.pdf>

<http://www.iteso.com>

<http://www.elsevier.com/locate/renene>: Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar ice-maker.

http://www.bestresult-ieee.com/public_docs.aspx

<http://www.censolar.es/menu7.htm>

http://www.riraas.net/documentacion/CD_11/CAP÷TULO%201.pdf

http://www.riraas.net/documentacion/CD_10/Actividades%20de%20investigación.pdf

<http://personal5.iddeo.es/extrem/faq.htm>

<http://www.cabesti-srl.com.ar/deshidratadoresadsorción.htm>

http://editorial.cda.ulpgc.es/ambiente/1_calor/4_transm/index.htm
<http://www.fsec.ucf.edu/ed/iasee/isree/s22236.pdf>.
<http://www.needfulprovision.org/main/solaroven.php>
<http://www.esi.us.es/php/infgen/aulav/energrenov/apunrad.pdf>
<http://www.esi.us.es/php/infgen/aulav/energrenov/ejerprevrad.pdf>
<http://www.unicamp.br/fea/ortega/eco/esp/index.htm>
<http://idd008cq.eresmas.net/Pagina54.htm>
<http://www.limsi.fr/Individu/mpons/solaradsor.htm>
<http://www.powerfromthesun.net/book.htm>
http://www1.eere.energy.gov/solar/sh_basics_collectors.html
<http://eobglossary.gsfc.nasa.gov/index.html>
http://www.uponorhispania.com/documentacion/manual_suelo.pdf
<http://www.solar4ever.de>
<http://www.psrc.usm.edu>
<http://www.methanex.com/products/technical.html>
<http://www.cientificosaficionados.com/libros/solinox1.pdf>

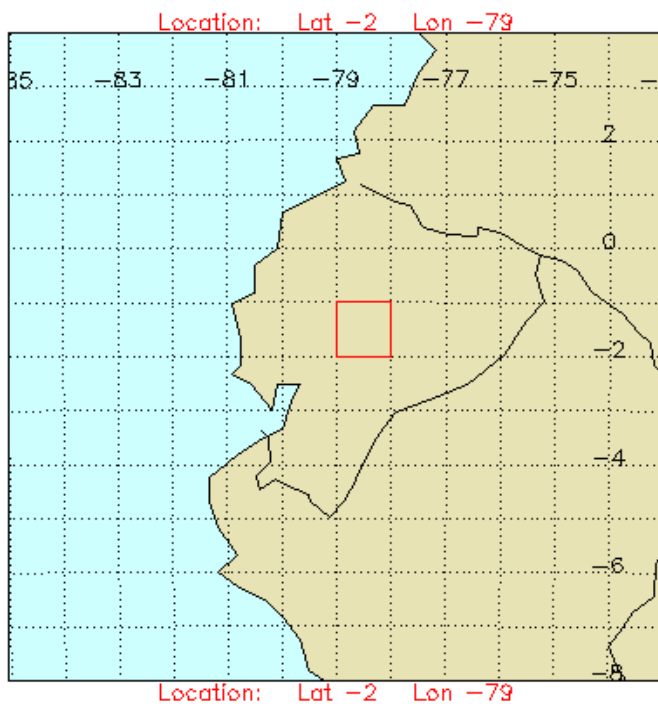
ANEXOS

ANEXO A

TABLAS DE METEOROLOGÍA Y RADIACIÓN SOLAR

Las tablas de radiación proporcionan una información lo suficientemente representativa del valor de la radiación solar en un determinado periodo de tiempo. Las tablas siguientes muestran datos proporcionados por la NASA, para la región que se delimita a continuación:

- Latitud : 2° Sur
- Longitud : 79° Oeste
- Elevación : 2555 m.s.n.m



Límite norte
-1°

Centro
Latitud -1.5°
Longitud -78.5°

Límite sur
-2°

Límite Oeste
-79°

Límite este
-78°

PARÁMETROS PARA DISEÑAR TABLEROS SOLARES PARA LAS APLICACIONES TERMALES SOLARES

TABLA A.1: PROMEDIÓ MENSUAL LA INSOLACIÓN SOBRE LA ATMÓSFERA (KW/M²/DÍA)

Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Promedio de 10 años	10.1	10.4	10.4	10.0	9.46	9.08	9.21	9.72	10.2	10.3	10.2	10.0

TABLA A.2: PROMEDIÓ MENSUAL DE RADIACIÓN GLOBAL TOTAL EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL (W/m²/DÍA)

Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio anual
Promedio de 10 años	4455	3995	4373	4122	4263	4750	5278	5888	5311	4754	4759	4689	4720

TABLA A.3: PROMEDIÓ MENSUAL DE LA RADIACION DIRECTA NORMAL EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL (W/M²/DÍA)

Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio anual
Promedio de 10 años	2152	1607	1753	1960	2074	3144	4338	4684	3304	2635	2400	3209	2772
Máxima	8961	5524	7699	9184	7739	7796	8570	8381	8372	9151	7248	9450	8173
Día	21	13	20	15	23	13	28	24	2	20	23	2	

TABLA A.4: PROMEDIÓ MENSUAL DE RADIACIÓN DIFUSA TOTAL EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL (W/M²/DÍA)													
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio anual
Promedio de 10 años	2888	2842	3016	2673	2740	2638	2226	2467	2794	2788	2993	2437	2709

TABLA A.5: PROMEDIO MENSUAL DE CANTIDAD DE LUZ POR DIA (HORAS)													
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	
Promedio de 10 años	12.2	12.1	12.1	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.1	12.1	12.2	12.2	

TABLA A.6: PROMEDIO DIARIO DE LA TEMPERATURA MÍNIMO, MÁXIMO Y AMPLITUD DE TIERRA (° C)													
Latitud -2 Longitud-79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	
Mínimo	20.4	20.5	20.5	20.8	20.5	19.8	19.4	20.4	21.1	21.3	20.8	20.5	
Máximo	23.4	23.2	23.3	23.4	23.3	23.2	23.1	24.1	24.6	24.6	24.5	23.9	
Amplitud	1.50	1.35	1.42	1.31	1.38	1.66	1.84	1.86	1.74	1.68	1.83	1.69	

TABLA A.7: PROMEDIÓ MENSUAL DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO A 50 M SOBRE LA SUPERFICIE DE LA TIERRA (m/S)

Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio Anual
Promedio de 10 años	2.16	2.04	2.04	2.11	2.31	2.90	3.04	3.00	2.71	2.44	2.41	2.33	2.45

**TABLA A.8: PROMEDIÓ MENSUAL VELOCIDAD DEL VIENTO PARA LA ALTURA Y TIPO DE VEGETACIÓN (M/S) ALTURA
100m (VEGETACIÓN BOSQUE LLUVIOSO)**

Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio Anual
Promedio de 10 años	2.31	2.18	2.19	2.26	2.47	3.10	3.25	3.21	2.90	2.61	2.58	2.49	2.63

TABLA A.9: PROMEDIO MENSUAL DE HUMEDAD RELATIVA (%)												
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Promedio de 10 años	83.7	83.6	83.8	84.4	85.0	84.8	82.8	80.7	79.9	80.2	80.6	82.7

TABLA A.10: PROMEDIO MENSUAL DEL NUBOSIDAD DURANTE EL DIA (%)												
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Promedio de 10 años	85.7	86.7	85.9	84.4	82.9	80.6	79.8	79.0	80.2	83.2	80.6	83.5

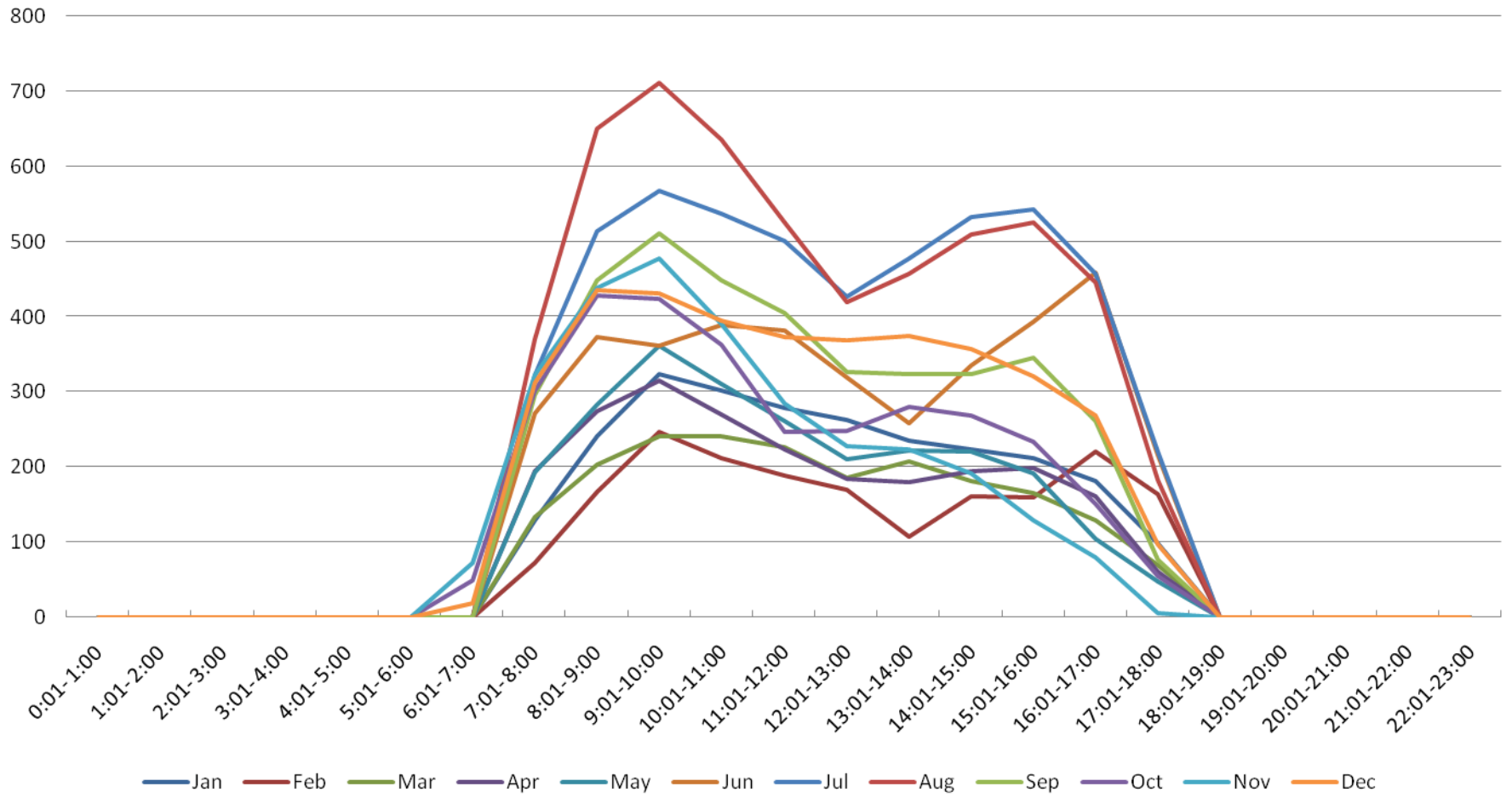
TABLA A.11: COEFICIENTE DE TURBIDEZ ATMOSFERICA (ξ) EN EL TRANCURSO DEL DIA (0 A 1.0)													
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio Anual
Promedio de 10 años	0.35	0.37	0.38	0.38	0.39	0.41	0.41	0.41	0.38	0.36	0.39	0.38	0.38
Mínimo ξ	0.30	0.34	0.35	0.34	0.36	0.35	0.36	0.34	0.32	0.29	0.31	0.35	0.33
Máximo ξ	0.43	0.39	0.40	0.42	0.43	0.47	0.43	0.45	0.45	0.43	0.46	0.43	0.43

TABLA A.12: PROMEDIO MENSUAL DE LA DECLINACION												
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Promedio de 10 años	-20.7	-12.3	-1.81	9.7	18.8	23	21.2	13.7	3.09	-8.45	-18.1	-22.8

TABLA A.13: PROMEDIO MENSUAL DEL ALBEDO												
Latitud -2 Longitud -79	En	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Promedio de 10 años	0.21	0.2	0.2	0.19	0.19	0.21	0.19	0.17	0.19	0.17	0.19	0.21

TABLA A.14: ANGULO HORARIO												
6:01- 7:00	7:01- 8:00	8:01- 9:00	9:01- 10:00	10:01- 11:00	11:01- 12:00	12:01- 13:00	13:01- 14:00	14:01- 15:00	15:01- 16:00	16:01- 17:00	17:01- 18:00	18:01- 19:00
90	75	60	45	30	15	0	-15	-30	-45	-60	-75	-90

**PROMEDIO MENSUAL HORARIO DE LA RADIACION NORMAL DIRECTA
 SOBRE UNA SUPERFICIE INCLINADA Wh/m²
 Inclinacion del colector $\theta_n = 8.78^\circ$**



PROMEDIO MENSUAL DIARIA DE LA RADIACION NORMAL DIRECTA (Wh/m²)

Inclinacion del colector $\theta_n = 8.78^\circ$

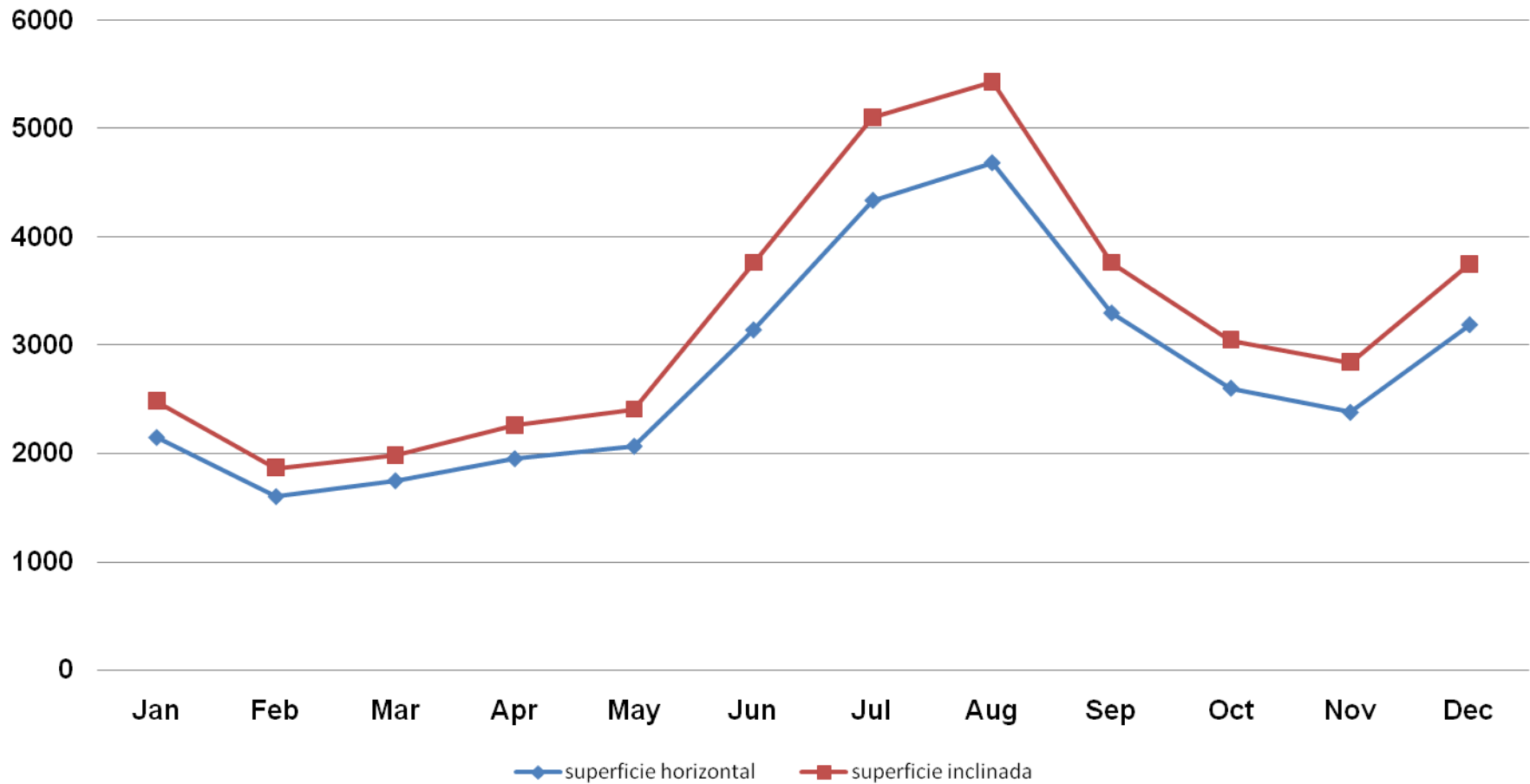


TABLA A.17: RADIACION DIRECTA AL MEDIO DIA SOLAR
Wh/m²

Mes	Horizontal	Inclinada cielo claro $\theta_n=8.78^\circ$	Inclinada cielo nuboso ξ ver tabla A.11
Enero	176,5574	184,0213	105,8122
Febrero	132,7273	135,1394	79,5971
Marzo	144,9587	143,4879	85,5188
Abril	163,4167	166,3142	99,1233
Mayo	173	180,5945	108,8985
Junio	262	276,9197	170,8594
Julio	361,5	380,0298	234,4784
Agosto	390,4167	401,7205	247,8616
Septiembre	273,0579	272,9993	162,7076
Octubre	217,6860	219,3504	127,6619
Noviembre	196,7213	203,5277	122,7272
Diciembre	263,0328	275,8306	164,3950
Máximos	390,4167	401,7205	247,8616
Mínimo	132,7273	135,1394	79,5971
Promedio	229,5895	236,6613	142,4701

RADIACION DIRECTA (Wh/m²)

(para el medio día solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)

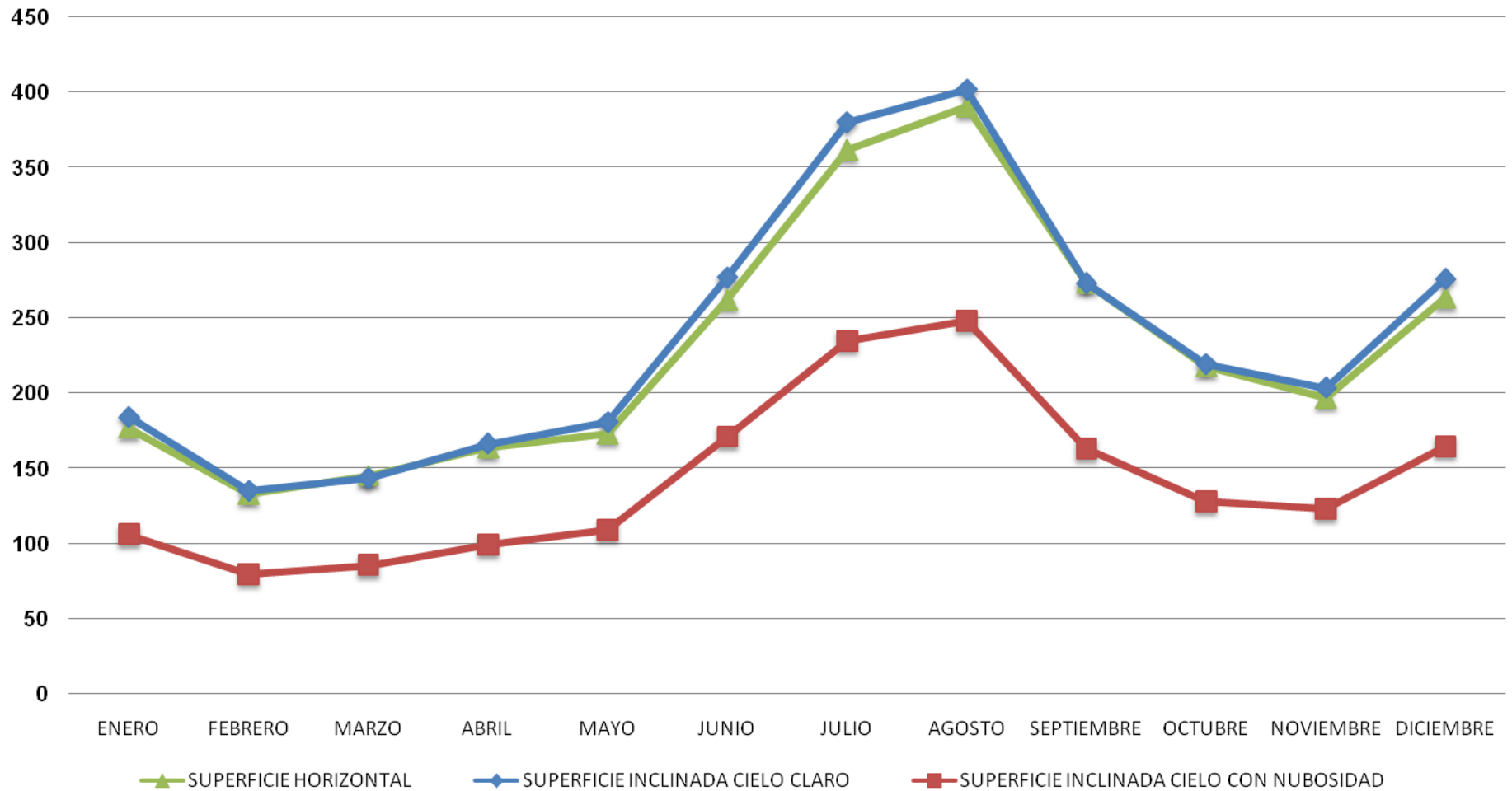


TABLA A.18: RADIACION DIFUSA AL MEDIO DIA SOLAR
Wh/m²

Mes	Horizontal	Inclinada cielo claro $\theta_n=8.78^\circ$	Inclinada cielo nuboso ξ ver tabla A.11
Enero	236,72131	235,7836	135,5756
Febrero	234,87603	233,8868	137,7593
Marzo	249,2562	248,2193	147,9387
Abril	222,75	221,8273	132,2091
Mayo	228,33333	227,3910	137,1168
Junio	219,83333	219,0323	135,1430
Julio	185,5	184,9028	114,0850
Agosto	205,58333	204,8675	126,4033
Septiembre	230,90909	230,0448	137,1067
Octubre	230,41322	229,4545	133,5425
Noviembre	245,32787	244,3247	147,3278
Diciembre	199,7541	199,0566	118,6377
Máximos	249,2562	248,2193	147,9387
Mínimo	185,5	184,9028	114,0850
Promedio	224,1048	223,2326	133,5704

RADIACION DIFUSA (Wh/m²) (para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)

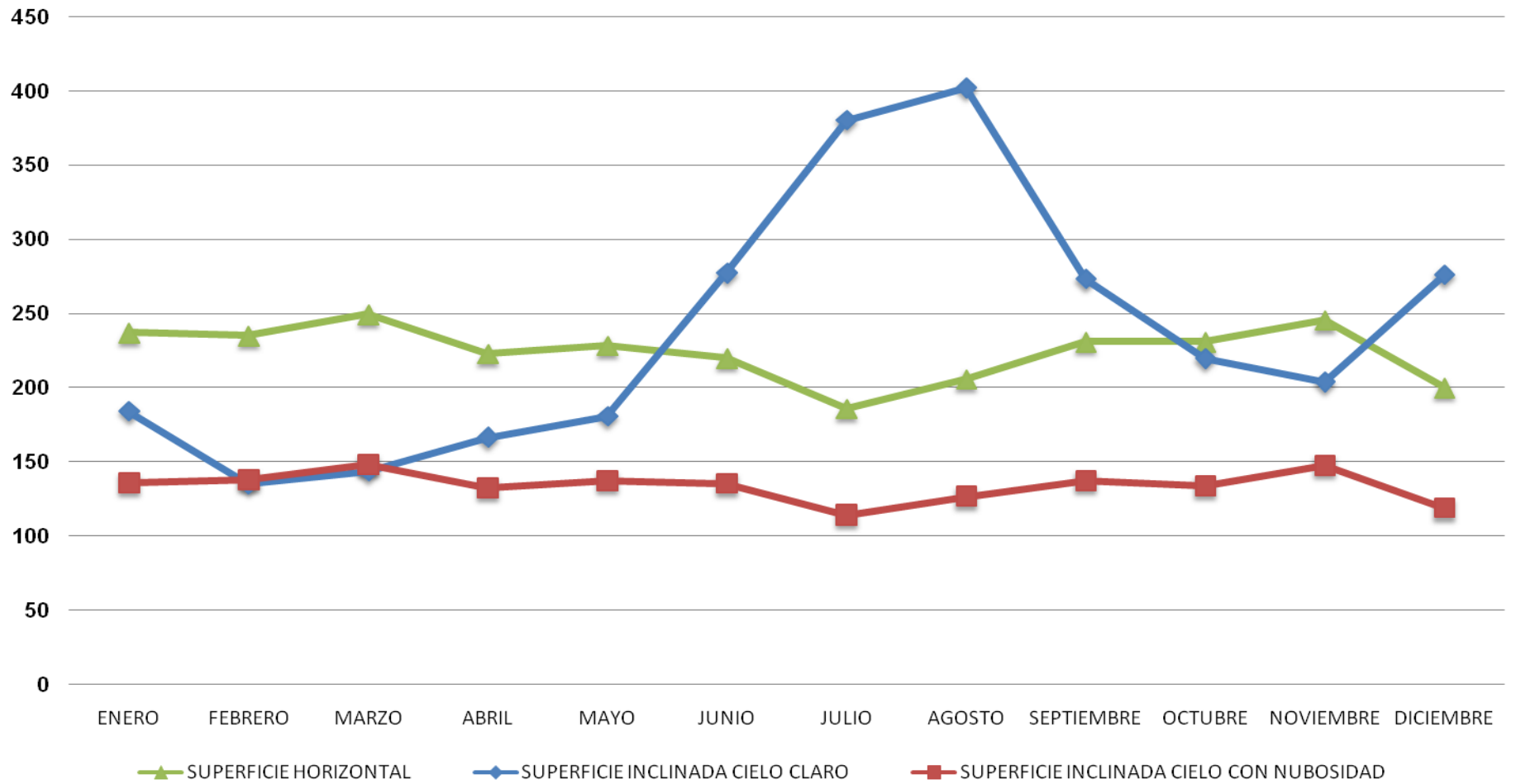


TABLA A.19: RADIACION GLOBAL AL MEDIO DIA SOLAR
Wh/m²

Mes	Horizontal	Inclinada cielo claro $\theta_n=8.78^\circ$	Inclinada cielo nuboso ξ ver tabla A.11
Enero	365,16393	419,8049	241,3878
Febrero	330,16529	369,0261	217,3564
Marzo	361,40496	391,7071	233,4575
Abril	343,5	388,1415	231,3323
Mayo	355,25	407,9855	246,0152
Junio	395,83333	495,9520	306,0024
Julio	439,83333	564,9326	348,5634
Agosto	490,66667	606,5881	374,2648
Septiembre	438,92562	503,0441	299,8143
Octubre	392,89256	448,8049	261,2045
Noviembre	390,08197	447,8525	270,0550
Diciembre	384,34426	474,8872	283,0328
Máximos	490,6667	606,5881	374,2648
Mínimo	330,1653	369,0261	217,3564
Promedio	390,6718	459,8939	276,0405

RADIACION GLOBAL (Wh/m²)

(para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)

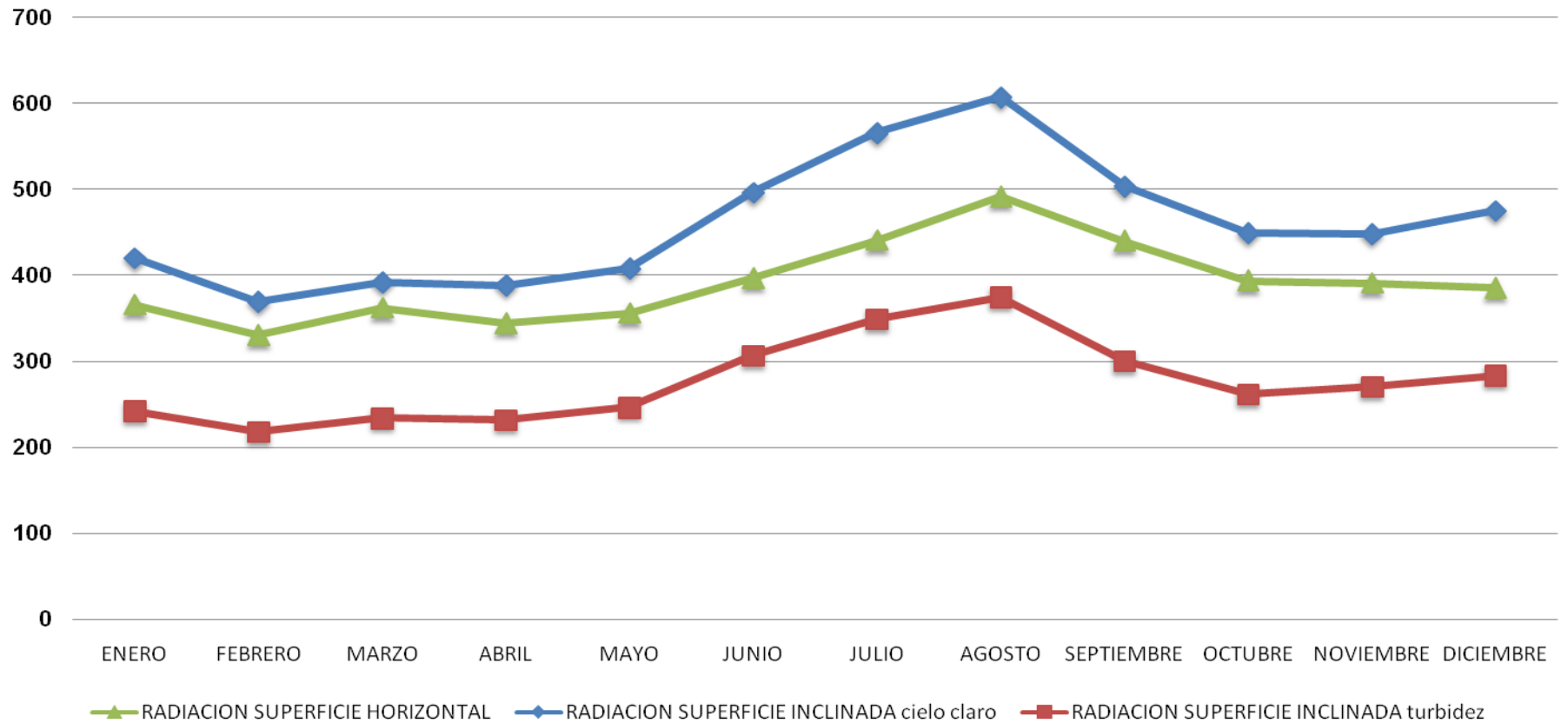
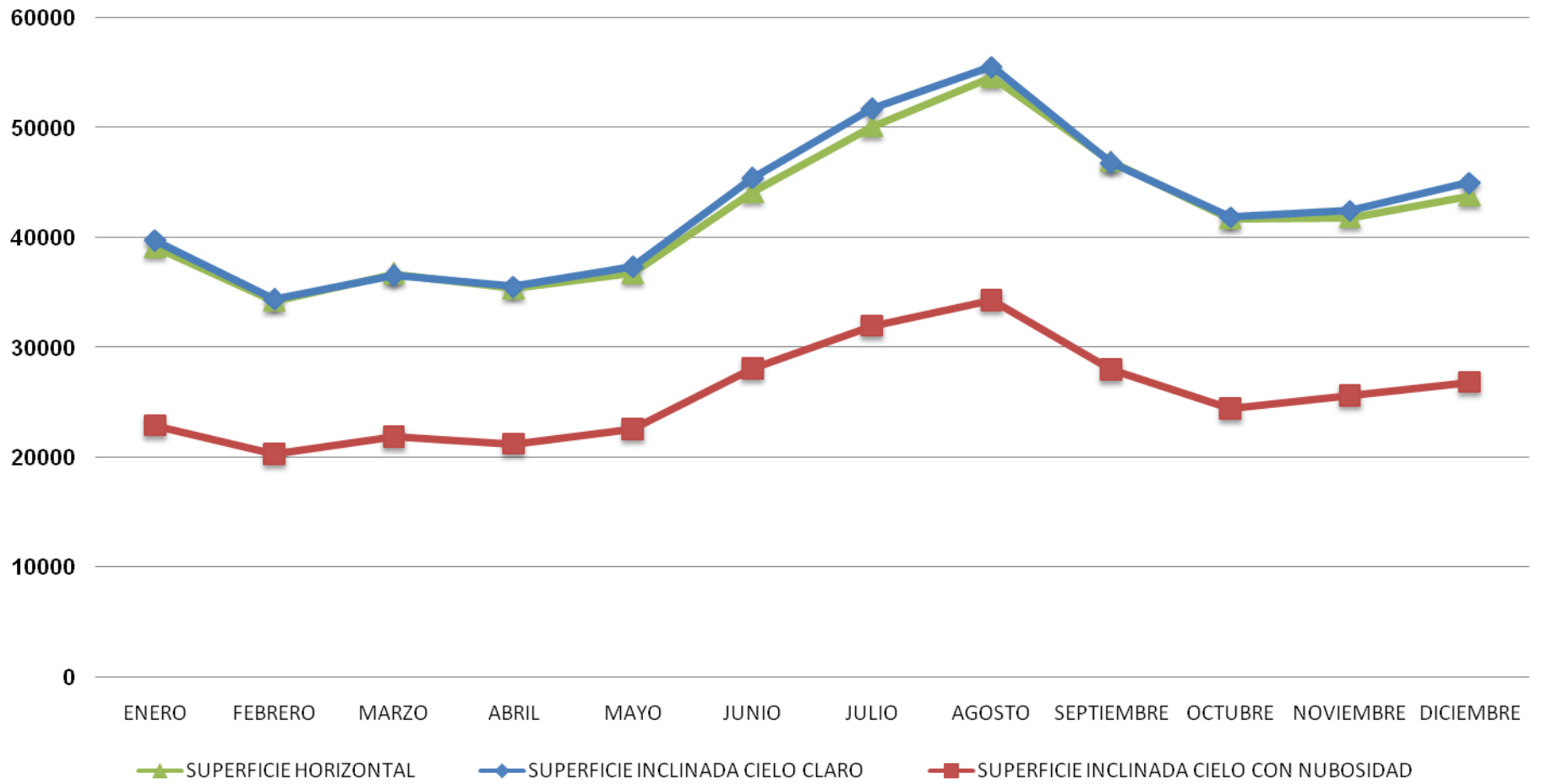


TABLA A.20: ENERGIA RECIBIDA WH/m²/DÍA

Mes	Horizontal	Inclinada cielo claro	Inclinada cielo nuboso
Enero	3209,8369	3260,5246	1874,8017
Febrero	2831,6847	2842,6449	1674,3178
Marzo	3036,6763	3017,3590	1798,3460
Abril	2950,0960	2965,1825	1767,2488
Mayo	3065,9608	3116,7794	1879,4180
Junio	3680,9355	3788,7943	2337,6861
Julio	4178,7722	4315,7669	2662,8282
Agosto	4553,1046	4633,9915	2859,1728
Septiembre	3882,1074	3874,9987	2309,4992
Octubre	3451,7524	3457,1888	2012,0839
Noviembre	3433,2904	3478,3631	2097,4529
Diciembre	3594,3552	3688,3358	2198,2481
Máximos	4553,1046	4633,9915	2859,1728
Mínimo	2831,6847	2842,6449	1674,3178
Promedio	3582,7051	3536,6608	2122,5919

ENERGIA TOTAL (Wh/m²/DIA) (para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)



**TABLA A.21: COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR POR LA PARTE SUPERIOR U_T
INCLINACION DEL COLECTOR $\theta_n = 45^\circ$**

Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
°K	°C												
298	25	0,593	0,595	0,592	0,581	0,596	0,626	0,642	0,582	0,537	0,526	0,548	0,577
303	30	0,789	0,787	0,786	0,781	0,792	0,816	0,826	0,794	0,769	0,760	0,770	0,783
313	40	0,994	0,992	0,991	0,989	0,999	1,023	1,031	1,011	0,992	0,983	0,988	0,994
323	50	1,126	1,122	1,122	1,122	1,132	1,157	1,164	1,149	1,132	1,122	1,125	1,128
333	60	1,227	1,223	1,222	1,223	1,233	1,260	1,268	1,255	1,238	1,226	1,229	1,231
343	70	1,312	1,307	1,306	1,308	1,319	1,347	1,355	1,343	1,326	1,314	1,315	1,317
353	80	1,387	1,381	1,381	1,383	1,394	1,424	1,432	1,421	1,404	1,391	1,392	1,392
363	90	1,456	1,450	1,450	1,452	1,464	1,495	1,503	1,493	1,475	1,462	1,463	1,462
373	100	1,522	1,515	1,515	1,518	1,530	1,562	1,571	1,561	1,543	1,529	1,530	1,529
383	110	1,586	1,579	1,579	1,581	1,594	1,628	1,637	1,627	1,609	1,594	1,595	1,593

TABLA A.22: COEFICIENTE GLOBAL DE PERDIDAS DE CALOR U_L
INCLINACION DEL COLECTOR $\theta_n = 8.78^\circ$

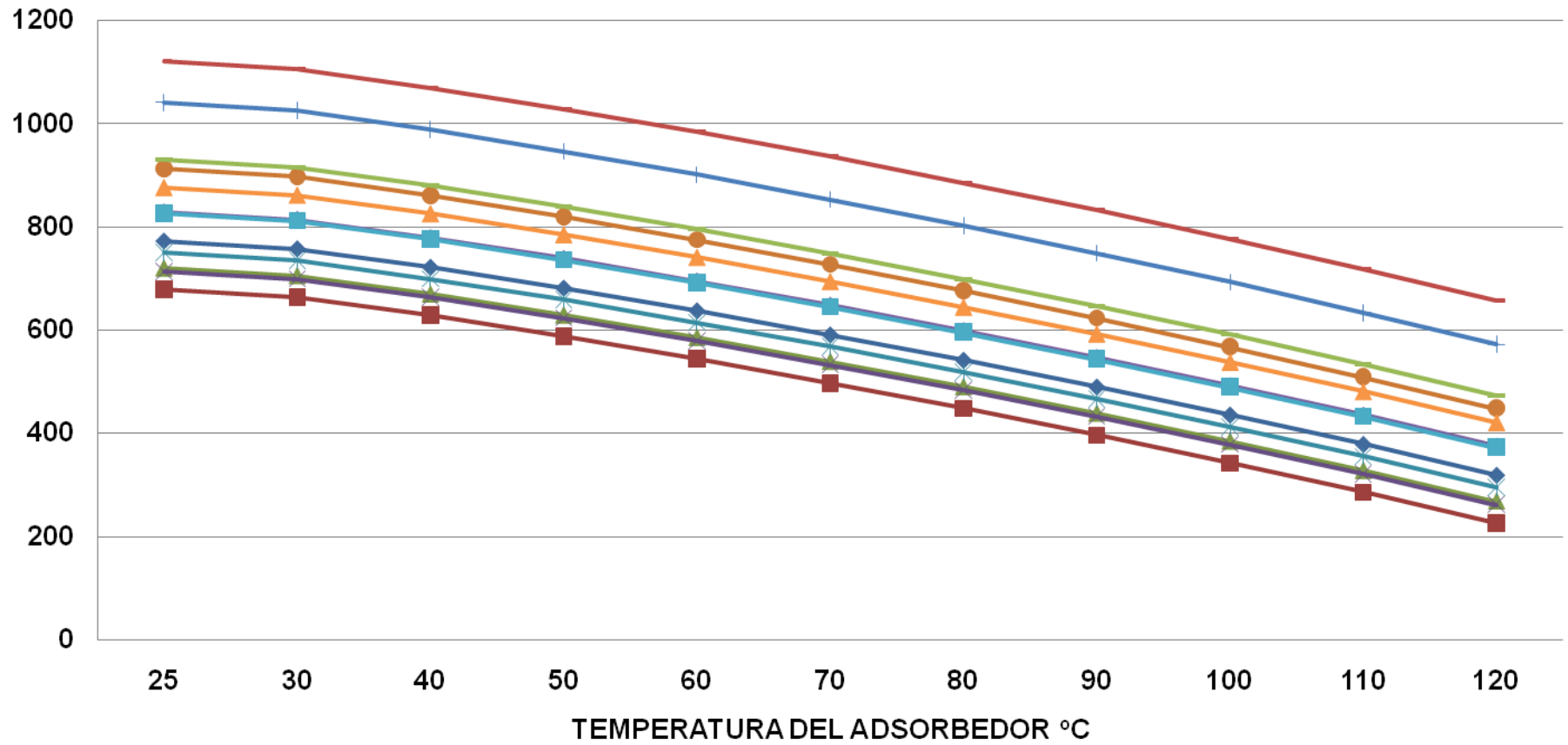
Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
298	25	0,999	1,000	0,997	0,986	1,001	1,032	1,047	0,987	0,942	0,931	0,953	0,983
303	30	1,194	1,193	1,191	1,187	1,197	1,221	1,231	1,199	1,174	1,166	1,175	1,188
313	40	1,400	1,397	1,396	1,395	1,405	1,428	1,436	1,417	1,398	1,389	1,394	1,400
323	50	1,532	1,528	1,527	1,527	1,537	1,562	1,570	1,555	1,537	1,527	1,530	1,534
333	60	1,633	1,628	1,628	1,629	1,639	1,666	1,674	1,660	1,643	1,632	1,634	1,636
343	70	1,718	1,713	1,712	1,713	1,724	1,753	1,760	1,749	1,732	1,719	1,721	1,722
353	80	1,793	1,787	1,787	1,788	1,800	1,830	1,838	1,827	1,809	1,797	1,798	1,798
363	90	1,862	1,856	1,856	1,858	1,870	1,901	1,909	1,899	1,881	1,867	1,869	1,868
373	100	1,928	1,921	1,921	1,923	1,936	1,968	1,977	1,967	1,949	1,935	1,935	1,935
383	110	1,992	1,985	1,985	1,987	2,000	2,034	2,043	2,034	2,015	2,000	2,001	1,999
393	120	2,055	2,048	2,048	2,051	2,064	2,099	2,108	2,099	2,080	2,065	2,065	2,063

TABLA A.23: CALOR UTIL EN DIAS CLAROS Q_U (W)
(PARA EL MEDIO DIA SOLAR, $\theta_n=8.78^\circ$)

Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
°K	°C												
298	25	772,35	677,95	720,19	714,10	750,39	912,55	1039,90	1120,01	929,35	828,91	826,38	875,41
303	30	757,31	662,91	705,19	699,20	735,30	897,07	1024,24	1104,96	914,77	814,47	811,75	860,50
313	40	721,46	627,14	669,45	663,52	699,32	860,36	987,27	1068,69	879,12	779,10	776,19	824,70
323	50	680,95	586,74	629,07	623,15	658,65	818,93	945,60	1027,51	838,48	738,76	735,74	784,14
333	60	637,08	543,02	585,36	579,42	614,60	774,07	900,51	982,81	794,30	694,92	691,83	740,17
343	70	590,40	496,49	538,85	532,87	567,71	726,32	852,52	935,17	747,19	648,17	645,03	693,34
353	80	541,12	447,38	489,76	483,72	518,21	675,91	801,87	884,84	697,39	598,77	595,59	643,89
363	90	489,31	395,76	438,15	432,04	466,16	622,90	748,60	831,88	644,99	546,79	543,58	591,89
373	100	434,95	341,59	383,99	377,81	411,54	567,26	692,70	776,29	589,96	492,21	488,97	537,30
383	110	377,93	284,78	327,19	320,93	354,25	508,90	634,06	717,95	532,22	434,94	431,68	480,05
393	120	318,11	225,19	267,61	261,26	294,15	447,66	572,53	656,72	471,63	374,84	371,57	419,98
MAXIMOS		772,35	677,95	720,19	714,10	750,39	912,55	1039,90	1120,01	929,35	828,91	826,38	875,41
MINIMOS		318,11	225,19	267,61	261,26	294,15	447,66	572,53	656,72	471,63	374,84	371,57	419,98
PROMEDIO		574,63	480,82	523,17	517,09	551,85	710,18	836,35	918,80	730,85	631,99	628,94	677,40

CALOR UTIL EN DIAS CLAROS Q_u (W)

(para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$)



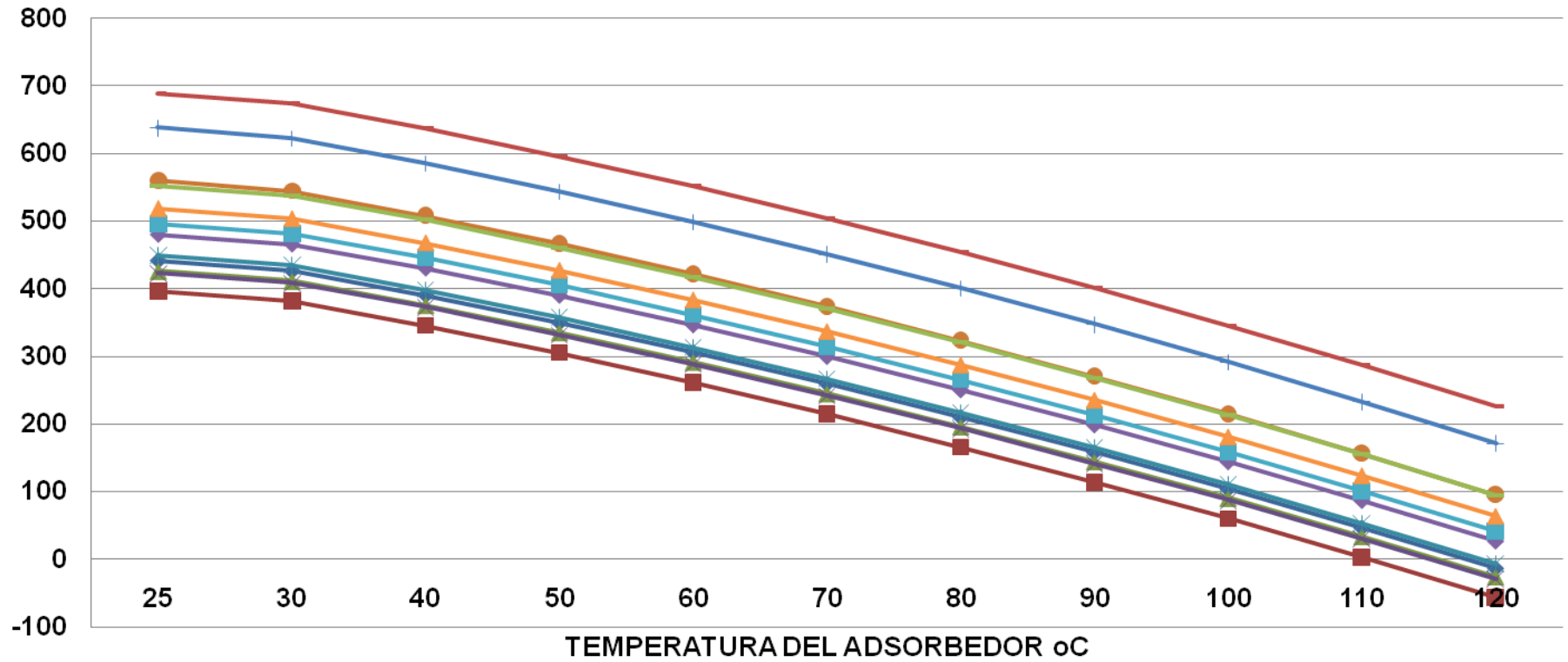
- ◆ ENERO
- FEBRERO
- ▲ MARZO
- × ABRIL
- * MAYO
- JUNIO
- + JULIO
- AGOSTO
- SEPTIEMBRE
- ◆ OCTUBRE
- NOVIEMBRE
- ▲ DICIEMBRE

TABLA A.24: CALOR UTIL EN DIAS CON NUBOSIDAD Q_U (W)
(PARA EL MEDIO DIA SOLAR, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)

Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
298	25	441,09	396,35	426,38	422,96	449,67	559,88	638,18	688,67	552,02	480,60	496,27	519,20
303	30	426,05	381,32	411,37	408,06	434,58	544,39	622,51	673,62	537,44	466,16	481,64	504,29
313	40	390,20	345,54	375,63	372,38	398,60	507,69	585,55	637,35	501,80	430,79	446,08	468,49
323	50	349,69	305,14	335,26	332,01	357,93	466,26	543,88	596,16	461,15	390,45	405,63	427,93
333	60	305,83	261,42	291,55	288,28	313,88	421,40	498,79	551,47	416,97	346,61	361,72	383,96
343	70	259,14	214,89	245,04	241,73	266,99	373,65	450,80	503,83	369,86	299,86	314,92	337,13
353	80	209,86	165,79	195,94	192,58	217,49	323,24	400,14	453,49	320,06	250,46	265,48	287,68
363	90	158,06	114,16	144,33	140,90	165,44	270,23	346,88	400,54	267,66	198,48	213,47	235,68
373	100	103,69	60,00	90,18	86,67	110,82	214,59	290,98	344,94	212,63	143,90	158,86	181,10
MAXIMOS		441,09	396,35	426,38	422,96	449,67	559,88	638,18	688,67	552,02	480,60	496,27	519,20
MINIMOS		103,69	60,00	90,18	86,67	110,82	214,59	290,98	344,94	212,63	143,90	158,86	181,10
PROMEDIO		293,73	249,40	279,52	276,18	301,71	409,04	486,41	538,90	404,40	334,15	349,34	371,72

CALOR UTIL EN DIAS CON NUBOSIDAD Q_u (W)

(para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)



◆ ENERO

■ FEBRERO

▲ MARZO

✕ ABRIL

✱ MAYO

● JUNIO

+ JULIO

■ AGOSTO

▲ SEPTIEMBRE

◆ OCTUBRE

■ NOVIEMBRE

▲ DICIEMBRE

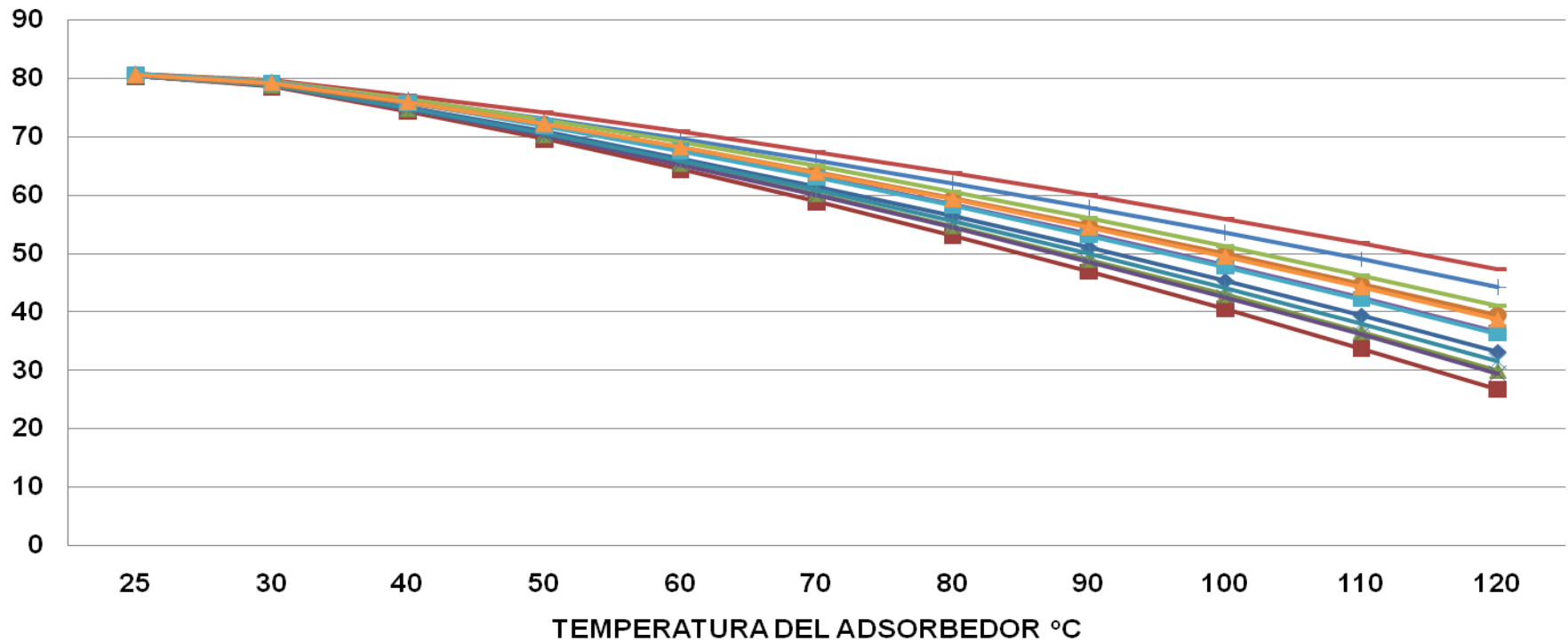
TABLA A.25: EFICIENCIA EN DIAS CLAROS η_c (%)

(PARA EL MEDIO DIA SOLAR, $\theta_n=8.78^\circ$)

Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
°K	°C												
298	25	80,410	80,294	80,359	80,411	80,387	80,420	80,453	80,700	80,745	80,722	80,647	80,568
303	30	78,844	78,513	78,684	78,732	78,771	79,055	79,241	79,615	79,479	79,316	79,219	79,196
313	40	75,111	74,276	74,696	74,715	74,916	75,820	76,381	77,002	76,382	75,872	75,749	75,901
323	50	70,894	69,492	70,191	70,170	70,559	72,169	73,157	74,035	72,850	71,943	71,802	72,168
333	60	66,328	64,313	65,314	65,245	65,841	68,216	69,669	70,814	69,012	67,674	67,517	68,121
343	70	61,467	58,803	60,125	60,003	60,817	64,008	65,956	67,382	64,918	63,121	62,949	63,812
353	80	56,337	52,987	54,647	54,469	55,514	59,565	62,037	63,755	60,591	58,310	58,124	59,260
363	90	50,943	46,873	48,888	48,650	49,939	54,894	57,916	59,940	56,039	53,248	53,048	54,474
373	100	45,283	40,457	42,846	42,543	44,087	49,991	53,591	55,933	51,258	47,933	47,719	49,451
383	110	39,346	33,729	36,508	36,138	37,950	44,847	49,054	51,730	46,241	42,356	42,128	44,181
393	120	33,119	26,671	29,860	29,418	31,512	39,451	44,294	47,319	40,977	36,503	36,262	38,653
MAXIMOS		80,410	80,294	80,359	80,411	80,387	80,420	80,453	80,700	80,745	80,722	80,647	80,568
MINIMOS		33,119	26,671	29,860	29,418	31,512	39,451	44,294	47,319	40,977	36,503	36,262	38,653
PROMEDIO		59,826	56,946	58,374	58,227	59,118	62,585	64,704	66,202	63,499	61,545	61,379	62,344

EFICIENCIA DIAS CLAROS η_c (%)

(para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$)



- ENERO
- FEBRERO
- MARZO
- ABRIL
- MAYO
- JUNIO
- JULIO
- AGOSTO
- SEPTIEMBRE
- OCTUBRE
- NOVIEMBRE
- DICIEMBRE

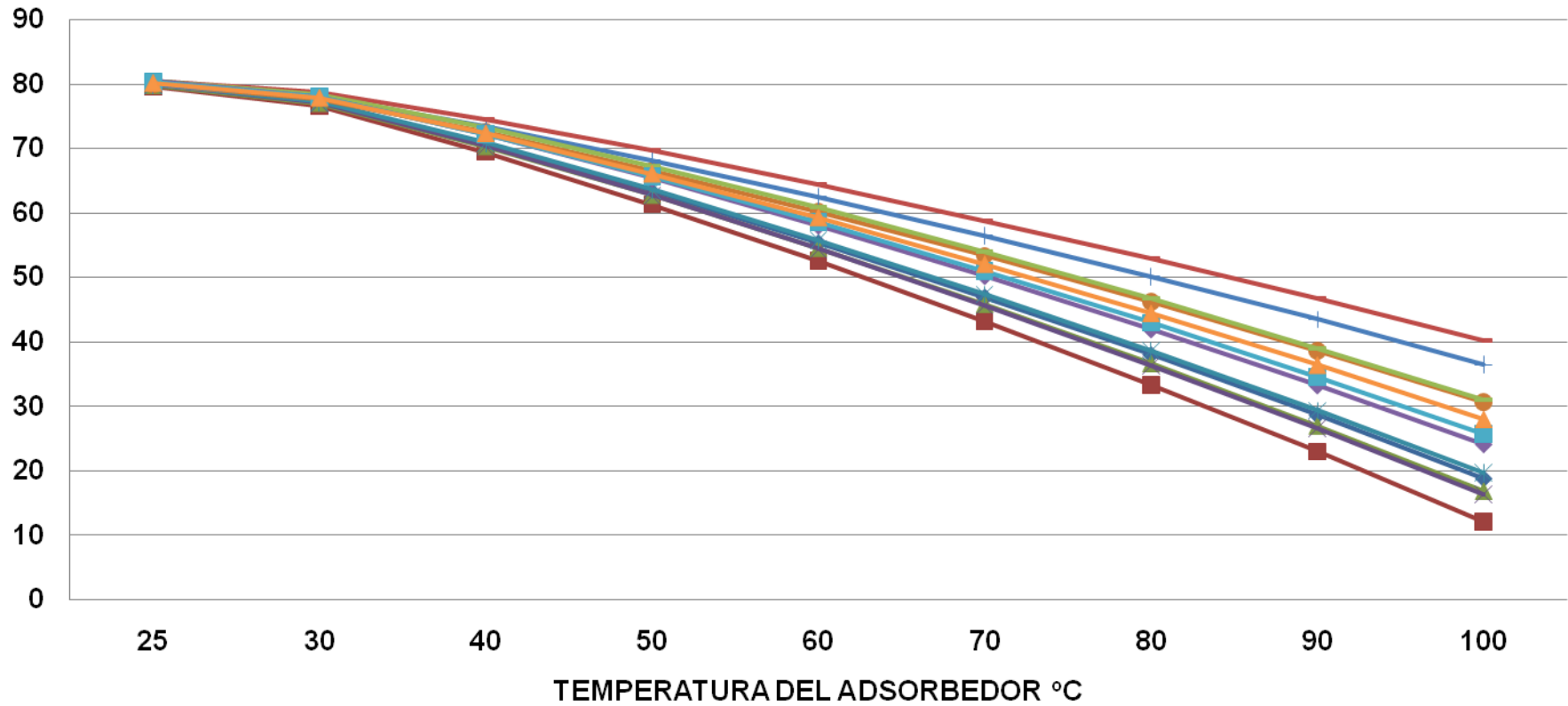
TABLA A.26: EFICIENCIA EN DIAS CON NUBOSIDAD η_c (%)

(PARA EL MEDIO DIA SOLAR, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)

Temperatura adsorbedor		EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGOS	SEPT	OCT	NOV	DIC
°K	°C												
298	25	79,865	79,699	79,824	79,912	79,887	79,968	80,021	80,422	80,472	80,417	80,318	80,176
303	30	77,141	76,675	77,015	77,095	77,206	77,756	78,057	78,664	78,348	78,001	77,949	77,873
313	40	70,650	69,481	70,323	70,355	70,814	72,513	73,421	74,429	73,151	72,082	72,194	72,345
323	50	63,316	61,359	62,765	62,728	63,588	66,596	68,197	69,619	67,225	65,332	65,649	66,082
333	60	55,374	52,567	54,582	54,466	55,763	60,189	62,543	64,400	60,785	57,997	58,542	59,292
343	70	46,921	43,211	45,874	45,670	47,432	53,369	56,526	58,836	53,917	50,175	50,968	52,060
353	80	37,998	33,337	36,683	36,385	38,638	46,168	50,174	52,959	46,657	41,908	42,966	44,424
363	90	28,618	22,956	27,021	26,621	29,392	38,597	43,495	46,775	39,019	33,210	34,548	36,394
373	100	18,774	12,064	16,882	16,375	19,688	30,650	36,486	40,282	30,997	24,077	25,711	27,965
383	110	79,865	79,699	79,824	79,912	79,887	79,968	80,021	80,422	80,472	80,417	80,318	80,176
393	120	77,141	76,675	77,015	77,095	77,206	77,756	78,057	78,664	78,348	78,001	77,949	77,873
MAXIMOS		79,865	79,699	79,824	79,912	79,887	79,968	80,021	80,422	80,472	80,417	80,318	80,176
MINIMOS		18,774	12,064	16,882	16,375	19,688	30,650	36,486	40,282	30,997	24,077	25,711	27,965
PROMEDIO		53,184	50,150	52,330	52,179	53,601	58,423	60,991	62,932	58,952	55,911	56,538	57,401

EFICIENCIA EN DIAS CON NUBOSIDAD η_c (%)

(para el medio dia solar, $\theta_n=8.78^\circ$, ξ ver tabla A.11)



- ◆ ENERO
- FEBRERO
- ▲ MARZO
- × ABRIL
- * MAYO
- JUNIO
- + JULIO
- AGOSTO
- SEPTIEMBRE
- ◆ OCTUBRE
- NOVIEMBRE
- ▲ DICIEMBRE

ANEXO B

CARACTERISTICAS TERMICAS DE MATERIALES

MATERIALES AISLANTES	DENSIDAD (Lb/pie ³)	TEMP MEDIA (°F)	CONDUCTIBILIDAD K	CONDUCTANCIA C	POR PULG
Manta de lana mineral	0.5	75	0.32		3.12
Manta de fibra de vidrio	0.5	75	0.32		3.12
Lamina de corcho	605-8.0	0	0.25		4.0
Lamina de figura de vidrio	9.5-11.0	-16	0.21		4.76
Poliuretano expandido		0	0.17		5.9
Poliestireno expandido	1.0	0	0.24		4.17
Lamina de lana mineral	15.0	0	0.25		4.0
Aislamiento para techo 2pulg		75		0.18	
Perlita expandida	5.0-8.0	0	0.32		3.12
Concreto, arena y grava	140	75	12.0		0.08
Ladrillo común	120	75	5.0		0.20
Ladrillo a la vista	130	75	9.0		0.11
Bloque huevo 6pulg		75		0.66	
Bloque de concreto arena y grava 8pulg		75		0.90	
Bloque de concreto de cenizas 8pulg		75		0.58	
Estuco	105	75	5.6		0.18

TABLA B.1: COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN DE CALOR (R)

Materiales	Densidad aparente (Kg/m³)	Conductividad térmica (W/m°C)
ROCAS Y SUELOS NATURALES		
<i>Rocas y terrenos</i>		
- Rocas compactas	2500 - 3000	3.55
- Rocas porosas	1700 - 2500	2.33
- Arena con humedad natural	1700	1.40
- Suelo coherente humedad natural	1800	2.10
Arcilla	2100	0.53
<i>Materiales suelos de relleno desecados al aire, en forjados, ...</i>		
- Arena	1500	0.58
- Grava rodada o de machaqueo	1700	0.81
- Escoria de carbón	1200	0.19
- Cascote de ladrillo	1300	0.41
PASTAS, MORTEROS Y HORMIGONES		
Revestimientos continuos		
- Morteros de cal y bastardos	1600	0,87
- Mortero de cemento	2000	1,40
- Enlucido de yeso	800	0,30
- Enlucido de yeso con perlita	570	0,18
<i>Hormigones normales y ligeros</i>		
- Hormigón armado (normal)	2400	1,63
- Hormigón con áridos ligeros	600	0,17
- Hormigón con áridos ligeros	1000	0,33
- Hormigón con áridos ligeros	1400	0,55
- Hormigón celular con áridos silíceos	600	0,34
- Hormigón celular con áridos silíceos	1000	0,67
- Hormigón celular con áridos silíceos	1400	1,09
- Hormigón celular sin áridos	305	0,09
<i>- Hormigón en masa con grava normal</i>		
con áridos ligeros	1600	0,73
con áridos ordinarios, sin vibrar	2000	1,16
con áridos ordinarios, vibrado	2400	1,63

- Hormigón en masa con arcilla expandida	500	0,12
- Hormigón en masa con arcilla expandida	1500	0,55
Fábricas de bloques de hormigón incluidas juntas		
- Con ladrillos silicocalcáreos macizos	1600	0,79
- Con ladrillos silicocalcáreos perforados	2500	0,56
- Con bloques huecos de hormigón	1000	0,44
- Con bloques huecos de hormigón	1200	0,49
- Con bloques huecos de hormigón	1400	0,56
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	600	0,35
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	800	0,41
- Con bloques de hormigón celular curado vapor	1000	0,47
- Con bloques de hormigón celular curado aire	800	0,44
- Con bloques de hormigón celular curado aire	1000	0,56
- Con bloques de hormigón celular curado aire	1200	0,70
Placas o paneles		
- Cartón-yeso	900	0,18
- Hormigón con fibra de madera	450	0,08
- Placas de escayola	800	0,30
LADRILLOS Y PLAQUETAS		
- Fábrica de ladrillo macizo	1800	0,87
- Fábrica de ladrillo perforado	1600	0,76
- Fábrica de ladrillo hueco	1200	0,49
- Plaquetas	2000	1,05
VIDRIO (2)		
- Vidrio plano para acristalar	2500	0,95
METALES		
- Fundición y acero	7850	58
- Cobre	8900	384
- Bronce	8500	64
- Aluminio	2700	204
MADERA		
- Maderas frondosas	800	0,21
- Maderas de coníferas	600	0,14
- Contrachapado	600	0,14
- Tablero aglomerado de partículas	650	0,08

PLASTICOS Y REVESTIMENTOS DE SUELOS		
- Linóleo	1200	0,19
- Moquetas, alfombras	1000	0,05
MATERIALES BITUMINOSOS		
- Asfalto	2100	0,19
- Betún	1050	0,17
- Láminas bituminosas	1100	0,19
MATERIALES AISLANTES TERMICOS		
- Arcilla expandida	300	0,085
- Arcilla expandida	450	0,114
- Aglomerado de corcho UNE 5.690	110	0,039
- Espuma elastomérica	60	0,034
<i>- Fibra vidrio</i>		
Tipo I	10 - 18	0,044
Tipo II	19 - 30	0,037
Tipo III	31 - 45	0,034
Tipo IV	46 - 65	0,033
Tipo V	66 - 90	0,033
Tipo VI	91	0,036
<i>- Lana mineral</i>		
Tipo I	30 - 50	0,042
Tipo II	51 - 70	0,040
Tipo III	71 - 90	0,038
Tipo IV	91 - 120	0,038
Tipo V	121 - 150	0,038
- Perlita expandida	130	0,047
<i>- Poliéstireno expandido UNE 53.310</i>		
Tipo I	10	0,057
Tipo II	12	0,044
Tipo III	15	0,037
Tipo IV	20	0,034
Tipo V	25	0,033
- Polietileno extrusionado	33	0,033
- Polietileno reticulado	30	0,038

- Polisiocianurato, espuma de	35	0,026
<i>- Poliuretano conformado, espuma de</i>		
Tipo I	32	0,023
Tipo II	35	0,023
Tipo III	40	0,023
Tipo IV	80	0,040
<i>- Poliuretano aplicado in situ, espuma de</i>		
Tipo I	35	0,023
Tipo II	40	0,023
Urea formol, espuma de	10 - 12	0,034
Urea formol, espuma de	12 - 14	0,035
Vermiculita expandida	120	0,035
Vidrio celular	160	0,044

TABLA B.2: DATOS DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE ALGUNOS MATERIALES²⁵

TIPO DE ESTRUCTURA	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO PLANO
Superficie con color oscuro pizarra, alquitrán, asfalto, pintura negra	8	5	8	20
Superficies con color medio ladrillo, bloque rojo, madera sin pintar, cemento oscuro	6	4	6	15
Superficies con colores claros piedra blanca, cemento con color claro, pintura blanca	4	2	4	9

TABLA B.3: COEFICIENTES POR EL COLOR DE LAS PAREDES

²⁵ www.uponorhispania.com/documentacion/manual_suelo.pdf , Pág. 94-95

Temperatura de la cámara fría °F	<i>Temperatura del aire exterior °F</i>							
	40		50		90		100	
	<i>Porcentaje de humedad relativa</i>							
	70	80	70	80	50	60	50	60
25	0.39	0.43	0.69	0.75	2.02	2.24	2.54	2.84
20	0.52	0.56	0.82	0.89	2.15	2.38	2.68	2.97
15	0.65	0.69	0.95	1.01	2.28	2.50	2.80	3.10
10	0.77	0.82	1.08	1.14	2.40	2.63	2.93	3.22
5	0.89	0.94	1.20	1.26	2.52	2.75	3.05	3.34
0	1.01	1.05	1.31	1.38	2.64	2.86	3.16	3.46
-5	1.13	1.17	1.43	1.49	2.76	2.98	3.28	3.58

**TABLA B.4: CALOR REMOVIDO EN AIRE DE ENFRIAMIENTO A LAS
CONDICIONES DE LA CÁMARA FRÍA**

ANEXO C
CARACTERISTICAS FISICAS DE MATERIALES

Material	Calor específico (Cp) a 20°C Kcal/kg °C	Punto de fusión a 760 Torr °C	Calor de fusión q_s Kcal/kg °C	Coefficiente de transmisión de calor λ Kcal/m h °C
Sólidos				
Acero	0.114	1460 a 1520	49	22 a 45
Aislantes térmicos (escoria, fibra de cristal, sulfato de magnesio, tierra de infusorios)	0.16 a 0.2	-	-	0.04 a 0.1
Aleaciones de magnesio	0.25	620	-	60 a 120
Aluminio	0.214	658	94.6	Hasta 200
Antimonio	0.05	630.5	39 a 40	187
Arena seca	0.22	-	-	1.1
Bronce (0 a 100°C)	0.086 a 0.09	860	-	22
Cadmio	0.056	320	10.8 a 13.1	-
Cartón	-	-	-	0.16
Cemento	0.25	-	-	0.8
Cobre	0.091 a 0.093	1084	41 a 48.9	300 a 340
Constantan	0.098	1600	-	200
Corcho, turba, fibras	0.48	-	-	0.03 a 0.06
Cristal	0.19 a 0.2	700	-	0.5 a 0.9
Cromo	0.108	1800	32 a 70	-
Cuarzo	0.17	≈1470	-	1.2 a 1.8
Estaño	0.054 a 0.056	232	13 a 14.5	55
Fundición gris (hierro fundido)	0.119 a 0.129	1130 a 1200	23 a 33	35 a 50
Hielo 0°C	0.50	0	79.7	1.9 a 2.1
Hierro puro	0.111	1530	60 a 65	40 a 63

Latón	0.0915	900	40	75 a 10
Latón rojo	0.091	-	-	50 a 60
Magnesio	0.247	650	50	135
Manganeso	0.119 a 0.122	1250	37 a 60	-
Níquel	0.108 a 0.12	1453	60 a 70	50 a 80
Parafina	0.5	54	31.5	0.18
Platino	0.0324	1773	27 a 27.2	60
Plomo (0 a 100°C)	0.031	327	5.5 a 5.9	29
Piedra caliza	0.21	-	-	0.8
Piedra porosa	0.41	-	-	0.4
Telas	0.30 a 0.35	-	-	-
Tungsteno	0.30 a 0.32	3380	-	-
Zinc	0.09 a 0.094	419.5	24.5 a 28	97 a 10
Líquidos				
Aceite de engrase	0.45 a 0.55	-	-	-
Aceite de maquinas	0.40	-5	-	0.11
Aceite de parafina	0.48	-	-	0.17
Aceite de transformadores	0.45	-5	-	0.11
Agua destilada	1.00	0	79.7	0.5 a 0.55
Alcohol	0.58 a 0.59	-114.5	-	0.15 a 0.2
Benzol	0.41	5.5	30.4	0.12
Éter etílico	0.56 a 0.57	-116.3	27	0.125
Fuel-oil	-	-5	-	0.10
Gasolina	0.5	-30 a 50	-	0.15
Gas-oil	-	-5	-	0.11
Glicerina	0.58	-20	42.5	0.24 a 0.25
Mercurio (a 20°C)	0.033	-38.83	2.8	6.5 a 8
Petróleo	0.50	-70	-	0.137
Solución de sal saturada	0.934	-18	-	0.50
Tolueno	0.40	-95	-	-
R 12 CF2Cl2	0.19	-	-	0.09

R22 CHF2Cl	0.28	-	-	0.1
NH3	1.04	-77	81	0.47
Gases a 0°C				
	cp	Cv		
Aire	0.24	0.171	-	0.020
R 11 CFC13	0.130	0.1156	-	0.007
R 12 CF2Cl2	0.140	0.1225	-	0.007
R 21 CHFCl2	0.131	0.1101	-	-
R 22 CHF2Cl	0.144	0.1210	-	0.009
NH3	0.520	0.3963	-	0.019

TABLA C.1: PROPIEDADES FÍSICAS DE SÓLIDOS, LÍQUIDOS Y GASEOSOS

ANEXO D
CARACTERISTICAS OPTICAS DE MATERIALES TRANSPARENTES

SUPERFICIE	ABSORTANCIA α	EMITANCIA INFRARORA ε
Ladrillo		
Vidriado blanco	0.25	0.88
Colores claros	0.40	0.90
Colores oscuros	0.80	0.90
Ladrillo rojo	0.65	0.93
Techumbres		
Asfáltica	0.90	0.96
Teja roja	0.65	0.85
Teja blanca	0.40	0.50
Superficies (sucias) de edificios		
Clara	0.50	0.60
Media	0.80	0.85
Oscura	0.90	0.95
Vidrio sencillo	-	0.90
Superficie selectiva²⁶		
Cromo negro	0,95	0,10
Níquel negro	0,90	0,08
Níquel negro en acero galvanizado	0,81	-
Óxido de cobre	0,90	0,17
PbS en Al	0,89	0,20
Cobre negro sobre cobre	0,89	-
Titanio ox nitrato (Tinox) ²⁷	0,95	-

**TABLA D.1: ABSORTANCIA Y EMITANCIA INFRARROJA
SUPERFICIAL**

²⁶ . Adaptada de [Kreith, 1999] y [Duffie *et al.*, 1974].

²⁷ Información obtenida en www.solar4ever.de

	Reflectancia difusa	Transmitancia
Material de la cubierta		
Vidrio simple no absorbente	0.16	0,88
Vidrio doble no absorbente	0.24	0,82
PMMA (plástico poli-metilmecrilato) ²⁸	-	0,92

TABLA D.2: REFLECTANCIA DE ALGUNOS COLORES Y TRANSMITANCIA DE DIFERENTES VIDRIOS Y PLÁSTICOS²⁹

TIPO DE VIDRIOS	Índice Refractivo	COEFICIENTE DE SOMBRA	FACTOR DE GANANCIA SOLAR	TRANSMITANCIA VISIBLE (%)
A. Doble claro 6/12/6	3,12	0,87	0,75	80
B. Claro+ lowe 6/12/6	1,526	0,70	0,60	72
C. Control solar+ lowe 6/12/6	1,9	0,39	0,34	28
D. Stopsol clasic claro 6/12/6	2,9	0,52	0,45	34
E. Isolar NEUTRALUX-S 4/12/4	1,62	0,61	0,54	75
F. Simple 6 mm. Bronce	6,11	0,59	0,45	33
G. Crisunic California Incoloro 6-6/12/6	2,55	0,38	0,34	60
H. Heat mirror SC75 6/12/6	1,75	0,38	0,34	59

TABLA D.3: CONSTANTES ÓPTICAS DE DIFERENTES VIDRIOS

²⁸ Información obtenida en www.psrc.usm.edu

²⁹ Adaptada de [Kreith, 1999, p.8-118] y [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.208]

ANEXO E
CARACTERISTICAS OPTICAS DE MATERIALES ABSORBENTES

SUPERFICIE	ABSORTANCIA α	EMITANCIA ϵ
METALES Y OTROS		
Aluminio	0.20	0.11
Aluminio pulido	0.1	0.05
Acero inoxidable	0.90	0.25
Acero galvanizado nuevo	0.65	0.20
Plástico blanco	0.05	0.92
Cal, yeso	0.08	0.95
Papel	0.25	0.95
Mármol	0.40 a 0.50	0.95
Hormigón claro	0.60 a 0.70	0.88
Arena húmeda	0.9	0.95
Asfalto	0.95	0.95
Pintura		
Blanca	0.30	0.95
Negro mate	0.96	0.96
Pintura blanca reciente	0.10 a 0.15	0.90
Pintura colores claros	0.30 a 0.40	0.90
P. colores medios y grises	0.50 a 0.70	0.90
Pinturas oscuras	0.80 a 0.90	0.90
Pintura negra mate	0,98	0,98

TABLA E.1: ABSORTANCIA Y EMITANCIA SUPERFICIAL

COLOR	Reflectancia
Yeso con pintura blanca	0.85
Amarillo claro	0.75
Amarillo ocre	0.50
Café	0.30
Azul cobalto	0.15
Verde cromo	0.15
Rojo	0.09
Verde hierba	0.01

TABLA D.2: REFLECTANCIA DE ALGUNOS COLORES

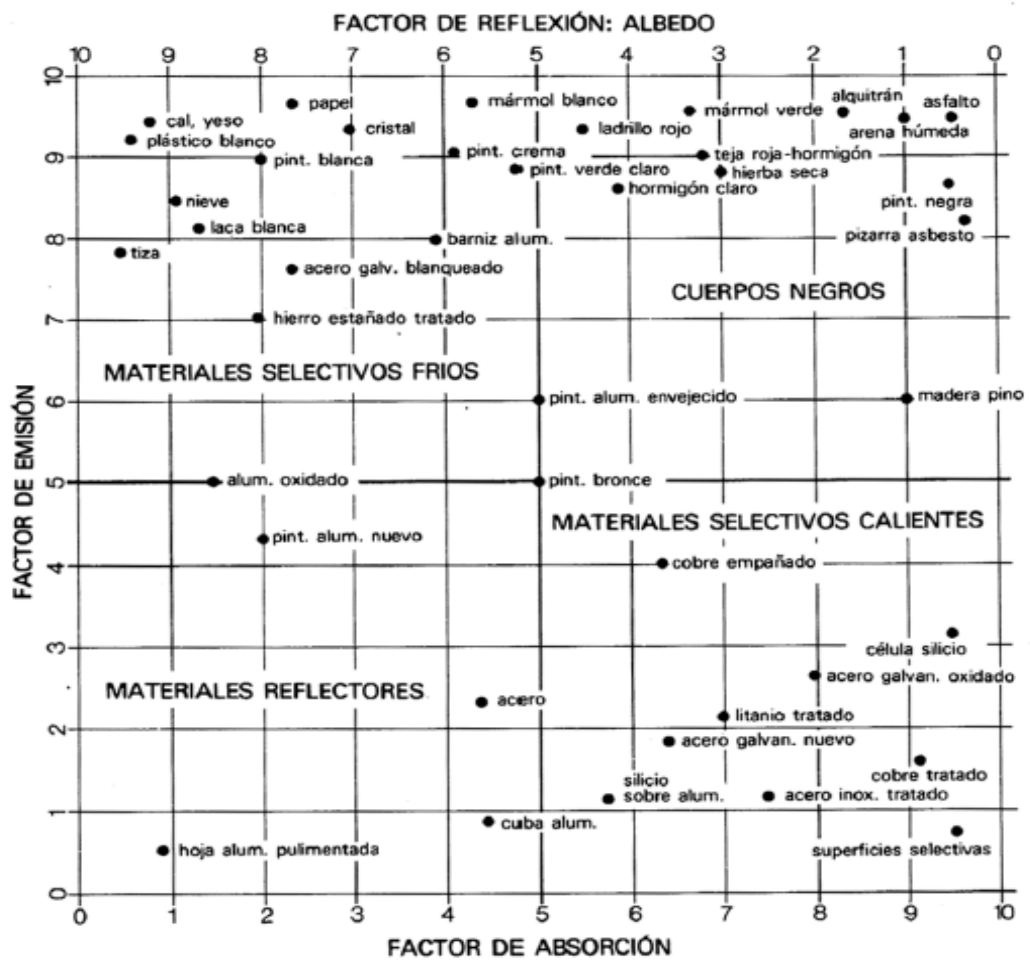


FIGURA E.1: PROPIEDADES RADIANTES DE DIFERENTES SUPERFICIES³⁰

³⁰ Superficies (Izard y Guyot / Arquitectura bioclimática).

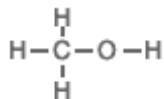
ANEXO F

CARACTERISTICAS DEL METANOL

IDENTIDAD DE LA SUSTANCIA QUÍMICA

Fórmula Molecular: CH₃OH

Estructura Molecular:



SINÓNIMOS

Metanol, Alcohol Metílico, Metil Alcohol, Carbinol, Hidroximetano, Metilol, Monohidroximetano, espíritu de la madera, alcohol de madera.

DESCRIPCIÓN

El Metanol es un líquido incoloro, volátil e inflamable con un ligero olor alcohólico en estado puro. Es un líquido altamente venenoso y nocivo para la salud. Es miscible en agua, alcoholes, ésteres, cetonas y muchos otros solventes; además, forma muchas mezclas azeotrópicas binarias. Es poco soluble en grasas y aceites.

Hay métodos analíticos, principalmente la cromatografía de gases (CG) con detección por ionización de llama (DIL), para la determinación del Metanol en diversos medios (aire, agua, suelo y sedimentos) y productos alimenticios, así como para la determinación del Metanol y de su principal metabolito, el formiato, en los líquidos y tejidos corporales. Además de la CG-DIL, en la determinación del formiato en la sangre, la orina y los tejidos se utilizan procedimientos enzimáticos con resultados finales colorimétricos.

Para la determinación del Metanol en el lugar de trabajo se suele comenzar con la recolección y concentración en silicagel, seguida de extracción acuosa y CG-DIL o análisis de CG-espectrometría de masa del extracto.

El Metanol está disponible comercialmente en varios grados de pureza:

1. Síntesis, (corresponde al Metanol comercial normal).
2. De calidad analítica certificada.

3. En condiciones de extremada pureza para manufactura de semiconductores.

Las principales impurezas que se pueden encontrar en el Metanol corresponden a sustancias como acetona, acetaldehído, ácido acético y agua.

PROPIEDADES QUÍMICAS

El Metanol presenta reacciones que son típicas para alcoholes de su clase. Las reacciones de particular importancia en la industria son principalmente deshidrogenación y deshidrogenación oxidativa sobre óxido de Plata o Molibdeno-Hierro para la producción de Formaldehído; la reacción con Isobutileno usando catalizadores ácidos, para formar metil tertiaril butil éter (MTBE); carbonación a ácido acético usando como catalizador Cobalto o Rodio; esterificación con ácidos orgánicos y derivados ácidos; eterificación; adición a enlaces no saturados y reemplazo del grupo hidroxilo

El Metanol líquido y sus vapores son sustancias muy inflamables y que al contacto con el aire pueden llegar a ser explosivas. Esto representa un problema de seguridad potencialmente grande

COMPOSICIÓN / INFORMACIÓN DE LOS INGREDIENTES

INGREDIENTE	POR CIENTO	PELIGROSO
Alcohol Metílico	100%	Si

TABLA F.1: PROPIEDADES FÍSICAS DEL METANOL

PROPIEDADES FÍSICAS

Peso molecular	32.04 g mol ⁻¹
Temperatura crítica	512.5K [1]
Presión crítica	239°C; 463°F)
Densidad crítica	8.084MPa [5]
Factor de compresibilidad	78.5 atm)
Gravedad específica	
Líquido	0.7960 [3]
(15°/4°C)	0.7915 [3]
(20°/4 o C)	0.7866 [3]
(25°/4 o C)	1.11 [3]
Vapor	0.7960 [3]
Presión de vapor	
20°C (68°F)	12.8 kPa [4] (1.856 psia) (96 mm Hg)
25°C (77°F)	16.96 kPa [4] (2.459 psia) (127.2 mm Hg)
Calor latente de vaporización	
25°C (77°F)	37.43 kJ mol ⁻¹ [5] (279.0 cal g ⁻¹)
64.6°C (148.3°F)	35.21 kJ mol ⁻¹ [5] (262.5 cal g ⁻¹)
Calor latente de evaporación	1200 KJ/Kg
Calor latente de condensación	1169.7 KJ/Kg
Capacidad de calor a presión constante	
25°C (77°F) (101.3kPa)	
Líquido	81.08 J mol ⁻¹ K ⁻¹ [1] (0.604 cal g ⁻¹ K ⁻¹) (0.604 Btu lb ⁻¹ °F ⁻¹)
Calor específico del metanol	2.75 KJ/Kg °K
Vapor	44.06 J mol ⁻¹ K ⁻¹ [1]

	(0.328 cal g ⁻¹ K ⁻¹) (0.328 Btu lb ⁻¹ °F ⁻¹)
Coefficiente de expansión térmica cúbica	
20°C	0.00149 per °C [5]
40°C	0.00159 per °C [5]
Punto de ebullición 760 mm Hg (101.3 kPa)	64.6°C [5] (148.3°F)
Punto de congelamiento	-97.6°C [5] (-143.7°F)
Presión de vapor Reid	32 kPa [1]
Punto de inflamación	
En copa abierta (método TCC)	12.2°C (54.0°F) [10]
En copa cerrada (método TOC)	15.6°C (60.1°F) [1]
Temperatura de autoignición	470°C (878°F) [10]
Viscosidad	
Líquido	
-25°C (-13°F)	1.258 mPa s [5]
0°C (32°F)	0.793 mPa s [5]
25°C (77°F)	0.544 mPa s [5]
Vapor	
25°C (77°F)	9.68 mPa s [1]
127°C (261°F)	13.2 mPa s [5]
Tensión de superficie	
20°C (68°F)	22.6 mN m ⁻¹ [2]
25°C (77°F)	22.07 mN m [5]
Índice refractario	
15°C (59°F)	1.33066 [3]
20°C (68°F)	1.32840 [1]
25°C (77°F)	1.32652 [1]
Conductividad térmica	
Líquido	
0°C (32°F)	207 mW m ⁻¹ K ⁻¹
25°C (77°F)	200. mW m ⁻¹ K ⁻¹ [5]
Vapor	
100°C (212°F)	14.07 mW m ⁻¹ K ⁻¹

127°C (261°F)	26.2 mW m ⁻¹ K ⁻¹ [5]
Calor de combustión	
Valor de calor superior (HHV)	726.1 kJ mol ⁻¹
(25°C, 101.325kPa)	(22.7 kJ g ⁻¹)
Valor de calor inferior (LHV)	638.1 kJ mol ⁻¹ [calc]
(25°C, 101.325kPa)	(19.9 kJ g ⁻¹)
Límites de inflamabilidad (en el aire)	Inferior 6.0(v/v)% [3]
	Superior 36.5(v/v)% [3]

TABLA F.2: PROPIEDADES FÍSICAS DEL METANOL³¹

INCOMPATIBILIDADES

El calor contribuye a su inestabilidad, además, el contacto con agentes oxidantes fuertes puede causar incendios y explosiones. En un incendio con Metanol, se pueden liberar gases y vapores tóxicos, como monóxido de carbono y formaldehído. Se debe tener especial cuidado, ya que el Metanol ataca cierto tipo de plásticos, cauchos y revestimientos.

Puede reaccionar con aluminio metálico a altas temperaturas.

³¹ <http://www.methanex.com/products/technical.html>

Pressure, bar	Temp., K	v_f , m ³ /kg	v_g , m ³ /kg	h_f , kJ/kg	h_g , kJ/kg	s_f , kJ/(kg×K)	s_g , kJ/(kg×K)	cp_f , kJ/(kg×K)	μ_f , 10 ⁻⁶ Pa·s	k_f , W/(m×K)	Pr_f
4*10-6 ^t	175,6	0,001057	1700000	0	1303,1	28,114	102,328				
0,1	288,4	0,001257	7,309	261	1440,3	39,383	80,281	2,531	625	0,204	7,75
0,2	301,7	0,001276	3,801	293,9	1455,4	40,493	79,032	2,554	525	0,196	6,84
0,5	320,7	0,001307	1,599	345	1476,2	42,117	77,386	2,669	401	0,193	5,55
1,013	337,7	0,001336	0,819	391,7	1492,1	43,516	76,104	2,777	329	0,189	4,83
1,5	348	0,001356	0,5632	421	1500,3	44,361	75,379	2,845	288	0,186	4,41
2	356	0,001371	0,4276	444,2	1505,8	45,014	74,836	2,894	268	0,184	4,22
2,5	362,5	0,001385	0,3443	463,6	1509,8	45,536	74,398	2,946	242	0,182	3,92
3	368	0,001396	0,2893	479,8	1512,4	45,992	74,051	2,984	227	0,181	3,74
4	377,1	0,001417	0,2188	507,8	1515,9	46,728	73,474	3,050	204	0,179	3,48
5	384,5	0,001434	0,17569	529,7	1517,4	47,307	72,992	3,117	187	0,178	3,27
6	390,8	0,00145	0,14683	549,6	1518,4	47,836	72,624	3,176	174	0,177	3,12
8	401,3	0,001479	0,11015	582,7	1518	48,678	71,988	3,265	156	0,175	2,91
10	409,8	0,001504	0,08783	610,3	1516,1	49,366	71,471	3,349	141	0,173	2,73
15	426,3	0,00156	0,05761	665,8	1507,9	50,708	70,461	3,540	117	0,171	2,42
20	438,9	0,001611	0,04224	710,5	1553,8	51,744	69,677	3,720	102	0,169	2,25
25	449,3	0,001666	0,0329	749	1486,4	52,605	69,017	3,910	92	0,167	2,15
30	458,2	0,00171	0,02661	783,8	1474,7	53,355	68,435	4,120	84	0,165	2,1
40	472,9	0,001814	0,01863	846,7	1450,1	54,650	67,409	4,670	72	0,16	2,1
50	484,9	0,001934	0,01373	905,2	1423,2	55,793	66,475	5,550	63	0,154	2,27
60	495,1	0,002086	0,01032	963,3	1391,8	56,889	65,543				
80	508,1	0,002507	0,00642	1065,3	1318,7	58,803	63,791				
80,95 ^c	512,6	0,003715	0,00372	1186,8	1186,8	60,979	60,979				

t = triple point; *c* = critical point. *v*, *h*, *s*, and *cp* interpolated and converted from Goodwin, R. D., *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **16**, 4 (1987): 799–891.

**TABLA F.3: CARACTERÍSTICAS TERMODINAMICAS EL METANOL
SATURADO ³²**

³² Perrys Chemical Engineers Handbook Tabla 2-283, pag 302

PRESION Y TEMPERATURA DE SATURACION DEL METANOL

PRESION			TEMPERATURA
ABSOLUTA	VACIO		
mbar	pulg / Hg	cm / Hg	°C
0,004	29,9211	75,9997	-97,55
10	29,6260	75,2499	-86,27
11	29,5964	75,1749	-85,14
12	29,5669	75,0999	-84,01
13	29,5374	75,0249	-82,89
14	29,5078	74,9499	-81,76
15	29,4783	74,8749	-80,63
16	29,4488	74,7999	-79,50
17	29,4193	74,7249	-78,37
18	29,3897	74,6499	-77,25
19	29,3602	74,5749	-76,12
20	29,3307	74,4999	-74,99
21	29,3011	74,4249	-73,86
22	29,2716	74,3499	-72,73
23	29,2421	74,2749	-71,60
24	29,2125	74,1999	-70,48
25	29,1830	74,1248	-69,35
26	29,1535	74,0498	-68,22
27	29,1240	73,9748	-67,09
28	29,0944	73,8998	-65,96
29	29,0649	73,8248	-64,84
30	29,0354	73,7498	-63,71
31	29,0058	73,6748	-62,58
32	28,9763	73,5998	-61,45
33	28,9468	73,5248	-60,32
34	28,9172	73,4498	-59,20
35	28,8877	73,3748	-58,07
36	28,8582	73,2998	-56,94
37	28,8287	73,2248	-55,81
38	28,7991	73,1498	-54,68
39	28,7696	73,0748	-53,56
40	28,7401	72,9998	-52,43
41	28,7105	72,9247	-51,30
42	28,6810	72,8497	-50,17
43	28,6515	72,7747	-49,04
44	28,6219	72,6997	-47,92
45	28,5924	72,6247	-46,79
46	28,5629	72,5497	-45,66

47	28,5334	72,4747	-44,53
48	28,5038	72,3997	-43,40
49	28,4743	72,3247	-42,28
50	28,4448	72,2497	-41,15
51	28,4152	72,1747	-40,02
52	28,3857	72,0997	-38,89
53	28,3562	72,0247	-37,76
54	28,3266	71,9497	-36,64
55	28,2971	71,8747	-35,51
56	28,2676	71,7997	-34,38
57	28,2381	71,7246	-33,25
58	28,2085	71,6496	-32,12
59	28,1790	71,5746	-31,00
60	28,1495	71,4996	-29,87
61	28,1199	71,4246	-28,74
62	28,0904	71,3496	-27,61
63	28,0609	71,2746	-26,48
64	28,0313	71,1996	-25,36
65	28,0018	71,1246	-24,23
66	27,9723	71,0496	-23,10
67	27,9428	70,9746	-21,97
68	27,9132	70,8996	-20,84
69	27,8837	70,8246	-19,71
70	27,8542	70,7496	-18,59
71	27,8246	70,6746	-17,46
72	27,7951	70,5996	-16,33
73	27,7656	70,5245	-15,20
74	27,7360	70,4495	-14,07
75	27,7065	70,3745	-12,95
76	27,6770	70,2995	-11,82
77	27,6475	70,2245	-10,69
77,6	27,6294	70,1786	-10
78	27,6179	70,1495	-9,56
79	27,5884	70,0745	-8,43
80	27,5589	69,9995	-7,31
81	27,5293	69,9245	-6,18
82	27,4998	69,8495	-5,05
83	27,4703	69,7745	-3,92
84	27,4407	69,6995	-2,79
85	27,4112	69,6245	-1,67
86	27,3817	69,5495	-0,54
86,5	27,3676	69,5137	0
87	27,3600	69,4944	0,13
87	27,3522	69,4745	0,59

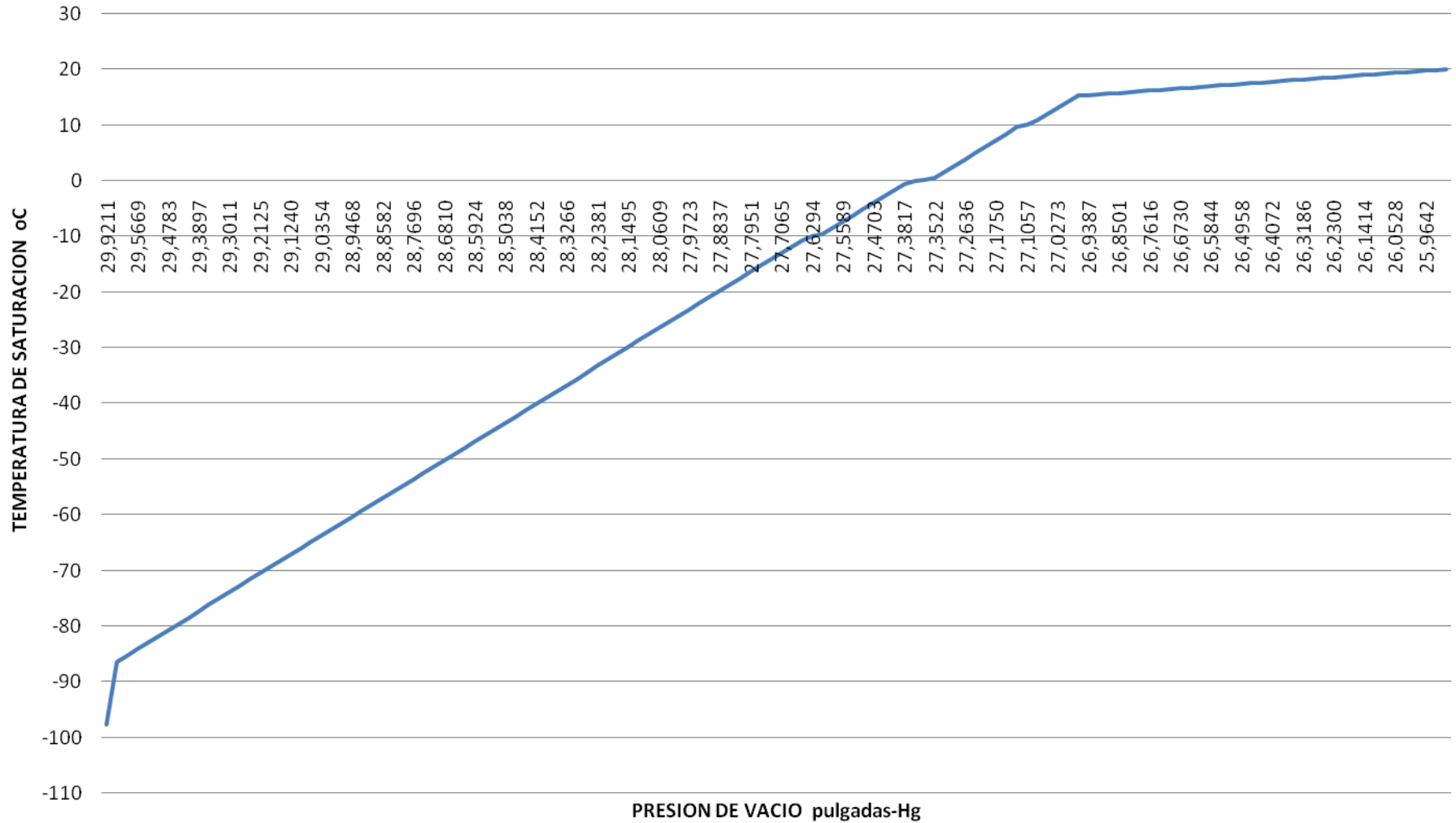
88	27,3226	69,3995	1,72
89	27,2931	69,3245	2,85
90	27,2636	69,2494	3,97
91	27,2340	69,1744	5,10
92	27,2045	69,0994	6,23
93	27,1750	69,0244	7,36
94	27,1454	68,9494	8,48
95	27,1159	68,8744	9,61
95	27,1057	68,8486	10
96	27,0864	68,7994	10,74
97	27,0569	68,7244	11,87
98	27,0273	68,6494	12,99
99	26,9978	68,5744	14,12
100	26,9683	68,4994	15,25
101	26,9387	68,4244	15,38
102	26,9092	68,3494	15,52
103	26,8797	68,2744	15,65
104	26,8501	68,1994	15,78
105	26,8206	68,1244	15,92
106	26,7911	68,0493	16,05
107	26,7616	67,9743	16,18
108	26,7320	67,8993	16,31
109	26,7025	67,8243	16,45
110	26,6730	67,7493	16,58
111	26,6434	67,6743	16,71
112	26,6139	67,5993	16,85
113	26,5844	67,5243	16,98
114	26,5548	67,4493	17,11
115	26,5253	67,3743	17,25
116	26,4958	67,2993	17,38
117	26,4663	67,2243	17,51
118	26,4367	67,1493	17,64
119	26,4072	67,0743	17,78
120	26,3777	66,9993	17,91
121	26,3481	66,9243	18,04
122	26,3186	66,8492	18,18
123	26,2891	66,7742	18,31
124	26,2595	66,6992	18,44
125	26,2300	66,6242	18,58
126	26,2005	66,5492	18,71
127	26,1710	66,4742	18,84
128	26,1414	66,3992	18,97
129	26,1119	66,3242	19,11
130	26,0824	66,2492	19,24

131	26,0528	66,1742	19,37
132	26,0233	66,0992	19,51
133	25,9938	66,0242	19,64
134	25,9642	65,9492	19,77
135	25,9347	65,8742	19,91
135,7	25,9136	65,8206	20

**TABLA F.4: PRESION Y TEMPERATURA DE SATURACION DEL
METANOL ³³**

³³ Interpolados de la tabla F.3

TEMPERATURA DE SATURACION vs PRESION DE VACIO



Pressure, bar		Temperature, K								
		200	250	300	350	400	450	500	550	600
0,1	v (m ³ /kg)	0,001137	0,001203	7,63	8,942	10,23	11,56	12,84		15,45
	h (kJ/kg)	57,5	169,8	1456,7	1529,5	1607,5	1691,5	1781,7	1878,1	1980,2
	s (kJ/kg·K)	3,096	3,597	8,081	8,305	8,514	8,711	8,901	9,085	9,263
0,5	v (m ³ /kg)	0,001137	0,001202	0,001274	1,764000	2,033	2,296	2,558	2,818	3,078
	h (kJ/kg)	57,5	169,9	290,5	1522,7	1603,0	1687,9	1778,9	1875,3	1977,4
	s (kJ/kg·K)	3,096	3,597	4,038	7,877	8,091	8,291	8,482	8,666	8,844
1.013	v (m ³ /kg)	0,001137	0,001202	0,001274	0,856	0,9958	1,128	1,284	1,387	1,5157
	h (kJ/kg)	57,6	169,9	290,5	1514,0	1598,7	1685,1	1795,4	1873,5	1975,8
	s (kJ/kg·K)	3,096	3,597	4,038	7,675	7,902	8,105	8,117	8,482	8,660
10	v (m ³ /kg)	0,001136	0,001201	0,001272	0,001357	0,001474	0,1068	0,1236	0,1381	0,1519
	h (kJ/kg)	58,4	170,7	291,2	427,4	578,8	1638,1	1751,5	1858,0	1965,2
	s (kJ/kg·K)	3,095	3,596	4,036	4,451	4,857	7,427	7,667	7,870	8,056
15	v (m ³ /kg)	0,001136	0,001201	0,001272	0,001356	0,001472	0,0673	0,0806	0,0911	0,1007
	h (kJ/kg)	58,8	171,1	291,6	427,7	578,9	1601,9	1735,6	1849,4	1960,2
	s (kJ/kg·K)	3,094	3,595	4,035	4,450	4,856	7,253	7,536	7,752	7,946
20	v (m ³ /kg)	0,001135	0,001200	0,001271	0,001355	0,001469	0,0466	0,0589	0,0675	0,0751
	h (kJ/kg)	59,2	171,6	292,0	428,1	579,0	1565,3	1717,7	1840,0	1954,8
	s (kJ/kg·K)	3,094	3,595	4,035	4,449	4,854	7,087	7,431	7,664	7,864
30	v (m ³ /kg)	0,001134	0,001199	0,001269	0,001355	0,001465	0,001659	0,0367	0,0436	0,0492
	h (kJ/kg)	60,1	172,4	292,9	428,8	579,4	751,3	1675,4	1818,7	1942,7
	s (kJ/kg·K)	3,092	3,593	4,036	4,447	4,851	5,264	7,253	7,526	7,743

40	v (m3/kg)	0,001133	0,001198	0,001268	0,001350	0,001461	0,001649	0,0251	0,0314	0,0361
	h (kJ/kg)	61,0	173,3	293,7	429,5	579,8	750,4	1623,0	1794,2	1928,8
	s (kJ/kg·K)	3,091	3,592	4,032	4,445	4,849	5,258	7,088	7,414	7,650
50	v (m3/kg)	0,001133	0,001197	0,001266	0,001348	0,001457	0,001637	0,0176	0,0239	0,0282
	h (kJ/kg)	61,9	174,2	294,5	430,2	580,2	749,7	1556,4	1766,7	1913,4
	s (kJ/kg·K)	3,09	3,59	4,03	4,44	4,85	5,58	6,91	7,31	7,57
60	v (m3/kg)	0,001131	0,001196	0,001265	0,001346	0,001453	0,001628	0,0120	0,0188	0,0228
	h (kJ/kg)	62,8	175,0	295,3	430,9	580,6	749,1	1461,8	1736,1	1896,6
	s (kJ/kg·K)	3,089	3,589	4,029	4,442	4,843	5,248	6,692	7,220	7,500
75	v (m3/kg)	0,00113	0,00119	0,00126	0,00134	0,00145	0,00161	0,00208	0,01359	0,0174
	h (kJ/kg)	64,1	176,3	296,6	431,9	581,2	748,3	982,1	1683,9	1869,1
	s (kJ/kg·K)	3,087	3,587	4,027	4,439	4,839	5,241	5,718	7,081	7,405
100	v (m3/kg)	0,001128	0,001191	0,001259	0,001337	0,001439	0,001595	0,001952	0,0	0,01188
	h (kJ/kg)	66,3	178,5	298,6	433,8	582,4	747,5	964,8	1572,9	1818,8
	s (kJ/kg·K)	3,084	3,584	4,023	4,435	4,833	5,230	5,673	6,829	7,261
150	v (m3/kg)	0,001125	0,001186	0,001252	0,001328	0,001423	0,001562	0,001825		0,006513
	h (kJ/kg)	70,7	182,8	302,8	437,4	584,9	746,8	948,4	1248,8	1704,3
	s (kJ/kg·K)	3,078	3,578	4,016	4,426	4,822	5,211	5,622	6,302	6,997
200	v (m3/kg)	0,001121	0,001182	0,001246	0,001317	0,001408	0,001535	0,001751	0,002314	0,004091
	h (kJ/kg)	75,1	187,2	307,0	441,2	587,8	747,0	939,9	1223,5	1583,5
	s (kJ/kg·K)	3,071	3,571	4,009	4,418	4,811	5,194	5,587	6,125	6,752

300	v (m ³ /kg)	0,001113	0,001172	0,001234	0,001302	0,001384	0,001492	0,001656	0,001957	0,0026
	h (kJ/kg)	83,9	195,9	315,4	448,9	593,8	749,4	932,0	1173,4	1443,5
	s (kJ/kg·K)	3,060	3,559	3,996	4,403	4,791	5,166	5,537	5,996	6,466
400	v (m ³ /kg)	0,001107	0,001164	0,001223	0,001288	0,001363	0,001459	0,001593	0,001808	0,002182
	h (kJ/kg)	92,7	204,7	324,0	456,9	600,5	753,4	929,6	1154,4	1388,1
	s (kJ/kg·K)	3,048	3,548	3,983	4,388	4,774	5,142	5,500	5,926	6,335
500	v (m ³ /kg)	0,001101	0,001156	0,001213	0,001274	0,001345	0,001431	0,001546	0,001716	0,00198
	h (kJ/kg)	101,5	213,4	332,6	465,1	607,7	758,4	930,4	1145,6	1360,6
	s (kJ/kg·K)	3,037	3,536	3,971	4,375	4,757	5,121	5,470	5,880	6,254

TABLA F.4: CARACTERÍSTICAS TERMODINÁMICAS DEL METANOL COMPRIMIDO ³⁴

³⁴ Perrys Chemical Engineers Handbook Tabla 2-284, pag 303

ANEXO G

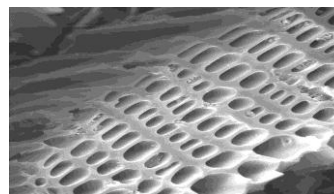
ACTICARBONE AC35 GRANULAR ACTIVATED CARBON

DAFA/DCA

June 2004 rev. 3

► ORIGIN

Coconut shell steam activated carbon



► APPLICATIONS

Air purification treatment
Filters for protection masks

► TECHNICAL SPECIFICATIONS

METHODS	SPECIFICATIONS	VALUES	UNIT
ASTM D2867	MOISTURE AS PACKED	6 max	%
ASTM D3467	CTC INDEX	65 min	%
U.S. sieve	PARTICLE + 4 mesh (4,75 mm)	5 max	%
U.S. sieve	- 8 mesh (2,36 mm)	5 max	%
U.S. sieve	- 10 mesh (2,00 mm)	1 max	%

► TYPICAL PROPERTIES

(Referred to the last 2 years production)

METHODS	SPECIFICATIONS	VALUES	UNIT
ASTM D3802	HARDNESS	95	%
ASTM D2854	APPARENT DENSITY	450.00	Kg/cm ³
ASTM D3838	pH AQUEOUS EXTRACT	9.5-10.5	
ASTM D2866	TOTAL ASH	Max. 8	%
AWWA B604	IODINE NUMBER INDEX	950	mg/g
N2 BET	SURFACE AREA	950	m ² /g
-	PORE VOLUME	0.40	cm ³ /g
	SPECIFIC HEAT	0.7	KJ/Kg°K

PACKING

Bulk in tanker trucks

Bags by 20 Kgs – pallets by 540 Kgs with plastic wrapping

Big Bags by 500-550 kgs



PIC16F87X

28/40-pin 8-Bit CMOS FLASH Microcontrollers

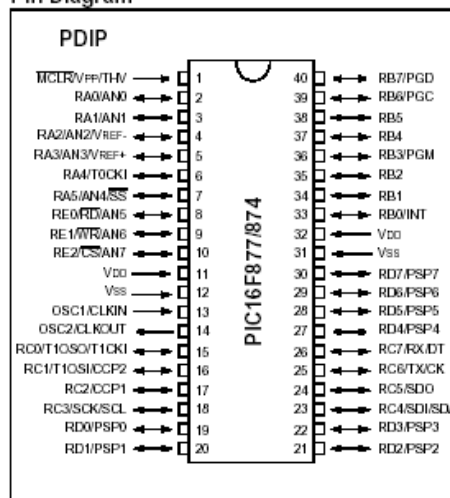
Devices Included in this Data Sheet:

- PIC16F873
- PIC16F874
- PIC16F876
- PIC16F877

Microcontroller Core Features:

- High-performance RISC CPU
- Only 35 single word instructions to learn
- All single cycle instructions except for program branches which are two cycle
- Operating speed: DC - 20 MHz clock input
DC - 200 ns instruction cycle
- Up to 8K x 14 words of FLASH Program Memory,
Up to 368 x 8 bytes of Data Memory (RAM)
Up to 256 x 8 bytes of EEPROM data memory
- Pinout compatible to the PIC16C73B/74B/76/77
- Interrupt capability (up to 14 sources)
- Eight level deep hardware stack
- Direct, indirect and relative addressing modes
- Power-on Reset (POR)
- Power-up Timer (PWRT) and
Oscillator Start-up Timer (OST)
- Watchdog Timer (WDT) with its own on-chip RC
oscillator for reliable operation
- Programmable code-protection
- Power saving SLEEP mode
- Selectable oscillator options
- Low-power, high-speed CMOS FLASH/EEPROM
technology
- Fully static design
- In-Circuit Serial Programming™ (ICSP) via two
pins
- Single 5V In-Circuit Serial Programming capability
- In-Circuit Debugging via two pins
- Processor read/write access to program memory
- Wide operating voltage range: 2.0V to 5.5V
- High Sink/Source Current: 25 mA
- Commercial and Industrial temperature ranges
- Low-power consumption:
 - < 2 mA typical @ 5V, 4 MHz
 - 20 µA typical @ 3V, 32 kHz
 - < 1 µA typical standby current

Pin Diagram

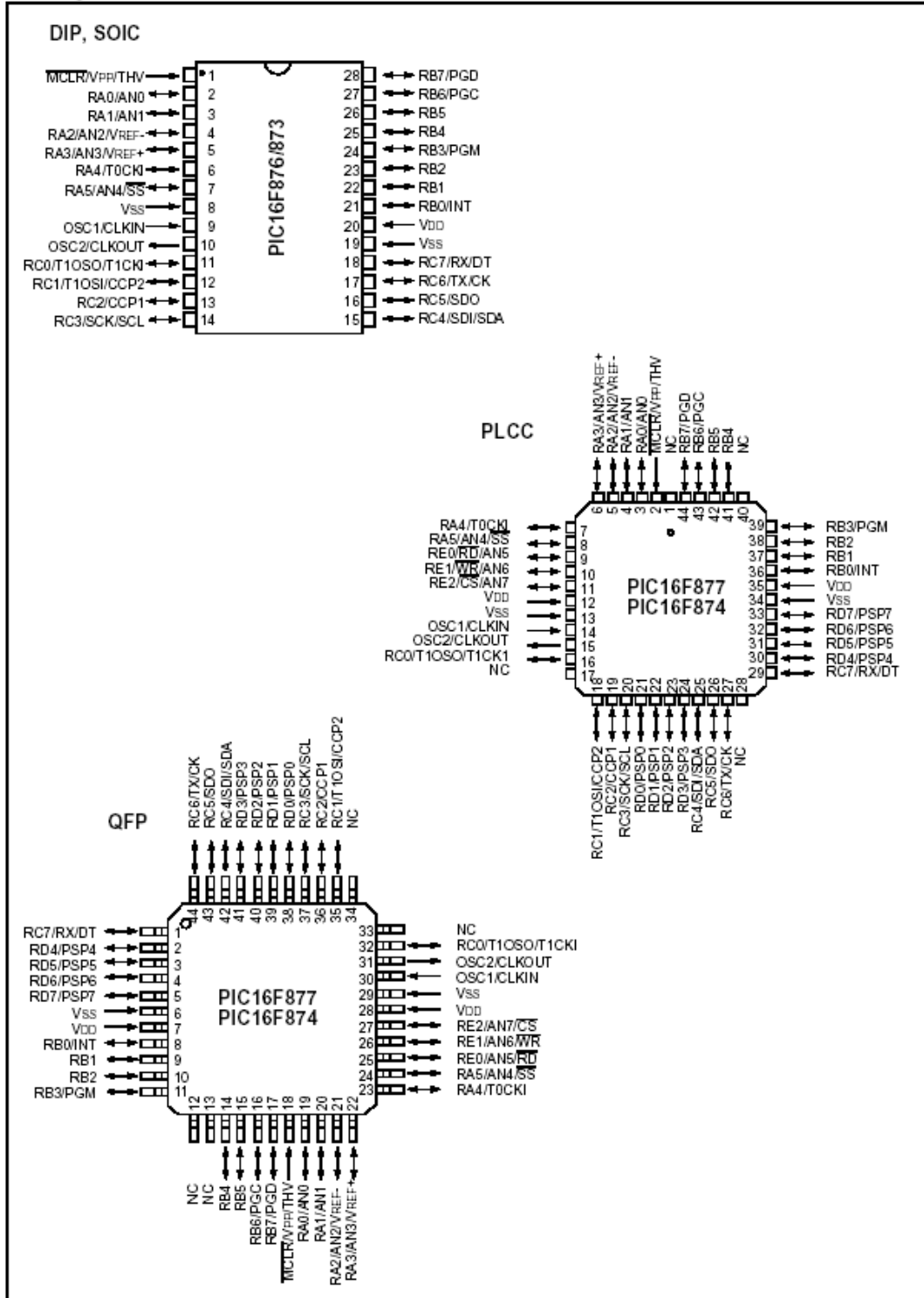


Peripheral Features:

- Timer0: 8-bit timer/counter with 8-bit prescaler
- Timer1: 16-bit timer/counter with prescaler,
can be incremented during sleep via external
crystal/clock
- Timer2: 8-bit timer/counter with 8-bit period
register, prescaler and postscaler
- Two Capture, Compare, PWM modules
 - Capture is 16-bit, max. resolution is 12.5 ns
 - Compare is 16-bit, max. resolution is 200 ns
 - PWM max. resolution is 10-bit
- 10-bit multi-channel Analog-to-Digital converter
- Synchronous Serial Port (SSP) with SPI™ (Master
Mode) and I²C™ (Master/Slave)
- Universal Synchronous Asynchronous Receiver
Transmitter (USART/SCI) with 9-bit address
detection
- Parallel Slave Port (PSP) 8-bits wide, with
external RD, WR and CS controls (40/44-pin only)
- Brown-out detection circuitry for
Brown-out Reset (BOR)

PIC16F87X

Pin Diagrams

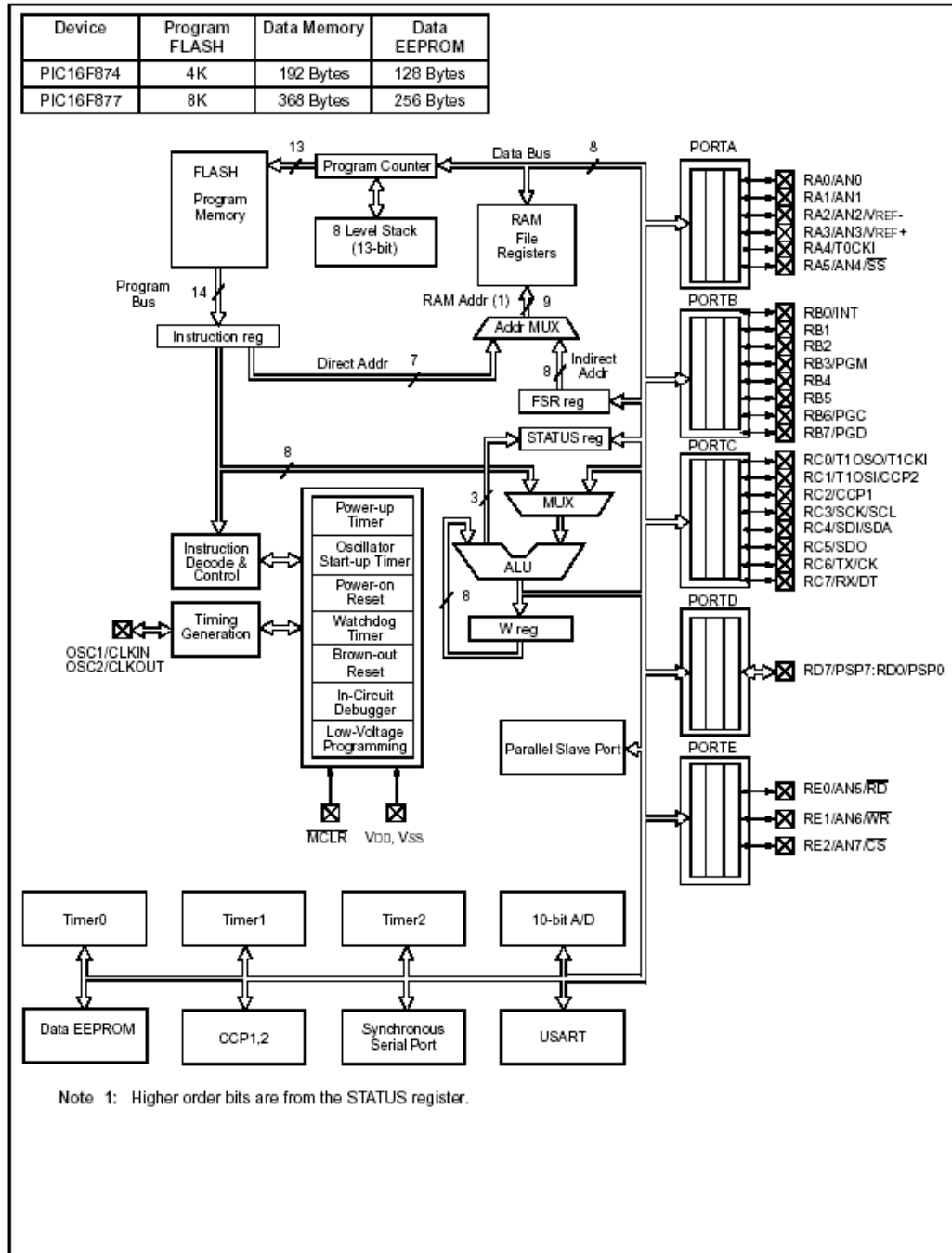


PIC16F87X

Key Features PICmicro™ Mid-Range Reference Manual (DS33023)	PIC16F873	PIC16F874	PIC16F876	PIC16F877
Operating Frequency	DC - 20 MHz	DC - 20 MHz	DC - 20 MHz	DC - 20 MHz
Resets (and Delays)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)	POR, BOR (PWRT, OST)
FLASH Program Memory (14-bit words)	4K	4K	8K	8K
Data Memory (bytes)	192	192	368	368
EEPROM Data Memory	128	128	256	256
Interrupts	13	14	13	14
I/O Ports	Ports A,B,C	Ports A,B,C,D,E	Ports A,B,C	Ports A,B,C,D,E
Timers	3	3	3	3
Capture/Compare/PWM modules	2	2	2	2
Serial Communications	MSSP, USART	MSSP, USART	MSSP, USART	MSSP, USART
Parallel Communications	—	PSP	—	PSP
10-bit Analog-to-Digital Module	5 input channels	8 input channels	5 input channels	8 input channels
Instruction Set	35 Instructions	35 Instructions	35 Instructions	35 Instructions

PIC16F87X

FIGURE 1-2: PIC16F874 AND PIC16F877 BLOCK DIAGRAM



PIC16F87X

TABLE 1-2: PIC16F874 AND PIC16F877 PINOUT DESCRIPTION

Pin Name	DIP Pin#	PLCC Pin#	QFP Pin#	I/O/P Type	Buffer Type	Description
OSC1/CLKIN	13	14	30	I	ST/CMOS ⁽⁴⁾	Oscillator crystal input/external clock source input.
OSC2/CLKOUT	14	15	31	O	—	Oscillator crystal output. Connects to crystal or resonator in crystal oscillator mode. In RC mode, OSC2 pin outputs CLK-OUT which has 1/4 the frequency of OSC1, and denotes the instruction cycle rate.
MCLR/VPP/THV	1	2	18	I/P	ST	Master clear (reset) input or programming voltage input or high voltage test mode control. This pin is an active low reset to the device.
RA0/AN0	2	3	19	I/O	TTL	PORTA is a bi-directional I/O port. RA0 can also be analog input0 RA1 can also be analog input1 RA2 can also be analog input2 or negative analog reference voltage RA3 can also be analog input3 or positive analog reference voltage RA4 can also be the clock input to the Timer0 timer/counter. Output is open drain type. RA5 can also be analog input4 or the slave select for the synchronous serial port.
RA1/AN1	3	4	20	I/O	TTL	
RA2/AN2/REF-	4	5	21	I/O	TTL	
RA3/AN3/REF+	5	6	22	I/O	TTL	
RA4/T0CKI	6	7	23	I/O	ST	
RA5/SS/AN4	7	8	24	I/O	TTL	
RB0/INT	33	36	8	I/O	TTL/ST ⁽¹⁾	PORTB is a bi-directional I/O port. PORTB can be software programmed for internal weak pull-up on all inputs. RB0 can also be the external interrupt pin. RB3 can also be the low voltage programming input Interrupt on change pin. Interrupt on change pin. Interrupt on change pin or In-Circuit Debugger pin. Serial programming clock. Interrupt on change pin or In-Circuit Debugger pin. Serial programming data.
RB1	34	37	9	I/O	TTL	
RB2	35	38	10	I/O	TTL	
RB3/PGM	36	39	11	I/O	TTL	
RB4	37	41	14	I/O	TTL	
RB5	38	42	15	I/O	TTL	
RB6/PGC	39	43	16	I/O	TTL/ST ⁽²⁾	
RB7/PGD	40	44	17	I/O	TTL/ST ⁽²⁾	
RC0/T1OSO/T1CKI	15	16	32	I/O	ST	PORTC is a bi-directional I/O port. RC0 can also be the Timer1 oscillator output or a Timer1 clock input. RC1 can also be the Timer1 oscillator input or Capture2 input/Compare2 output/PWM2 output. RC2 can also be the Capture1 input/Compare1 output/PWM1 output. RC3 can also be the synchronous serial clock input/output for both SPI and I ² C modes. RC4 can also be the SPI Data In (SPI mode) or data I/O (I ² C mode). RC5 can also be the SPI Data Out (SPI mode). RC6 can also be the USART Asynchronous Transmit or Synchronous Clock. RC7 can also be the USART Asynchronous Receive or Synchronous Data.
RC1/T1OSI/CCP2	16	18	35	I/O	ST	
RC2/CCP1	17	19	36	I/O	ST	
RC3/SCK/SCL	18	20	37	I/O	ST	
RC4/SDI/SDA	23	25	42	I/O	ST	
RC5/SDO	24	26	43	I/O	ST	
RC6/TX/CK	25	27	44	I/O	ST	
RC7/RX/DT	26	29	1	I/O	ST	

Legend: I = input O = output I/O = input/output P = power
 — = Not used TTL = TTL input ST = Schmitt Trigger input

- Note 1: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured as an external interrupt.
 2: This buffer is a Schmitt Trigger input when used in serial programming mode.
 3: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured as general purpose I/O and a TTL input when used in the Parallel Slave Port mode (for interfacing to a microprocessor bus).
 4: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured in RC oscillator mode and a CMOS input otherwise.

PIC16F87X

TABLE 1-2: PIC16F874 AND PIC16F877 PINOUT DESCRIPTION (CONTINUED)

Pin Name	DIP Pin#	PLCC Pin#	QFP Pin#	I/O/P Type	Buffer Type	Description	
RD0/PSP0	19	21	38	I/O	ST/TTL ⁽³⁾	PORTD is a bi-directional I/O port or parallel slave port when interfacing to a microprocessor bus.	
RD1/PSP1	20	22	39	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD2/PSP2	21	23	40	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD3/PSP3	22	24	41	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD4/PSP4	27	30	2	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD5/PSP5	28	31	3	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD6/PSP6	29	32	4	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RD7/PSP7	30	33	5	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		
RE0/ \overline{RD} /AN5	8	9	25	I/O	ST/TTL ⁽³⁾	PORTE is a bi-directional I/O port. RE0 can also be read control for the parallel slave port, or analog input5.	
RE1/ \overline{WR} /AN6	9	10	26	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		RE1 can also be write control for the parallel slave port, or analog input6.
RE2/ \overline{CS} /AN7	10	11	27	I/O	ST/TTL ⁽³⁾		RE2 can also be select control for the parallel slave port, or analog input7.
VSS	12,31	13,34	6,29	P	—	Ground reference for logic and I/O pins.	
VDD	11,32	12,35	7,28	P	—	Positive supply for logic and I/O pins.	
NC	—	1,17,28,40	12,13,33,34		—	These pins are not internally connected. These pins should be left unconnected.	

Legend: I = input O = output I/O = input/output P = power
 — = Not used TTL = TTL input ST = Schmitt Trigger input

- Note 1: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured as an external interrupt.
 2: This buffer is a Schmitt Trigger input when used in serial programming mode.
 3: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured as general purpose I/O and a TTL input when used in the Parallel Slave Port mode (for interfacing to a microprocessor bus).
 4: This buffer is a Schmitt Trigger input when configured in RC oscillator mode and a CMOS input otherwise.

2.0 MEMORY ORGANIZATION

There are three memory blocks in each of these PICmicro MCUs. The Program Memory and Data Memory have separate buses so that concurrent access can occur and is detailed in this section. The EEPROM data memory block is detailed in Section 4.0.

Additional information on device memory may be found in the PICmicro™ Mid-Range Reference Manual, (DS33023).

2.1 Program Memory Organization

The PIC16F87X devices have a 13-bit program counter capable of addressing an 8K x 14 program memory space. The PIC16F877/876 devices have 8K x 14 words of FLASH program memory and the PIC16F873/874 devices have 4K x 14. Accessing a location above the physically implemented address will cause a wrap-around.

The reset vector is at 0000h and the interrupt vector is at 0004h.

FIGURE 2-1: PIC16F877/876 PROGRAM MEMORY MAP AND STACK

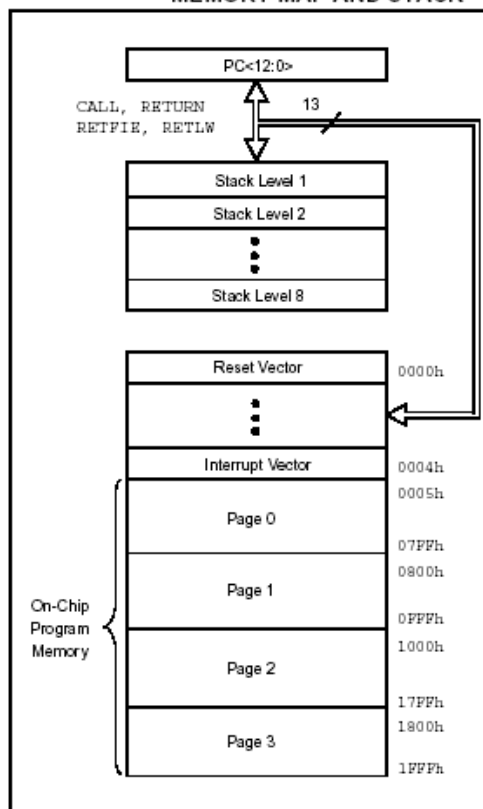
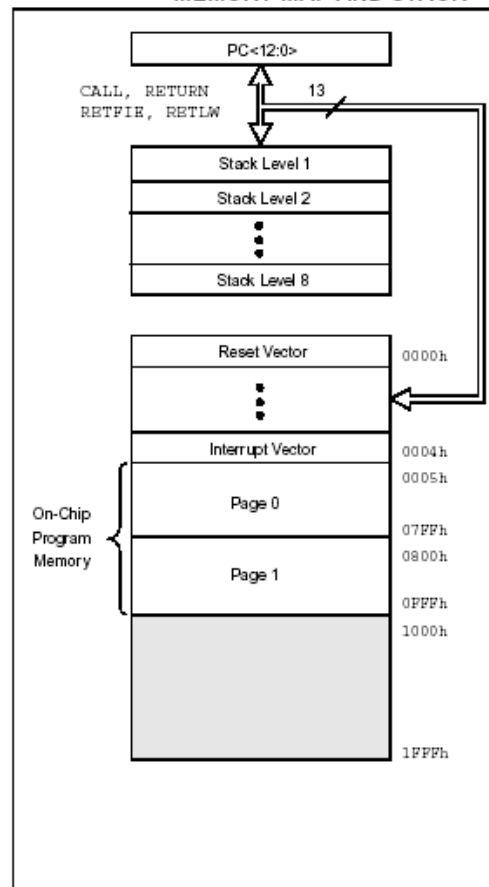


FIGURE 2-2: PIC16F874/873 PROGRAM MEMORY MAP AND STACK



PIC16F87X

2.2 Data Memory Organization

The data memory is partitioned into multiple banks which contain the General Purpose Registers and the Special Function Registers. Bits RP1 (STATUS<6>) and RP0 (STATUS<5>) are the bank select bits.

RP1:RP0	Bank
00	0
01	1
10	2
11	3

Each bank extends up to 7Fh (128 bytes). The lower locations of each bank are reserved for the Special Function Registers. Above the Special Function Registers are General Purpose Registers, implemented as static RAM. All implemented banks contain Special Function Registers. Some "high use" Special Function Registers from one bank may be mirrored in another bank for code reduction and quicker access.

Note: EEPROM Data Memory description can be found in Section 4.0 of this Data Sheet

2.2.1 GENERAL PURPOSE REGISTER FILE

The register file can be accessed either directly, or indirectly through the File Select Register FSR.

FIGURE 2-3: PIC16F877/876 REGISTER FILE MAP

						File Address	
Indirect addr. ^(*)	00h	Indirect addr. ^(*)	80h	Indirect addr. ^(*)	100h	Indirect addr. ^(*)	180h
TMR0	01h	OPTION_REG	81h	TMR0	101h	OPTION_REG	181h
PCL	02h	PCL	82h	PCL	102h	PCL	182h
STATUS	03h	STATUS	83h	STATUS	103h	STATUS	183h
FSR	04h	FSR	84h	FSR	104h	FSR	184h
PORTA	05h	TRISA	85h		105h		185h
PORTB	06h	TRISB	86h	PORTB	106h	TRISB	186h
PORTC	07h	TRISC	87h		107h		187h
PORTD ^(*)	08h	TRISD ^(*)	88h		108h		188h
PORTE ^(*)	09h	TRISE ^(*)	89h		109h		189h
PCLATH	0Ah	PCLATH	8Ah	PCLATH	10Ah	PCLATH	18Ah
INTCON	0Bh	INTCON	8Bh	INTCON	10Bh	INTCON	18Bh
PIR1	0Ch	PIE1	8Ch	EEDATA	10Ch	EECON1	18Ch
PIR2	0Dh	PIE2	8Dh	EEADR	10Dh	EECON2	18Dh
TMR1L	0Eh	PCON	8Eh	EEDATH	10Eh	Reserved ⁽²⁾	18Eh
TMR1H	0Fh		8Fh	EEADRH	10Fh	Reserved ⁽²⁾	18Fh
T1CON	10h		90h	General Purpose Register 16 Bytes	110h	General Purpose Register 16 Bytes	190h
TMR2	11h	SSPCON2	91h		111h		191h
T2CON	12h	PR2	92h		112h		192h
SSPBUF	13h	SSPADD	93h		113h		193h
SSPCON	14h	SSPSTAT	94h		114h		194h
CCPR1L	15h		95h		115h		195h
CCPR1H	16h		96h		116h		196h
CCP1CON	17h		97h		117h		197h
RCSTA	18h	TXSTA	98h		118h		198h
TXREG	19h	SPBRG	99h		119h		199h
RCREG	1Ah		9Ah		11Ah		19Ah
CCPR2L	1Bh		9Bh		11Bh		19Bh
CCPR2H	1Ch		9Ch		11Ch		19Ch
CCP2CON	1Dh		9Dh		11Dh		19Dh
ADRESH	1Eh	ADRESL	9Eh		11Eh		19Eh
ADCON0	1Fh	ADCON1	9Fh		11Fh		19Fh
General Purpose Register 96 Bytes	20h	General Purpose Register 80 Bytes	A0h	General Purpose Register 80 Bytes	120h	General Purpose Register 80 Bytes	1A0h
	7Fh		EFh		16Fh		1EFh
Bank 0		Bank 1		Bank 2		Bank 3	
		accesses 70h-7Fh	F0h	accesses 70h-7Fh	170h	accesses 70h - 7Fh	1F0h
			FFh		17Fh		1FFh

Unimplemented data memory locations, read as '0'.
 * Not a physical register.
Note 1: These registers are not implemented on 28-pin devices.
2: These registers are reserved, maintain these registers clear.



November 2000

LM35 Precision Centigrade Temperature Sensors

General Description

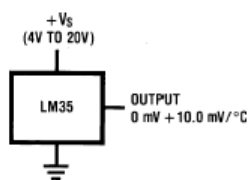
The LM35 series are precision integrated-circuit temperature sensors, whose output voltage is linearly proportional to the Celsius (Centigrade) temperature. The LM35 thus has an advantage over linear temperature sensors calibrated in ° Kelvin, as the user is not required to subtract a large constant voltage from its output to obtain convenient Centigrade scaling. The LM35 does not require any external calibration or trimming to provide typical accuracies of $\pm 1/4^\circ\text{C}$ at room temperature and $\pm 3/4^\circ\text{C}$ over a full -55 to $+150^\circ\text{C}$ temperature range. Low cost is assured by trimming and calibration at the wafer level. The LM35's low output impedance, linear output, and precise inherent calibration make interfacing to readout or control circuitry especially easy. It can be used with single power supplies, or with plus and minus supplies. As it draws only $60\ \mu\text{A}$ from its supply, it has very low self-heating, less than 0.1°C in still air. The LM35 is rated to operate over a -55° to $+150^\circ\text{C}$ temperature range, while the LM35C is rated for a -40° to $+110^\circ\text{C}$ range (-10° with improved accuracy). The LM35 series is available pack-

aged in hermetic TO-46 transistor packages, while the LM35C, LM35CA, and LM35D are also available in the plastic TO-92 transistor package. The LM35D is also available in an 8-lead surface mount small outline package and a plastic TO-220 package.

Features

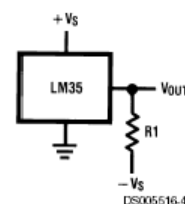
- Calibrated directly in ° Celsius (Centigrade)
- Linear $+10.0\ \text{mV}/^\circ\text{C}$ scale factor
- 0.5°C accuracy guaranteeable (at $+25^\circ\text{C}$)
- Rated for full -55° to $+150^\circ\text{C}$ range
- Suitable for remote applications
- Low cost due to wafer-level trimming
- Operates from 4 to 30 volts
- Less than $60\ \mu\text{A}$ current drain
- Low self-heating, 0.08°C in still air
- Nonlinearity only $\pm 1/4^\circ\text{C}$ typical
- Low impedance output, $0.1\ \Omega$ for 1 mA load

Typical Applications



DS005516-3

FIGURE 1. Basic Centigrade Temperature Sensor
($+2^\circ\text{C}$ to $+150^\circ\text{C}$)



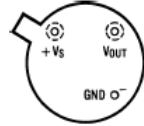
DS005516-4

Choose $R_1 = -V_S/50\ \mu\text{A}$
 $V_{\text{OUT}} = +1,500\ \text{mV}$ at $+150^\circ\text{C}$
 $= +250\ \text{mV}$ at $+25^\circ\text{C}$
 $= -550\ \text{mV}$ at -55°C

FIGURE 2. Full-Range Centigrade Temperature Sensor

Connection Diagrams

TO-46
Metal Can Package*



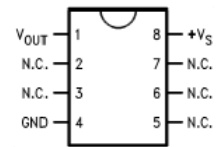
BOTTOM VIEW
DS000516-1

*Case is connected to negative pin (GND)

Order Number LM35H, LM35AH, LM35CH, LM35CAH or LM35DH

See NS Package Number H03H

SO-8
Small Outline Molded Package

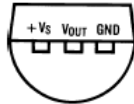


DS000516-21

N.C. = No Connection

Top View
Order Number LM35DM
See NS Package Number M08A

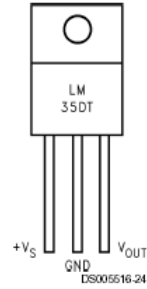
TO-92
Plastic Package



BOTTOM VIEW
DS000516-2

Order Number LM35CZ,
LM35CAZ or LM35DZ
See NS Package Number Z03A

TO-220
Plastic Package*



DS000516-24

*Tab is connected to the negative pin (GND).

Note: The LM35DT pinout is different than the discontinued LM35DP.

Order Number LM35DT
See NS Package Number TA03F

Absolute Maximum Ratings (Note 10)

If Military/Aerospace specified devices are required, please contact the National Semiconductor Sales Office/Distributors for availability and specifications.

Supply Voltage	+35V to -0.2V
Output Voltage	+6V to -1.0V
Output Current	10 mA
Storage Temp.:	
TO-46 Package,	-60°C to +180°C
TO-92 Package,	-60°C to +150°C
SO-8 Package,	-65°C to +150°C
TO-220 Package,	-65°C to +150°C
Lead Temp.:	
TO-46 Package,	
(Soldering, 10 seconds)	300°C

TO-92 and TO-220 Package, (Soldering, 10 seconds)	260°C
SO Package (Note 12)	
Vapor Phase (60 seconds)	215°C
Infrared (15 seconds)	220°C
ESD Susceptibility (Note 11)	2500V
Specified Operating Temperature Range: T_{MIN} to T_{MAX} (Note 2)	
LM35, LM35A	-55°C to +150°C
LM35C, LM35CA	-40°C to +110°C
LM35D	0°C to +100°C

Electrical Characteristics

(Notes 1, 6)

Parameter	Conditions	LM35A			LM35CA			Units (Max.)
		Typical	Tested Limit (Note 4)	Design Limit (Note 5)	Typical	Tested Limit (Note 4)	Design Limit (Note 5)	
Accuracy (Note 7)	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.2	± 0.5		± 0.2	± 0.5	± 1.0	$^\circ\text{C}$
	$T_A = -10^\circ\text{C}$	± 0.3			± 0.3		± 1.0	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MAX}$	± 0.4	± 1.0		± 0.4	± 1.0	± 1.5	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{MIN}$	± 0.4	± 1.0		± 0.4		± 1.5	$^\circ\text{C}$
Nonlinearity (Note 8)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 0.18		± 0.35	± 0.15		± 0.3	$^\circ\text{C}$
Sensor Gain (Average Slope)	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	+10.0	+9.9, +10.1		+10.0		+9.9, +10.1	mV/°C
Load Regulation (Note 3) $0 \leq I_L \leq 1$ mA	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.4	± 1.0		± 0.4	± 1.0		mV/mA
	$T_{MIN} \leq T_A \leq T_{MAX}$	± 0.5		± 3.0	± 0.5		± 3.0	mV/mA
Line Regulation (Note 3)	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.01	± 0.05		± 0.01	± 0.05		mV/V
	$4V \leq V_S \leq 30V$	± 0.02		± 0.1	± 0.02		± 0.1	mV/V
Quiescent Current (Note 9)	$V_S = +5V, +25^\circ\text{C}$	56	67		56	67		μA
	$V_S = +5V$	105		131	91		114	μA
	$V_S = +30V, +25^\circ\text{C}$	56.2	68		56.2	68		μA
	$V_S = +30V$	105.5		133	91.5		116	μA
Change of Quiescent Current (Note 3)	$4V \leq V_S \leq 30V, +25^\circ\text{C}$	0.2	1.0		0.2	1.0		μA
	$4V \leq V_S \leq 30V$	0.5		2.0	0.5		2.0	μA
Temperature Coefficient of Quiescent Current		+0.39		+0.5	+0.39		+0.5	$\mu\text{A}/^\circ\text{C}$
Minimum Temperature for Rated Accuracy	In circuit of <i>Figure 1</i> , $I_L = 0$	+1.5		+2.0	+1.5		+2.0	$^\circ\text{C}$
Long Term Stability	$T_J = T_{MAX}$, for 1000 hours	± 0.08			± 0.08			$^\circ\text{C}$

Electrical Characteristics

(Notes 1, 6)

Parameter	Conditions	LM35			LM35C, LM35D			Units (Max.)
		Typical	Tested Limit (Note 4)	Design Limit (Note 5)	Typical	Tested Limit (Note 4)	Design Limit (Note 5)	
Accuracy, LM35, LM35C (Note 7)	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.4	± 1.0		± 0.4	± 1.0		$^\circ\text{C}$
	$T_A = -10^\circ\text{C}$	± 0.5			± 0.5		± 1.5	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{\text{MAX}}$	± 0.8	± 1.5		± 0.8		± 1.5	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{\text{MIN}}$	± 0.8		± 1.5	± 0.8		± 2.0	$^\circ\text{C}$
Accuracy, LM35D (Note 7)	$T_A = +25^\circ\text{C}$				± 0.6	± 1.5		$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{\text{MAX}}$				± 0.9		± 2.0	$^\circ\text{C}$
	$T_A = T_{\text{MIN}}$				± 0.9		± 2.0	$^\circ\text{C}$
Nonlinearity (Note 8)	$T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$	± 0.3		± 0.5	± 0.2		± 0.5	$^\circ\text{C}$
Sensor Gain (Average Slope)	$T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$	+10.0	+9.8, +10.2		+10.0		+9.8, +10.2	mV/ $^\circ\text{C}$
Load Regulation (Note 3) $0 \leq I_L \leq 1 \text{ mA}$	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.4	± 2.0		± 0.4	± 2.0		mV/mA
	$T_{\text{MIN}} \leq T_A \leq T_{\text{MAX}}$	± 0.5		± 5.0	± 0.5		± 5.0	mV/mA
Line Regulation (Note 3)	$T_A = +25^\circ\text{C}$	± 0.01	± 0.1		± 0.01	± 0.1		mV/V
	$4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$	± 0.02		± 0.2	± 0.02		± 0.2	mV/V
Quiescent Current (Note 9)	$V_S = +5\text{V}, +25^\circ\text{C}$	56	80		56	80		μA
	$V_S = +5\text{V}$	105		158	91		138	μA
	$V_S = +30\text{V}, +25^\circ\text{C}$	56.2	82		56.2	82		μA
	$V_S = +30\text{V}$	105.5		161	91.5		141	μA
Change of Quiescent Current (Note 3)	$4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}, +25^\circ\text{C}$	0.2	2.0		0.2	2.0		μA
	$4\text{V} \leq V_S \leq 30\text{V}$	0.5		3.0	0.5		3.0	μA
Temperature Coefficient of Quiescent Current		+0.39		+0.7	+0.39		+0.7	$\mu\text{A}/^\circ\text{C}$
Minimum Temperature for Rated Accuracy	In circuit of <i>Figure 1</i> , $I_L = 0$	+1.5		+2.0	+1.5		+2.0	$^\circ\text{C}$
Long Term Stability	$T_J = T_{\text{MAX}}$, for 1000 hours	± 0.08			± 0.08			$^\circ\text{C}$

Note 1: Unless otherwise noted, these specifications apply: $-55^\circ\text{C} \leq T_J \leq +150^\circ\text{C}$ for the LM35 and LM35A; $-40^\circ\text{C} \leq T_J \leq +110^\circ\text{C}$ for the LM35C and LM35CA; and $0^\circ\text{C} \leq T_J \leq +100^\circ\text{C}$ for the LM35D. $V_S = +5\text{Vdc}$ and $I_{\text{LOAD}} = 50 \mu\text{A}$, in the circuit of *Figure 2*. These specifications also apply from $+2^\circ\text{C}$ to T_{MAX} in the circuit of *Figure 1*. Specifications in boldface apply over the full rated temperature range.

Note 2: Thermal resistance of the TO-46 package is $400^\circ\text{C}/\text{W}$, junction to ambient, and $24^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to case. Thermal resistance of the TO-92 package is $180^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. Thermal resistance of the small outline molded package is $220^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. Thermal resistance of the TO-220 package is $90^\circ\text{C}/\text{W}$ junction to ambient. For additional thermal resistance information see table in the Applications section.

Note 3: Regulation is measured at constant junction temperature, using pulse testing with a low duty cycle. Changes in output due to heating effects can be computed by multiplying the internal dissipation by the thermal resistance.

Note 4: Tested Limits are guaranteed and 100% tested in production.

Note 5: Design Limits are guaranteed (but not 100% production tested) over the indicated temperature and supply voltage ranges. These limits are not used to calculate outgoing quality levels.

Note 6: Specifications in boldface apply over the full rated temperature range.

Note 7: Accuracy is defined as the error between the output voltage and $10\text{mV}/^\circ\text{C}$ times the device's case temperature, at specified conditions of voltage, current, and temperature (expressed in $^\circ\text{C}$).

Note 8: Nonlinearity is defined as the deviation of the output-voltage-versus-temperature curve from the best-fit straight line, over the device's rated temperature range.

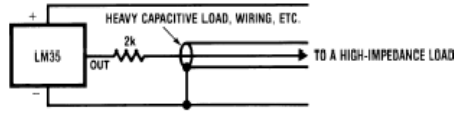
Note 9: Quiescent current is defined in the circuit of *Figure 1*.

Note 10: Absolute Maximum Ratings indicate limits beyond which damage to the device may occur. DC and AC electrical specifications do not apply when operating the device beyond its rated operating conditions. See Note 1.

Note 11: Human body model, 100 pF discharged through a $1.5 \text{ k}\Omega$ resistor.

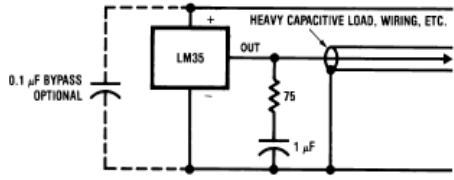
Note 12: See AN-450 "Surface Mounting Methods and Their Effect on Product Reliability" or the section titled "Surface Mount" found in a current National Semiconductor Linear Data Book for other methods of soldering surface mount devices.

Typical Applications



DS005516-19

FIGURE 3. LM35 with Decoupling from Capacitive Load



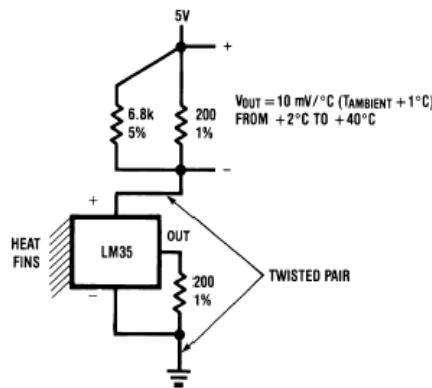
DS005516-20

FIGURE 4. LM35 with R-C Damper

CAPACITIVE LOADS

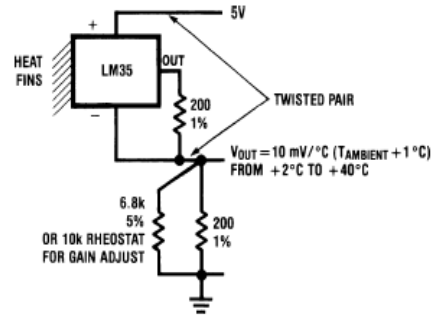
Like most micropower circuits, the LM35 has a limited ability to drive heavy capacitive loads. The LM35 by itself is able to drive 50 pf without special precautions. If heavier loads are anticipated, it is easy to isolate or decouple the load with a resistor; see Figure 3. Or you can improve the tolerance of capacitance with a series R-C damper from output to ground; see Figure 4.

When the LM35 is applied with a 200Ω load resistor as shown in Figure 5, Figure 6 or Figure 8 it is relatively immune to wiring capacitance because the capacitance forms a bypass from ground to input, not on the output. However, as with any linear circuit connected to wires in a hostile environment, its performance can be affected adversely by intense electromagnetic sources such as relays, radio transmitters, SCR transients, etc, as its wiring can act as a receiving antenna and its internal junctions can act as rectifiers. For best results in such cases, a bypass capacitor from V_{IN} to ground and a series R-C damper such as 75Ω in series with 0.2 or 1 μF from output to ground are often useful. These are shown in Figure 13, Figure 14, and Figure 16.



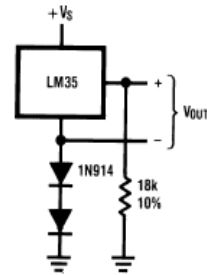
DS005516-5

FIGURE 5. Two-Wire Remote Temperature Sensor (Grounded Sensor)



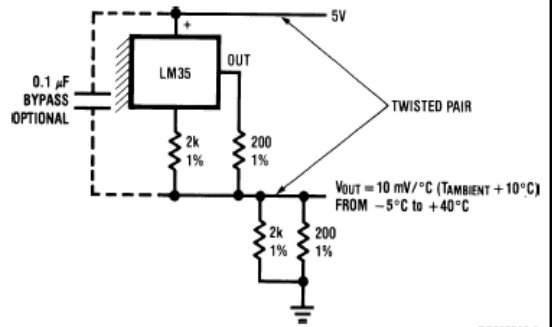
DS005516-6

FIGURE 6. Two-Wire Remote Temperature Sensor (Output Referred to Ground)



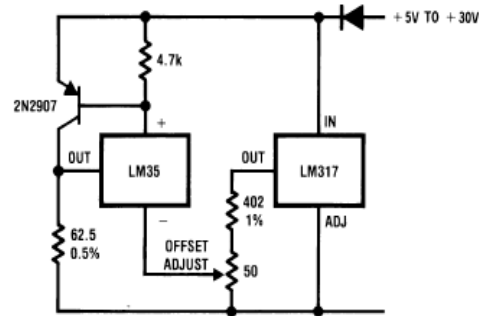
DS005516-7

FIGURE 7. Temperature Sensor, Single Supply, -55° to +150°C



DS005516-8

FIGURE 8. Two-Wire Remote Temperature Sensor (Output Referred to Ground)



DS005516-9

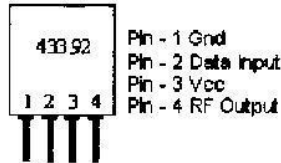
FIGURE 9. 4-To-20 mA Current Source (0°C to +100°C)

ANEXO J

CARACTERISTICAS DEL TRANSMISOR Y RECEPTOR INALAMBRICOS

TWS-434 / RWS-434
<http://www.rentron.com>

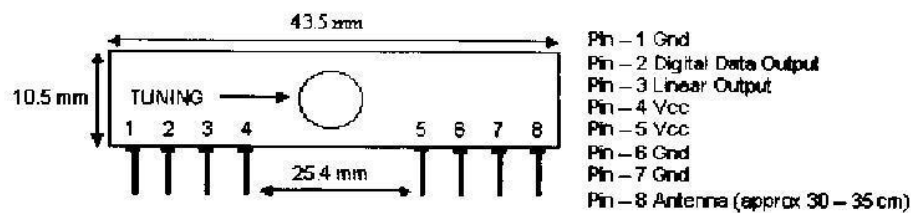
TWS-434A RF Transmitter



Frequency: 433.92MHz
Modulation: AM
Operating Voltage: 2 - 12 VDC

Symbol	Parameter	Condition	Min	Typ	Max	Unit
Vcc	Supply Voltage		2.0	-	12.0	V
I _p	Peak Current	2V / 12V	-	1.64 / 19.4	-	mA
V _h	Input High Voltage	I _{data} = 100uA (High)	V _{cc} -0.5	V _{cc}	V _{cc} +0.5	V
V _l	Input Low Voltage	I _{data} = 0 uA (Low)	-	-	0.3	V
F _o	Operating Frequency		433.90	433.92	433.94	MHz
T _r / T _f	Modulation Rise / Fall Time	External Coding	-	-	100 / 100	uS
P _o	RF Output Power – Into 50Ω	V _{cc} = 9 to 12 V V _{cc} = 5 to 6V	-	16 14	-	dBm
D _r	Data Rate	External Coding	-	2.4K	3K	Bps

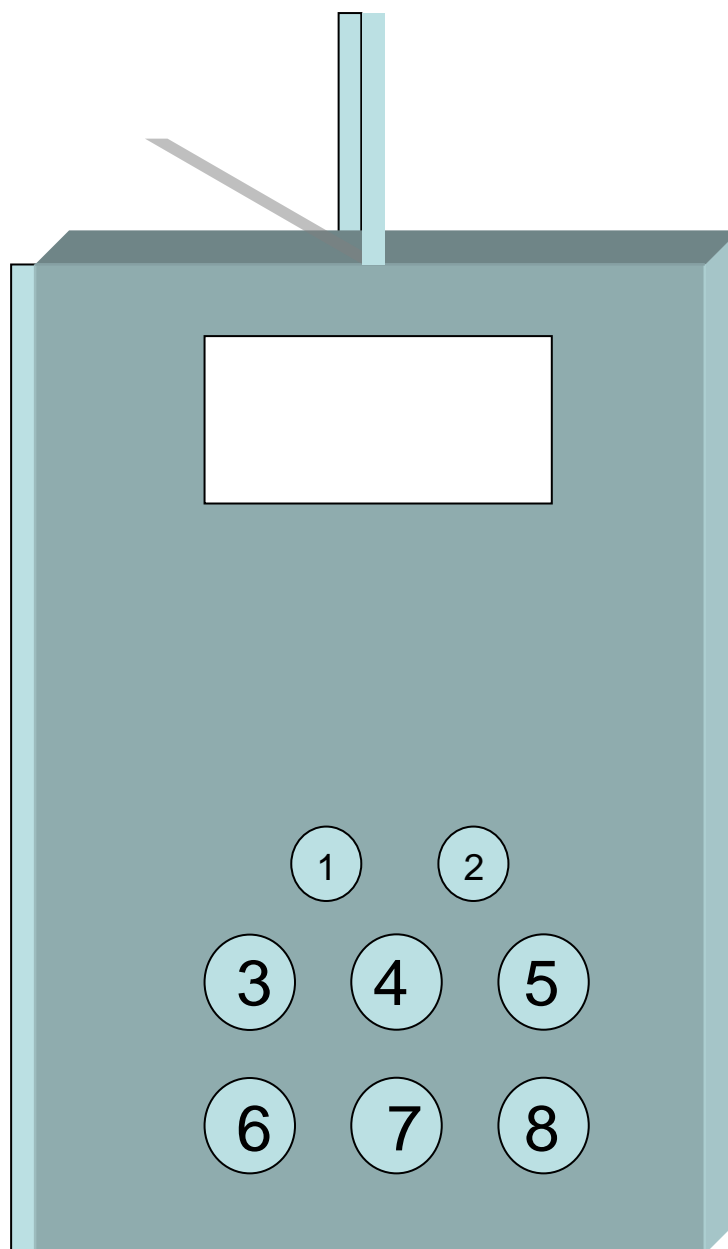
RWS-434 RF Receiver



Frequency: 433.92MHz
Modulation: AM
Operating Voltage: 4.5 - 5.5 VDC
Output: Digital & Linear

Symbol	Parameter	Condition	Min	Typ	Max	Unit
Vcc	Supply Voltage		4.5	5	5.5	V
I _t	Operating Current		-	3.5	4.5	mA
	Channel Width	+ / - 500				kHz
R _d	Data Rate				3k	Bps
V _{dat}	Data Out	I _{data} = +200 uA (High)	V _{cc} -0.5	-	V _{cc}	V
		I _{data} = -10 uA (Low)	-	-	0.3	V

ANEXO K
MODULO DE RX INALAMBRICA



1. Led rojo indicador operación.
2. Led indicador transmisión de datos.
3. Pulsador despliega datos en el LCD, como temperatura y hora
4. Pulsador de sincronización y envío de datos modulo a PC.
5. Pulsador aumento velocidad de visualización de datos en el LCD
6. Pulsador envío de posiciones de almacenamiento de datos.
7. Pulsador de selección de ubicación de datos superior.
8. Pulsador de selección de ubicación de datos inferior.

Pulsadores						Luces led		Acción
						Rojo (1)	Azul (2)	
3	4	5	6	7	8			
						Encendido	Apagado	Recepción de datos de temperatura de ese instante desde el modulo transmisor
						Apagado	Encendido	Recepción y almacenamiento de datos de temperatura enviados desde el modulo de transmisión
x						Apagado	Parpadeo	Muestra los datos de temperatura almacenados
	x					Apagado	Encendido	Esperando confirmación desde el PC para iniciar el envío de datos en forma serial
		x				Apagado	Parpadeo	Aumenta la velocidad con la que se muestran los datos
Secuencia envío de datos a PC								
	x					Apagado	Apagado	Muestra un mensaje en donde se pide continuar o cancelar el envío de datos
x						Encendido	Apagado	Cancela el envío de datos
					x	Apagado	Encendido	Esperando confirmación desde PC para iniciar el envío de datos en forma serial
Secuencia envío de datos a PC utilizando selección de datos								
			x			Apagado	Encendido	Muestra los datos de a uno
		x				Apagado	Parpadeo	Con cada pulso muestra el dato siguiente
				x		Encendido	Encendido	Selecciona el límite inferior de envío de datos
					x	Encendido	Encendido	Selecciona el límite superior de envío de datos
	x					Apagado	Encendido	Envía datos a PC
x						Encendido	Apagado	Cancela el envío de datos
Secuencia restaurar datos de memoria								
					x	Apagado	Encendido	Restaura datos de memoria y envía a PC
x						Encendido	Apagado	Cancela el envío de datos

TABLA K.1:

CODIGO FUENTE PROGRAMA RECEPTOR DE DATOS

INCLUDE "modedefs.bas"

DEFINE LCD_DREG PORTB
DEFINE LCD_DBIT 4
DEFINE LCD_RSREG PORTB
DEFINE LCD_RSBIT 2
DEFINE LCD_EREG PORTB
DEFINE LCD_EBIT 3

Tamb **VAR BYTE** : Ta **VAR BYTE**
Tcond **VAR BYTE** : Tc **VAR BYTE**
Tads **VAR BYTE** : Tp **VAR BYTE**
Tevap **VAR BYTE** : Te **VAR BYTE**

pos **VAR BYTE**
pos1 **VAR BYTE**
todo **VAR BYTE**
dato **VAR BYTE**

H **VAR BYTE**
M **VAR BYTE**
S **VAR BYTE**

aux **VAR BYTE**
aux2 **VAR BYTE**
aux3 **VAR BYTE**
aux4 **VAR BYTE**
cpu **VAR BYTE**
ver **VAR BYTE**

mostrar **VAR** portc.5
enviarpc **VAR** portd.3
velocidad **VAR** portd.2
enviarpos **VAR** portc.6
inferior **VAR** portc.7
superior **VAR** portc.3
led1 **VAR** portd.5
led2 **VAR** portd.4

inicio:

HIGH led1

LOW led2

LCDOUT \$fe,\$80, "RECIBIENDO DATOS"

SERIN portd.1,n2400,["todo"],todo
SERIN portd.1,n2400,["uno"],Tamb
SERIN portd.1,n2400,["dos"],Tevap


```
SERIN portd.1,n2400,["tres"],Tads
SERIN portd.1,n2400,["cuatro"],Tcond
SERIN portd.1,n2400,["pos"],pos
SERIN portd.1,n2400,["HORA"],H
SERIN portd.1,n2400,["MINUTO"],M
```

```
IF Tevap<$33 THEN
Te = 10-((5*Tevap)/25)
ELSE
Te = ((5*Tevap)/25)-10
ENDIF
```

```
Tp = ((5*Tads)/10)-2
Tc = (5*Tcond)/25
Ta = (5*Tamb)/25
```

```
IF mostrar=0 THEN GOSUB mostrar1
IF enviarpc=0 THEN GOSUB enviarpc1
IF enviarpos=0 THEN GOTO enviarpos1
```

```
LCDOUT $fe,$c0,"Ta=", DEC Ta, "oC "
```

```
IF Tevap<$33 THEN
LCDOUT $fe,$cb,"Te=", "-",DEC Te, "oC"
ELSE
LCDOUT $fe,$cb,"Te=",DEC Te, "oC"
ENDIF
```

```
LCDOUT $fe,$94,"Tp=", DEC Tp, "oC "
LCDOUT $fe,$9f,"Tc=", DEC Tc, "oC "
LCDOUT $fe,$d4,"DATOS=", DEC pos, " "
LCDOUT $FE,$DF,DEC2 H,":",DEC2 M
```

```
GOTO inicio
```

```
recibirtodo:
```

```
LOW led1
HIGH led2
LCDOUT $fe,1, "RECIBIENDO..."
SERIN portd.1,n2400,["pos"],pos
```

```
FOR pos=1 TO pos
LCDOUT $fe,1,"DATOS RESTANTES"
LCDOUT $fe,$C0,DEC pos-pos1
SERIN portd.1,n2400,["temp"],dato
WRITE pos1, dato
NEXT
```

```
LOW led2
WRITE 0,pos1
RETURN
```

recibirhora:

```
LOW led1
HIGH led2
SERIN portd.1,n2400,["pos1"],pos1
FOR aux=pos1 TO pos
  LCDOUT $fe,1,"DATOS RESTANTES"
  LCDOUT $fe,$C0,DEC pos-aux
  SERIN portd.1,n2400,["temp"],dato
  WRITE aux, dato
NEXT
```

```
LOW led2
WRITE 0,pos1
RETURN
```

mostrar1:

```
LOW led1
FOR pos=1 TO pos
  HIGH led2
  READ pos1, dato
  LCDOUT $fe,1, "D",DEC pos1, "=", DEC dato
  IF ver=1 THEN LCDOUT $fe,1, "Hora","=", DEC dato
  IF ver=2 THEN LCDOUT $fe,1, "Minuto","=", DEC dato
  IF ver=3 THEN dato = (5*Tamb)/25 : LCDOUT $fe,1, "Tamb= ", DEC dato
  , "oC"
  IF ver=5 THEN dato = ((5*Tads)/10)-2 : LCDOUT $fe,1, "Tp= ", DEC dato
  , "oC"
  IF ver=6 THEN dato = (5*Tcond)/25 : LCDOUT $fe,1, "Tcond= ", DEC dato
  , "oC"
  IF ver=4 AND dato<$33 THEN dato = 10-((5*Tevap)/25): LCDOUT $fe,1,
  "Tevap= ","-", DEC dato,"oC"
  IF ver=4 AND dato>$33 THEN dato = ((5*Tevap)/25)-10: LCDOUT $fe,1,
  "Tevap= ", DEC dato,"oC"

  IF ver=7 THEN ver=1
  IF aux=0 THEN GOSUB pausa1
  IF aux=1 THEN GOSUB pausa2
  LOW led2
  IF aux=0 THEN GOSUB pausa1
  IF aux=1 THEN GOSUB pausa2
NEXT
RETURN
```

enviarpc1:

```
LCDOUT $fe,1  
LOW led1  
GOSUB restaurar  
HIGH led2  
LCDOUT $fe,$c0, "ENVIANDO A PC"
```

```
SERIN portc.2,n2400,cpu  
SEROUT portc.3,n2400,[#pos]  
PAUSE 100  
LCDOUT $fe,1, "ENVIANDO"  
SERIN portc.2,n2400,cpu  
FOR pos1=aux2 TO aux3  
  READ pos1, dato  
  LCDOUT $fe,1, "D",DEC pos1, "=", DEC dato  
  SEROUT portc.3,n2400,[#dato]  
  PAUSE 100  
  SERIN portc.2,n2400,cpu  
NEXT  
LOW led2  
RETURN
```

enviarpos1:

```
GOSUB mostrar1  
GOTO pausa3
```

pausa1:

```
IF velocidad=0 THEN  
  PAUSE 100  
ELSE  
  PAUSE 400  
ENDIF  
RETURN
```

pausa2:

```
IF aux=1 AND inferior=0 THEN aux2=pos1:HIGH led1  
IF aux=1 AND superior=0 THEN aux3=pos1: LCDOUT $fe,1 : GOTO pausa3  
IF velocidad=1 THEN GOTO pausa2  
IF velocidad=0 THEN PAUSE 100  
RETURN
```

pausa3:

```
LCDOUT $fe,$80, "Pinf = ",DEC aux2  
LCDOUT $fe,$c0, "Psup = ",DEC aux3  
LCDOUT $fe,$94, "cont?"  
IF mostrar=0 THEN GOTO limpiar  
IF enviarpc=0 THEN GOTO enviarpc1  
GOTO pausa3
```

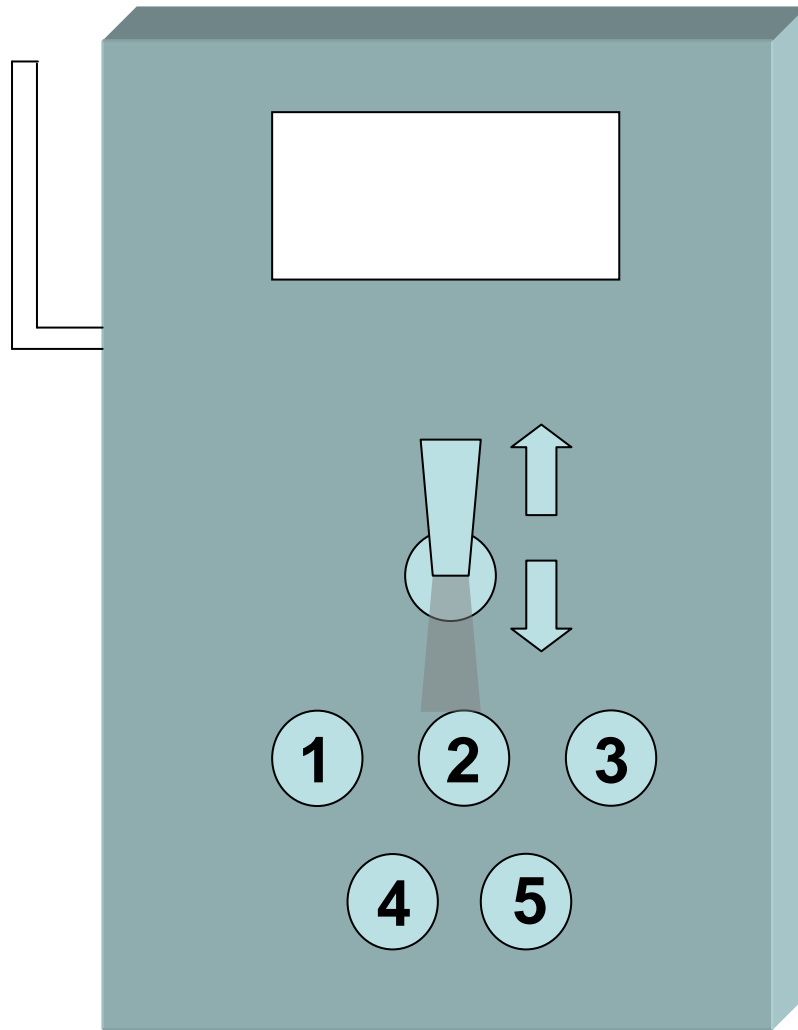
restaurar:

```
LCDOUT $fe,1, "Restaurar/Cancelar?"  
IF superior=0 THEN READ 0,pos : LCDOUT $fe,1, "Datos = ",DEC pos:  
PAUSE 100:RETURN  
IF mostrar=0 THEN GOTO limpiar  
PAUSE 100  
GOTO restaurar
```

rebote:

```
IF mostrar=0 THEN  
GOTO rebote  
ELSE  
RETURN  
ENDIF
```

MODULO DE TX INALAMBRICA



Selector posición arriba muestra la hora de toma de datos.

Selector posición abajo muestra la temperatura de los sensores de la maquina.

1. Pulsador guarda los datos de temperatura de ese instante.
2. Pulsador Muestra los datos en el LCD los datos almacenados en memoria.
3. Pulsador envía todos los datos de los sensores de toda la maquina al modulo de almacenamiento.
4. Pulsador configuración de la hora y minutos del reloj

Selector	Pulsadores					Acción
	1	2	3	4	5	
arriba						Muestra hora actual
arriba				x		Incrementa el valor de las horas
arriba					x	Incrementa el valor de los minutos
arriba	x					Guardar datos de temperatura en ese instante
arriba		x				Muestra los datos de temperatura almacenados
arriba			x			Envía inalámbricamente todos los datos de temperatura almacenados
abajo						Muestra las temperaturas de cada elemento del modulo
abajo	x					Guardar datos de temperatura en ese instante
abajo			x			Guarda y envía inalámbricamente los datos de temperatura de ese instante
abajo				x		Borra los datos de temperatura almacenados
abajo					x	Restaura los datos de temperatura almacenados

CODIGO FUENTE PROGRAMA TRANSMISOR DE DATOS

INCLUDE "modedefs.bas"

DEFINE LCD_DREG PORTB
DEFINE LCD_DBIT
DEFINE LCD_RSREG PORTB
DEFINE LCD_RSBIT 2
DEFINE LCD_EREG PORTB
DEFINE LCD_EBIT 3

DEFINE ADC_BITS 8
DEFINE ADC_CLOCK 3
DEFINE ADC_SAMPLEUS 50
TRISA = 255
ADCON1 = 2

Tamb **VAR BYTE** : Ta **VAR BYTE**
Tcond **VAR BYTE** : Tc **VAR BYTE**
Tads **VAR BYTE** : Tp **VAR BYTE**
Tevap **VAR BYTE** : Te **VAR BYTE**

pos **VAR BYTE**
pos1 **VAR BYTE**
dato **VAR BYTE**
aux **VAR BYTE**
aux2 **VAR BYTE**
H **VAR BYTE**
M **VAR BYTE**
S **VAR BYTE**
todo **VAR BYTE**
ver **VAR BYTE**

guardar **VAR** portc.5
mostrar **VAR** portd.3
enviar **VAR** PORTc.7
minutos **VAR** portd.2
horas **VAR** portc.6
reloj **VAR** portc.4

INICIO:

FOR H=0 **TO** 23
 FOR M=0 **TO** 59
 FOR S=0 **TO** 59

ADCIN 0, Tamb
 ADCIN 1, Tevap
 ADCIN 3, Tcond
 ADCIN 4, Tads

```
IF Tevap<$33 THEN  
    Te = 10-((5*Tevap)/25)  
    ELSE  
    Te = ((5*Tevap)/25)-10  
ENDIF
```

```
Tp = ((5*Tads)/10)-2  
Tc = (5*Tcond)/25  
Ta = (5*Tamb)/25
```

```
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"todo",todo]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"uno",Tamb]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"dos",Tevap]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"tres",Tads]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"cuatro",Tcond]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"pos",aux2]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"HORA",H]  
SEROUT portd.0,n2400,[$FF,$FF,"MINUTO",M]
```

```
IF reloj=0 THEN LCDOUT $FE,1,"HORA ACTUAL": LCDOUT $FE,$C4,DEC2  
H,":",DEC2 M,":",DEC2 S : PAUSE 500 : LCDOUT $FE,$C90,DEC2 H," ",DEC2  
M," ",DEC2 S: PAUSE 240
```

```
IF reloj=1 THEN LCDOUT $fe,1,"Ta=", DEC Ta, "oC" : LCDOUT  
$fe,$c0,"Tp=", DEC Tp, "oC" : LCDOUT $fe,$c9,"Tc=", DEC Tc, "oC"
```

```
IF Tevap<$38 AND reloj=1 THEN LCDOUT $fe,$89,"Te=", "-",DEC Te, "oC" :  
PAUSE 500
```

```
IF Tevap>$38 AND reloj=1 THEN LCDOUT $fe,$89,"Te=",DEC Te, "oC"  
:PAUSE 500
```

```
IF guardar=1 THEN :GOSUB guardar1  
IF mostrar=0 THEN :GOSUB mostrar1
```

```
IF ENVIAR=0 THEN todo=1:GOSUB enviartodo  
IF M=0 AND S=0 AND aux=0 THEN todo=2 :GOSUB enviarhora  
IF reloj=1 AND enviar=0 THEN todo=2 : GOSUB enviarhora
```

```
IF reloj=1 AND horas=0 THEN LCDOUT $fe,1,"BORRADO", DEC Tamb :  
pos=1
```

```
IF reloj=1 THEN : READ 0,pos : LCDOUT $fe,1,"RESTAURADO"
```

```
IF minutos=1 AND reloj=0 THEN GOSUB incmin  
IF horas=0 AND reloj=0 THEN GOSUB inchora
```

```
NEXT  
NEXT  
NEXT
```


incmin:

M=M+1

PAUSE 300

IF M>=60 THEN M=0

LCDOUT \$FE,1,"HORA ACTUAL": LCDOUT \$FE,\$C4,DEC2 H,":",DEC2 M,":",DEC2 S

IF minutos=1 THEN GOTO incmin

IF minutos=0 THEN RETURN

inchora:

H=H+1

PAUSE 300

IF H>=24 THEN H=0

LCDOUT \$FE,1,"HORA ACTUAL": LCDOUT \$FE,\$C4,DEC2 H,":",DEC2 M,":",DEC2 S

IF horas=0 THEN GOTO inchora

IF horas=1 THEN RETURN

SELECTOR:

SEROUT portd.0,n2400,[\$FF,\$FF,"todo",todo]

PAUSE 1000

RETURN

enviartodo:

LCDOUT \$fe,1,"ENVIANDO..."

SEROUT portd.0,n2400,[\$FF,\$FF,"pos",aux2]

PAUSE 2000

FOR pos=1 TO aux

READ pos, dato

LCDOUT \$fe,1,"DATOS RESTANTES"

LCDOUT \$fe,\$C0,DEC aux2-pos1

PAUSE 1000

SEROUT portd.0,n2400,[\$FF,\$FF,"temp",dato]

NEXT

RETURN

enviarhora:

GOSUB guardar1

SEROUT portd.0,n2400,[\$FF,\$FF,"pos",aux2]

PAUSE 2000

FOR aux=pos TO aux

READ aux, dato

LCDOUT \$fe,1,"DATOS RESTANTES"

LCDOUT \$fe,\$C0,DEC aux2-aux

PAUSE 1000

SEROUT portd.0,n2400,[\$FF,\$FF,"temp",dato]

NEXT

RETURN

guardar1:

```
LCDOUT $fe,1, "GUARDAR"  
WRITE pos, H:pos=pos+1  
WRITE pos, M:pos=pos+1  
WRITE pos, Tamb:pos=pos+1  
WRITE pos, Tevap:pos=pos+1  
WRITE pos, Tads :pos=pos+1  
WRITE pos, Tcond: pos=pos+1  
WRITE 0,pos  
aux2= pos-1  
PAUSE 200  
RETURN
```

mostrar1:

```
FOR pos=1 TO aux  
  READ pos, dato  
  IF ver=1 THEN LCDOUT $fe,1, "Hora","=", DEC dato  
  IF ver=2 THEN LCDOUT $fe,1, "Minuto","=", DEC dato  
  IF ver=3 THEN dato = (5*Tamb)/25 : LCDOUT $fe,1, "Tamb= ", DEC dato  
  , "oC"  
  IF ver=5 THEN dato = ((5*Tads)/10)-2 : LCDOUT $fe,1, "Tp= ", DEC dato , "oC"  
  IF ver=6 THEN dato = (5*Tcond)/25 : LCDOUT $fe,1, "Tcond= ", DEC dato  
  , "oC"  
  IF ver=4 AND dato<$33 THEN dato = 10-((5*Tevap)/25): LCDOUT $fe,1,  
  "Tevap= ","-", DEC dato, "oC"  
  IF ver=4 AND dato>$33 THEN dato = ((5*Tevap)/25)-10: LCDOUT $fe,1,  
  "Tevap= ", DEC dato, "oC"  
  PAUSE 500  
  ver=ver+1  
  IF ver=7 THEN ver=1  
  NEXT  
RETURN  
END
```

ANEXO L
CARACTERISTICAS DE LOS ACEROS INOXIDABLES

AISI (UNS)	Resistencia tensil máxima (MPa)	Resistencia a la cedencia (MPa)	Elongación en 50mm (%)	Características y aplicaciones típicas
303 (S30300)	550-620	240-260	53-50	Productos de maquinas de roscar, flechas, válvulas, pernos, bujes y tuercas, acoplamientos para aeronaves, remaches, tornillos, prisioneros.
304 (S30400)	565-620	240-290	60-55	Equipo químico y de procesamiento de alimentos, equipo para cervecerías, recipientes criogenicos, canalones, tubos de descenso, botaguas
316 (S31600)	550-590	210-290	60-55	Elevada resistencia a la corrosión y alta resistencia a la cedencia: Equipo para manejar productos químicos y pulpas, equipo fotográfico, cubas para brandy, piezas de fertilizantes, marmitas de cocción de salsa de tomate y tinas de fermentación
410 (S41000)	480-520	240-310	35-25	Piezas para maquinaria, flechas de bombas, pernos, bujes, rampas para carbón, cuchillería, implementos de pesca, herrajes, piezas de motor a chorro, maquinaria para la industria minera, cañones para rifles, tornillos y válvulas
416 (S41600)	480-520	275	30-20	Acoplamientos para aeronaves, pernos, tuercas, insertos para extintores de incendio, remaches y tornillos.

Tabla L.1: Propiedades mecánicas a temperatura ambiente y aplicaciones típicas de aceros inoxidables recocidos seleccionados

Propiedades Eléctricas	
Resistividad Eléctrica (μOhmcm)	70-72
Propiedades Físicas	
Densidad (g cm^{-3})	7,93
Punto de Fusión (C)	1400-1455
Propiedades Mecánicas	
Alargamiento (%)	<60
Dureza Brinell	160-190
Impacto Izod (J m^{-1})	20-136
Módulo de Elasticidad (GPa)	190-210
Resistencia a la Tracción (MPa)	460-1100
Propiedades Térmicas	
Coeficiente de Expansión Térmica @20-100C ($\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$)	18,0
Conductividad Térmica a 23C ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	16,3

Tabla L.2: Acero Inoxidable AISI 304 Información de Material
Fe/Cr18/Ni10³⁵

Tipo de acero propiedades	AISI 420 13% Cromo	AISI 430 18% Cromo	AISI 304 13% Cr y 8%Ni
Magnetismo	Si	Si	No
Resistencia a la oxidación	En contacto con la atmosfera	Usos interiores presenta problemas en exteriores	Excelente
Dilatación térmica	Casi igual al acero de bajo carbono	Casi igual al acero de bajo carbono	1.5 superior al acero de bajo carbono
Conductividad térmica	Mitad que la del acero de bajo carbono	Mitad que la del acero de bajo carbono	Triple que la del acero de bajo carbono
Soldabilidad	Baja	Media	Excelente

Tabla L.3: Comparación de algunos tipos de acero inoxidable³⁶

³⁵ http://www.goodfellow.com/csp/active/static/S/Acero_Inoxidable_-_AISI_304.HTML

³⁶ http://www.tdr.cesca.es/TESIS_UPC/AVAILABLE/TDX-0512103-122109//02CAPITULO1.pdf

Metal de base	Electrodo recubierto AWS o nombre común	Electrodo desnudo y varilla - AWS o nombre común
AISI	(UNS)	AWS A5.4
304 (S30400)	E 308(1) (W30810)	ER 308(1) (S30880)
304L (S30403)	E 308L (W30813)	ER 308L (S30883)
309 (S30900)	E 309(1) (W30910)	ER 309(1) (S30980)
310 (S31000)	E 310 (W31010)	ER 310 (S31080)
316 (S31600)	E 316(1) (W31610)	ER 316(1) (S31680)
316L (S31603)	E 316L (W31613)	ER 316L (S31683)
317 (S31700)	E 317(1) (S31780)	ER 317(1) (31780)
317L (31703)	E 317L (W31713)	ER 317L (S31783)
317 LM (S31725)	(3)	(3)
321 (S32100)	E 347 (W34710)	ER 321 (S52180)
347 (S34700)	E 347 (W34710)	ER 347 (S34780)
Aleación 904L (N08904)	(3)	(3)
Aleación 254 SMO(2) (S31254)	(3)	(3)
AL-6XN(2) (N08367)	(3)	(3)
1925 hMo(2) (N08926)	(3)	(3)
25-6 Mo(2) (N08926)	(3)	(3)

20 MO-6(2) (N08026)	(3)	(3)
20Cb-3(2) (N08020)	E 320LR (W88022)	ER 320LR (N08022)
FUNDICIONES		
CF-8 (J92600)	E 308(1) (W30810)	ER 308(1) (S30880)
CF-3 (J92500)	E 308L (W30813)	ER 308L (S30883)
CF-8M (J92900)	E 316(1) (W31610)	ER 316(1) (S31680)
CF-3M (J92800)	E 316L (W31613)	ER 316L (S31683)
CN-7M (J95150)	E 320 LR (W88022)	ER 320 LR (N08022)
CK-3Mcu (S32154)	(3)	(3)
CA-6NM (J91540)	E 410 NiMo (W41016)	ER 410 NiMo (S41086)

Tabla L.4: Materiales de aporte sugeridos para la soldadura del acero inoxidable³⁷

Notas:

(1) La "L" o grado bajo en carbono o un grado estabilizado se usa siempre para una construcción soldada, excepto en algunas pocas instancias donde es más importante una dureza un poco mayor que una mejor resistencia a la corrosión.

(2) Nombre comercial

(3) Para soldar estos aceros inoxidables se usa normalmente un metal de aporte con 9% o más de molibdeno

LATACUNGA, 14 DE OCTUBRE DEL 2008

ELABORADO POR:

CORDOVA TOSCANO ANGEL LEONARDO

RUIZ ROBALINO OSCAR EDUARDO

COORDINADOR DE CARRERA

ING. MARIO JIMENEZ

SECRETARIO ABOGADO

Dr. RODRIGO VACA CORRALES