UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA Y LAS INDUSTRIAS Y

RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TÍTULO.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÓN CARBÓN ACTIVO METANOL.

Tesis de grado previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

AUTORES.

BYRON VINICIO JARAMILLO TAMAYO.
MARCO VINICIO NAGUA ANGAMARCA.

DIRECTOR.

Ing. DARWIN GIOVANNY TAPIA PERALTA.

LOJA - ECUADOR
2013

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo de investigación con el tema **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÓN DE CARBÓN ACTIVO / METANOL"**, fue desarrollado por los señores egresados: Byron Vinicio Jaramillo Tamayo y Marco Vinicio Nagua Angamarca, bajo mi supervisión, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

.....

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

DIRECTOR DE TESIS

AUTORIA

Nosotros Byron Vinicio Jaramillo Tamayo y Marco Vinicio Nagua Angamarca, declaramos ser autores del presente trabajo de tesis y eximimos expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

Adicionalmente aceptamos y autorizamos a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de nuestra tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Autores: Byron Vinicio Jaramillo Tamayo

Firma: .....

Cédula: 1104597636

Fecha: 11 de Septiembre de 2013

Autores: Marco Vinicio Nagua Angamarca

Firma: .....

Cédula: 1104117807

Fecha: 11 de Septiembre de 2013

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DE LOS AUTORES, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO

Nosotros Byron Vinicio Jaramillo Tamayo y Marco Vinicio Nagua Angamarca, declaramos ser autores de la tesis titulada "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÓN CARBÓN ACTIVO METANOL." como requisito para optar al grado de INGENIEROS EN ELECTROMECANICA, autorizamos al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero

Para constancia de esta autorización, en la Cuidad de Loja, a los 26 días del mes de julio del dos mil trece. Firman los autores

Firma: ……

Autor: Jaramillo Tamayo Byron Vinicio

Cedula: 1104597636

Dirección: Turunuma

Correo electrónico:bjaramillo88-hotmail.com

Teléfono: 2613003 **Celular:** 0991960002

Firma: ……

Autor: Marco Vinicio Nagua Angamarca

Cedula: 1104117807

Dirección: Cdla. 8 deDiciembre

Correo electrónico: mavina-@hotmail.com

Teléfono: 2588228 **Celular:**0993300053

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Tesis: Ing. Tapia Peralta Darwin Giovanny

Tribunal de Grado: Ing. Norman Augusto Jiménez León

Ing. Thuesman Estuardo Montaño Peralta

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera

AGRADECIMIENTOS

Es necesario dejar constancia de nuestro agradecimiento a la ***Universidad Nacional de Loja***, al ***Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables***, representada en cada uno de los docentes que en su momento nos brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuros profesionales. De manera especial:

Al, Ing. Darwin Tapia Peralta por haber colaborado en la realización del presente proyecto.

A nuestros familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y ánimo nos impulsaron a la culminación de nuestro Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

A DIOS sobre todas las cosas.

A nuestros Padres y hermanos, quienes con su esfuerzo y su apoyo incondicional nos permitieron terminar nuestros estudios superiores.

LOS AUTORES

Este trabajo se lo Dedico:

A DIOS nuestro Padre creador, que con su bendición guió mi camino durante la vida universitaria permitiéndome culminar exitosamente la misma previo a la obtención del título profesional.

A mis Padres, Ignacio y Wilma quienes con el esfuerzo y sacrificio de su trabajo me dieron su apoyo incondicional, facultándose como los principales pilares que me permitieron terminar mis estudios superiores.

A mi esposa Adriana, hermanas Paulina y Verónica por su carisma, apoyo y comprensión que me demostraron en todo momento.

Byron V Jaramillo T.

Este proyecto lo dedico a Dios y a mis familiares, que de una u otra manera constituyeron parte de mi formación.

De manera especial a mi Madre Fanny que ha sido mi gran motivación para el desarrollo del presente trabajo y gracias a su esfuerzo y apoyo incondicional logré culminar mis estudios universitarios.

A mi hermana que forma parte fundamental de mi vida, por haber conseguido grandes logros juntos.

A mis abuelitos por todo su cariño, educación y formación moral que supieron darme a temprana edad, para hacer de mí un hombre de bien.

Marco V. Nagua A.

IINDICE GENERAL

IINDICE GENERAL..... VII

INDICE DE FIGURAS X

INDICE DE TABLA XII

SIMBOLOGIA XIII

A. TÌTULO 1

B. RESUMEN 2

B.1. ABSTRACT.....3

C. INTRODUCCIÓN 4

C.1. OBJETIVOS.....5

c.1.1. OBJETIVO GENERAL.....5

c.1.2. ESPECÍFICOS 5

D. REVISIÓN DE LITERATURA 6

D.1. FENÓMENO DE LA ADSORCIÓN. 6

D.1.1. INTRODUCCIÓN.....6

D.1.2. FUNDAMENTOS DE LA ADSORCIÓN. 6

D.1.2.1. DEFINICIÓN.....6

D.1.3. TIPOS DE ADSORCIÓN. 6

D.1.3.1. FISISORCIÓN. 7

D.1.3.2. QUIMISORCIÓN. 7

D.1.4. PARÁMETROS DE CARACTERIZACIÓN DE LOS ADSORBENTES. 8

D.1.4.1. TAMAÑO DE PORO. 8

D.1.4.2. VOLUMEN DE PORO. 9

D.1.4.3. DISTRIBUCIÓN DE TAMAÑO DE PORO.....9

D.1.4.4. SUPERFICIE ESPECÍFICA.....9

D.1.4.5. DENSIDAD APARENTE. 9

D.1.4.6. ÍNDICE DE YODO. (DEL CARBÓN ACTIVADO).....10

D.1.4.7. ÍNDICES DE ABRASIÓN. (DEL CARBÓN ACTIVADO) 10

D.1.4.8. ÍNDICE DE AZUL DE METILENO. (DEL CARBÓN ACTIVADO).....10

D.1.5. PRINCIPALES ADSORBENTES. 10

D.1.5.1. CARBÓN ACTIVADO.....10

D.1.6. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA ADSORCIÓN. 12

D.1.7. EQUILIBRIO Y MODELOS DE LA ADSORCIÓN. 13

D.1.7.1. DEFINICIÓN Y REPRESENTACIÓN.....13

D.1.7.2. MODELOS DE EQUILIBRIO DE LA ADSORCIÓN. 15

D.1.7.2.1. MODELO DE LAGMUIR.....15

D.1.7.2.2. MODELO DE BRUNAUER-EMMETT-TELLER. (BET) 16

D.1.7.2.3. Modelos de Dubinin-Radushkevich (D-R) y Dubinin-Astakhov (D-A). 17
D.1.8. Calor de adsorción. 18
D.1.9. Desorción. 19
D.1.10. Histéresis. 19
D.2. Enfriamiento por adsorción. 22
D.2.1. Introducción. 22
D.2.2. Partes del sistema de enfriamiento por adsorción solar. 22
D.2.2.1. Evaporador. 23
D.2.2.1.1. Tubos descubiertos. 23
D.2.2.1.2. De superficie de placa. 23
D.2.2.1.3. Aleteados. 24
D.2.2.2. Condensador. 24
D.2.2.3. Generador. 25
D.2.3. Descripción del ciclo termodinámico de refrigeración por adsorción solar ideal. 25
D.2.3.1. Etapa 1 (A→B) calentamiento isotérmico (concentración constante) + presurización. 26
D.2.3.2. Etapa 2 (B→C) calentamiento y desorción + condensación del adsorbato. 27
D.2.3.3. Etapa 3 (C→D) enfriamiento isostérico despresurización. 27
D.2.3.4. Etapa 4 (D→A) enfriamiento y desorción + evaporación. 27
D.2.4. Pares de adsorción. 28
D.2.4.1. Criterios de selección del par de adsorción. 28
D.2.5. Coeficientes de rendimiento en el ciclo de refrigeración. 30
D.2.5.1. Definición del coeficiente de operación. (COP) 30
D.2.5.2. Eficiencia de Carnot. 30
D.2.5.3. Definición de la capacidad específica de enfriamiento. (specific cooling power) (SCP) 31
D.2.5.4. Definición del potencial de destrucción de la capa de ozono. (PDO) 32
D.2.5.5. Definición del potencial de calentamiento global. (PCG) 33
D.3. Energía solar. 35
D.3.1. Introducción. 35
D.3.2. Conceptos básicos sobre la radiación solar. 35
D.3.2.1. Radiación extraterrestre. (GON) 35
D.3.2.2. Radiación directa. 35
D.3.2.3. Radiación difusa. 35
D.3.2.4.. Radiación global. 35
D.3.3. Usos y aplicaciones de la energía solar. 36
D.3.4. Características del movimiento aparente del sol. 36
D.3.5. Propiedades de los materiales. 37
D.3.5.1. Absortividad. (α) 37
D.3.5.2. Emitancia. (∑) 37
D.3.5.3. Materiales transparentes. 37
D.3.6. Colector solar. 38
D.3.6.1. Definición de colector. 38
D.3.6.2. Clasificación de los colectores. 38
D.3.6.2.1. Colector de placa plana. (flat plate collector) (FPC) 39
D.3.7. Radiación solar en el Ecuador. 39
D.3.8. Instrumento de medición. 42

D.3.8.1. PIRANÓMETRO. 42

E. MATERIALES Y MÉTODOS 43

E.1. GENERALIDADES. 43
E.2. DEMANDA DEL DISEÑO. 44
E.2.1. MASA A CONGELAR. 44
E.2.2. CARGA POR PERDIDAS EN LAS PAREDES. 45
E.2.3. DETERMINACIÓN TEÓRICA DE LA MASA NECESARIA DE ADSORBENTE Y SORBATO. (CARBÓN ACTIVADO-METANOL) 54
E.2.4. DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. 57
E.2.4.1. DISEÑO DE PARTES. 57
E.2.4.1.2. CÁMARA DE CALOR. 57
E.2.3.1.3. COLECTOR SOLAR. 64
E.2.3.1.3.1. DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR. 64
E.2.3.1.3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA RESERVA DE ACEITE. 67
E.2.3.1.5. DISEÑO GENERAL DEL EVAPORADOR. 70
E.2.5. COEFICIENTES DE RENDIMIENTO EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN. 71
E.2.5.1. COEFICIENTE DE OPERACIÓN (COP) 72
E.2.5.2. EFICIENCIA CARNOT. 72
E.2.5.3. CAPACIDAD ESPECIFICA DE ENFRIAMIENTO (SCP) 73
E.2.6 CAPACIDAD DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. 73
E.2.7 RENDIMIENTO DEL COLECTOR SOLAR TIPO PLACA PLANA. 74
E.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS. 75
F.3.1. PRUEBA DE ESTANQUEIDAD 75
F.3.2. REGENERACIÓN DE LA CÁMARA ADSORBEDORA Y LLENADO DE REFRIGERANTE. 76

F. RESULTADOS 77

F.1. INSTRUMENTOS UTILIZADOS EN LAS MEDICIONES. 77
F.2. EXPERIENCIAS DEL FUNCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÓN CARBÓN ACTIVADO-METANOL. 77
F.3.4. OPERACIÓN DEL EQUIPO. 88
F.4. IMPACTO AMBIENTAL. 89
F.5. MANTENIMIENTO. 89
F.5. COSTOS. 90

G. DISCUSIÒN 91

H. CONCLUSIONES 93

I. RECOMENDACIONES 95

J. BIBLIOGRAFÍA 96

K. ANEXOS. 98

INDICE DE FIGURAS

FIG. 1: ESQUEMA DEL PROCESO DE FISISORCIÓN. 7

FIG. 2: ESQUEMA DEL PROCESO DE QUIMISORCIÓN. 8

FIG. 3: DISTRIBUCIÓN DE TAMAÑO DE PORO DE CLASES COMUNES DE ADSORBENTES. 9

FIG. 4: ESTRUCTURA DE CARBÓN ACTIVADO. 11

FIG. 5: TIPOS DE ISOTERMAS DE ADSORCIÓN. 14

FIG. 6: GRÁFICO LOGARITMO NATURAL DE LA PRESIÓN VS TEMPERATURA. 19

FIG. 7: TIPO DE CICLOS DE HISTÉRESIS DE ADSORCIÓN. 20

FIG. 8: DISEÑO COMUNES DE SERPENTINES DE TUBOS DESCUBIERTOS A) SERPENTÍN PLANO ZIGZAG B) SERPENTÍN TROMBÓN OVALADO. 23

FIG. 9: EVAPORADOR SERPENTÍN ESTÁNDAR DE PLACAS. 24

FIG. 10: CONDENSADOR DE UN REFRIGERANTE CONVENCIONAL. 25

FIG. 11: CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN EN EL DIAGRAMA DE CLAPEYRON. 25

FIG. 12: CONCENTRACIONES EN FUNCIÓN DE LA HORA DEL DÍA. 26

FIG. 13: ESQUEMA DE UN REFRIGERADOR DE CARNOT Y EL DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE CARNOT INVERTIDO. 31

FIG. 14: REACCIÓN QUÍMICA QUE OCASIONA LA DESTRUCCIÓN DE LA CAPA DE OZONO. 32

FIG. 15: MOVIMIENTO APARENTE DEL SOL EN UN PUNTO MEDIO DE LA TIERRA. 36

FIG. 16: INSOLACIÓN GLOBAL ENERO. 40

FIG. 17: INSOLACIÓN GLOBAL PROMEDIO 41

FIG. 18: ESQUEMA DE UN PIRANÓMETRO. 42

FIG. 19: CÁMARA DE EVAPORADOR. 45

FIG. 20: PARED ISOTÉRMICA CON SU CIRCUITO EQUIVALENTE. 46

FIG. 21: DIMENSIONES DEL EVAPORADOR. 48

FIG. 22: GRÁFICA DE LOS PROMEDIOS MENSUALES DE RADIACIÓN SOLAR EN CATAMAYO. 65

FIG. 23: ESQUEMA DEL EQUIPO CONSTRUIDO. 75

FIG. 24: MONITOREO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA. 78

FIG. 25: CÁMARA ADSORBEDORA. 78

FIG. 26: DEPÓSITO DE VIDRIO PARA METANOL. 79

FIG. 27: CÁMARA ADSORBEDORA CILÍNDRICA. 79

FIG. 28: DEPOSITO METÁLICO DE METANOL CON VISOR DE BRONCE-VIDRIO. 80

FIG. 29: 1ERA REGENERACIÓN DE CARBÓN ACTIVADO. 80

FIG. 30: 2DA REGENERACIÓN DEL CARBÓN ACTIVADO. 81

FIG. 31: PRUEBA DE VACÍO AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. 82

FIG. 32: DIAGRAMA DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN 83

FIG. 33: 1ER EVAPORADOR CAÑERÍA COBRE ¼" 84

FIG. 34: 2DO EVAPORADOR CAÑERÍA COBRE ½" 84

FIG. 35: CÁMARA ADSORBEDORA CILÍNDRICA. 84

FIG. 36: CÁMARA ADSORBEDORA RECTANGULAR. 85

FIG. 37: RADIACIÓN SOLAR PROMEDIA VS HORAS DEL DÍA. 86

FIG. 38: TEMPERATURA EN LA CÁMARA VS HORAS DEL DÍA. 87

FIG. 39: TEMPERATURA DEL COLECTOR VS PRESIÓN EN LA CÁMARA. 87

FIG. 40: TEMPERATURA DE LA CÁMARA VS TEMPERATURA EN EL EVAPORADOR. 88

FIG. 41: PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR. 101

FIG.42: PRUEBA AL COLECTOR SOLAR. 101

FIG. 43: PRUEBA DE VACÍO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO. 102

FIG. 44: CAÑERÍAS INTERNAS DEL REFRIGERADOR SOLAR. 103

FIG. 45: DIAGRAMA DE RECIRCULACIÓN DE ACEITE TÉRMICO. 104

FIG. 46: DIAGRAMA DE RECIRCULACIÓN DE AGUA. 105

FIG. 47: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (SEPTIEMBRE 2011) FIG. 48: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (OCTUBRE 2011) 112

FIG. 49: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (NOVIEMBRE 2011) FIG. 50: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (DICIEMBRE 2011) 112

FIG. 51: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (ENERO 2012) FIG. 52: DIAGRAMA DE RADIACIÓN SOLAR (FEBRERO 2012) 113

INDICE DE TABLA

TABLA. 1 DIFERENCIA ENTRE LA QUIMISORCIÓN Y FISISORCIÓN. 8

TABLA. 2 PROPIEDADES TÍPICAS DEL ADSORBENTE CARBÓN ACTIVADO. 12

TABLA.: 3 PROPIEDADES DEL AIRE 49

TABLA 4 CARACTERÍSTICAS DEL ADSORBENTE. (CARBÓN ACTIVADO).....55

TABLA 5 CARACTERÍSTICAS DEL ADSORBATO. (METANOL) 55

TABLA 6 CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE TÉRMICO. 67

TABLA 7: CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DEL METANOL 98

TABLA 8: TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL METANOL 99

TABLA 9: TABLA DE TIPOS DE MOVIMIENTOS DEL CALOPORTADOR. 100

TABLA 10: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (SEPTIEMBRE 2011) 106

TABLA 11: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (OCTUBRE 2011) 107

TABLA 12: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (NOVIEMBRE 2011).....108

TABLA 13: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (DICIEMBRE 2011) 109

TABLA 14: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (ENERO 2012) 110

TABLA 15: TABLA DE MONITOREO DE EFICIENCIA DEL EQUIPO SOLAR (FEBRERO 2012).....111

SIMBOLOGIA

X = cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente por unidad de masa del adsorbente

P_{ads} = presión del adsorbato

T_{ads} = temperatura del adsorbente

X= concentración, cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente por unidad de masa del adsorbente

Xsat= cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente en el límite de saturación, por unidad de masa del adsorbente

b = constante de equilibrio de adsorción para el par adsorbente-adsorbato, es una función de la temperatura del adsorbato

Psat = presión de saturación del adsorbato a la temperatura del adsorbente

W_0 = máxima capacidad de adsorción

$\rho_{metanol\ liq.}$ = densidad del adsorbato en estado líquido

$D_{D\text{-}A}$ = coeficiente de afinidad, que depende de las características del adsorbato y adsorbente.

n = exponente obtenido experimentalmente

Hg = entalpía de la combinación adsorbato-adsorbente en fase gaseosa

Ha = entalpía molar parcial del adsorbente más entalpía molar parcial del adsorbato en una solución solida

R = constante universal de los gases

$\Delta H(X)$ = entalpía de adsorción

q = entalpía de desorción o calor de adsorción

Q_{fuente} = calor entregado por la fuente

Q_s = calor disipado por el adsorbente

Q_{ad} = calor de adsorción

Q_{evap}. = suministro de enfriamiento resultado de la evaporación del refrigerante

Q_T = calor para calentar la cama adsorbente y regenerar el adsorbente.

T_{fi} = Temperatura del medio frío

T_1 = Temperatura del medio caliente

SCP = capacidad específica de enfriamiento

Q_{evap} = flujo de calor extraído por el evaporador

M_{ads} = masa total de adsorbente

E_{dr} = Efecto directo por emisiones de refrigerantes

E_{ie} = Efecto indirecto por el consumo de energía.

G_{on} = radiación extraterrestre

G_{sc} = constante solar

N = número de día en el año

m_{agua}= masa de prueba

Cp_{agua}= Calor específico del agua a presión constante de la masa de prueba

$T_{in\ agua}$ = Temperatura promedio de la masa de prueba en el sector de estudio. (Catamayo)

$T_{fi\ agua}$ = Temperatura final propuesta por el grupo de investigación.

ΔT_{agua}= (-) Incremento de temperatura que sufrirá la masa de prueba.(agua)

Q_{agua} = Calor a extraer del agua. (Evaporador)

b = espesor del aislante

T_∞ = Temperatura ambiente

T_{se} =Temperatura superficie externa

T_{si} = Temperatura superficie interna

K_{ais} = Conductividad térmica de la lana de vidrio.

h_e = Coeficiente de convección.

Nu_L = Número de Nusselt,

Ra_L = es el número de Rayleigh

Pr = Numero de Prandtl

$g =$ Aceleración de la gravedad.

$\beta =$ Coeficiente térmico de la dilatación cubica de los gases.

$v =$ Viscosidad cinemática del fluido

$\propto$ = Difusividad Térmica

L = Longitud característica de la pared.

Q_{evap} = Calor que absorbe el evaporador

$m_{metanol}$ = Masa de refrigerante (metanol)

h_{fg} = Calor latente de vaporización

m_{ads1} = Masa de adsorbente (carbón activado)

X_o= Máxima capacidad de adsorción Ecua. D-A

T_2 = Temperatura del Colector

m_{ads} = Masa adsorbente

$m_{metanol}$ = Masa metanol

$C_{P\ metanol.}$ = Calor especifico del metanol

ΔT_2 = Diferencia de Temperatura entre colector solar y temperatura ambiente

m_{acero} = Masa acero

$C_{P\ acero.}$ = Calor especifico del carbón activado

$C_{P\ carbón.}$ = Calor especifico del carbón activado

ΔT_3 = Diferencia de temperatura entre la cámara adsorbedora (T_4) y T. ambiente (T_3)

T_4= Temperatura de la cámara adsorbedora

T_3 = Temperatura promedio en el sector de estudio (Catamayo)

$Q_{evap\ refrigerante}$. = suministro de enfriamiento resultado de la evaporación del refrigerante

Q_T = calor para calentar la cama adsorbente y regenerar el adsorbente.

$Q_{T\ materiales.}$ = Carga térmica de los materiales

η_{sc} = Rendimiento del sistema colector.

η_{sf} = Rendimiento fluido transferencia de calor.

K_s = Constante solar.

t_1 = Tiempo de calentamiento de la cámara de adsorción

f_s = Factor de seguridad

$Q_{paredes\ a\ extraer.}$ = Carga térmica a extraer de las paredes

$Q_{agua.}$ = Carga térmica del agua.

$Q_{T.}$= Carga térmica total a extraer

$A_{colector}$ = Área del colector solar

$L_{colector}$ = Longitud colector solar

$Q_{cond.}$ = Carga térmica de condensador

$h_{condensacion}$ = Calor latente de condensación.

$t_{condensacion}$= Tiempo de condensación

L_{cond} = Longitud de condensador

$A_{colector}$ = Área del colector solar

$L_{colector}$ = Longitud colector solar

$Q_{evap.}$ = Carga térmica de evaporador

h_{evap} = Calor latente de evaporización.

t_{evap}= Tiempo de evaporación

L_{evap} = Longitud de evaporador.

a. TÌTULO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÓN CARBÓN ACTIVO METANOL”

b. RESUMEN

El presente estudio se enmarca al diseño, construcción y experimentación de un prototipo de refrigerador solar con ciclo de adsorción de carbón activo – metanol.

El par de adsorción carbón activado ECOK-70 y metanol, presenta diferentes constantes de la ecuación de equilibrio Dubinin Astakhov (D-A), que se determinaron mediante un equipo de obtención de isósteras, calculándose las siguientes constantes: n = 1.18, W_0 = 0.138L/kg y D_{D-A} = 3.48E-4, utilizadas en el diseño del refrigerador solar.

Para el diseño del sistema se consideró materiales y tecnología disponible en nuestra localidad, dividiéndolo en varios subsistemas, iniciando desde la parte básica funcional del refrigerador en sí, hasta su acoplamiento al sistema solar de captación de energía. El sistema de refrigeración está constituido básicamente por: un colector solar, la cámara de calor, un condensador y la cámara de frío.

b.1. ABSTRACT

This study is part of the design, construction and testing of a prototype solar cycle refrigerator activated carbon adsorption - methanol.
The pair activated carbon adsorption and methanol ECOK-70 presents different constants of the equilibrium equation Dubinin Astakhov (DA), which were determined by a procurement team isósteras, calculating the following constants: n = 1.18, W_0 = 0.138L/kg and D_{D-A} = 3.48E-4, used in the design of solar refrigerator.
For the design of the system is considered material and technology available in our town, dividing it into several subsystems, starting from the basic functional refrigerator itself, until the system coupling solar energy collection. The cooling system consists basically of: a solar collector, the heat chamber, condenser and cold chamber.

c. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de enfriamiento comúnmente son a base de compresión mecánica. En estos equipos los refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC) son los más utilizados, pero estos tienen un potencial de calentamiento global (PCG) de 1300, mientras que el CO2 emitido por los motores de combustión tiene un PCG de 1. Lo que representa ser uno de los factores que contaminan el medio ambiente.

Para contrarrestar a este fenómeno de contaminación, en los últimos años ha tomado gran interés los sistemas de refrigeración solar por adsorción ya que los refrigerantes utilizados tienen un potencial de calentamiento global PCG = 0 y un potencial de destrucción de la capa de ozono PDO = 0.

Cabe mencionar que alrededor del 10 al 20% de la electricidad producida en el mundo es consumida en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado[1]. Lo que implica que cualquier esfuerzo por mejorar la eficiencia de estos equipos o por innovar sistemas alternativos es de gran importancia.

El uso de energía solar en estos sistemas de refrigeración permitirá disminuir el consumo y gasto en energía eléctrica, lo cual reducirá las emisiones de CO2 relacionadas con la generación de electricidad. La energía solar es abundante, limpia, amigable con el ambiente y no tiene consumo de combustibles fósiles. Es importante resaltar que cuando sucede un pico en la energía solar ahí tiene el pico la carga de enfriamiento.

Por tal motivo hemos buscado analizar y determinar alternativas para mejorar los sistemas de enfriamiento que tienen como fuente principal de energía la radiación solar, tomando en cuenta los proyectos anteriormente desarrollados en nuestro centro de formación superior, se propuso construir y experimentar un nuevo sistema de refrigeración solar empleando una metodología diferente a las investigaciones anteriormente utilizados.

[1] CAMPUZANO P., María. CHIRIBOGA A., Juan, 2010. Diseño y construcción de un sistema de enfriamiento por adsorción solar. (Tesis Ing. Mecánico) Quito Ecuador, Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Mecánica. 22 p.

c.1. OBJETIVOS

c.1.1. Objetivo General

Diseñar y construir un refrigerador solar con ciclo de adsorción de Carbón Activo/Metanol.

c.1.2. Específicos

- Analizar sistemas de refrigeración en nuestro medio, que funcionen con energías alternativas y su nivel de factibilidad para ser usados en sectores no electrificados.
- Determinar alternativas para el sistema de refrigeración por adsorción debido a que su par refrigerante no incide en la contaminación del medio ambiente.
- Implementar una metodología para el diseño del refrigerador solar basado en criterios técnicos.
- Construir y experimentar el prototipo de refrigeración solar.

d. REVISIÓN DE LITERATURA

d.1. Fenómeno de la adsorción.

d.1.1. Introducción.

El fenómeno de la adsorción tiene múltiples aplicaciones en la industria de las que se destacan la limpieza de agua, extracción de humedad del aire comprimido, separación, etc. Debido a esto es conveniente conocer muy bien los fundamentos de la adsorción para poder aplicarla a la refrigeración. En el presente capitulo se describe el fenómeno de la adsorción, como también los parámetros que caracterizan a los principales adsorbentes y además el equilibrio de adsorción que es la parte fundamental para el ciclo de refrigeración.

d.1.2. Fundamentos de la adsorción.

d.1.2.1. Definición.

Se entiende como adsorción a una retención selectiva de uno o más componentes de un gas o líquido (adsorbato-metanol) en la superficie de un sólido microporoso (adsorbente-carbón activado). Así mismo se explica que la adsorción es un fenómeno dinámico por lo que las moléculas de adsorbato (metanol) están continuamente chocando con las superficies del sólido adsorbente (carbón), adsorbiendo parte de ella. El proceso inverso se lo conoce como desorción o regeneración, el cual consiste en la separación del adsorbato y el adsorbente.

Cabe mencionar que en este trabajo se hablara exclusivamente sobre la adsorción en fase gaseosa.

d.1.3. Tipos de adsorción.

Según las diferentes naturalezas de las fuerzas de atracción del adsorbato-adsorbente, pueden distinguirse dos tipos de adsorción: la fisisorción (adsorción física) y la quimisorción (adsorción química).

d.1.3.1. Fisisorción.

La fisisorción es un proceso fácilmente reversible en el cual las moléculas adsorbidas (metanol) se fijan en la superficie del adsorbente (carbón) debido a fuerzas intermoleculares de atracción conocidas como las fuerzas de Van del Waals. La sustancia adsorbida conserva su naturaleza química.

Cuando las fuerzas de atracción intermoleculares entre un sólido y un gas son mayores que las existentes entre moléculas del gas mismo, el gas se condensa sobre la superficie del sólido desprendiendo calor, aunque su presión sea menor que la presión de vapor que corresponde a la temperatura predominante. La sustancia adsorbida no penetra dentro de la red cristalina ni se disuelve en ella sino que permanece totalmente sobre la superficie. En la Fig. 1 se observa el proceso de la fisisorción.

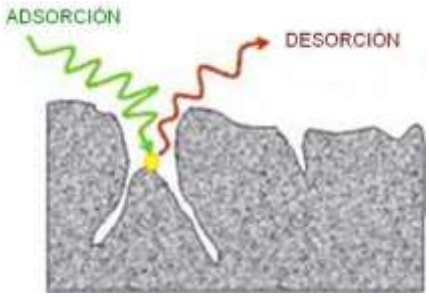


Fig. 1: Esquema del proceso de fisisorción.

d.1.3.2. Quimisorción.

La quimisorción es el resultado de la interacción química entre sólido (carbón activado) y una sustancia adsorbida (metanol). Las fuerzas intermoleculares que intervienen son de unión química, estas pueden variar considerablemente y puede suceder que no se formen compuestos químicos en el sentido usual; pero las fuerzas de adhesión son generalmente mayores que las observadas en la fisisorción. La sustancia adsorbida (metanol) sufre una transformación para dar lugar a una especie distinta. El calor liberado durante la quimisorción es comúnmente grande, este es un proceso frecuentemente irreversible. En la Fig. 2 se observa el proceso de la quimisorción.

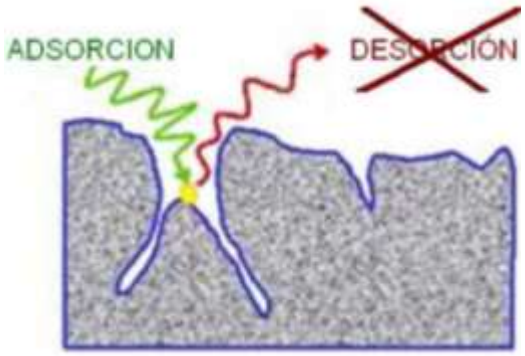


Fig. 2: Esquema del proceso de quimisorción.

Para comprender y diferenciar mejor los procesos antes mencionados en la Tabla 1 se detalla las principales características de la adsorción física y química.

Tabla. 1 Diferencia entre la Quimisorción y Fisisorción.

ADSORCIÓN FÍSICA	ADSORCIÓN QUÍMICA
Bajo calor de adsorción (dos a tres veces el calor latente de vaporización)	Alto calor de adsorción (del orden del calor de una reacción química)
Significativa a temperaturas relativamente bajas	Posible en un amplío intervalo de temperaturas
No activada	Activada
Reversible	Irreversible
No hay transferencia de electrones pero puede producir la polarización del adsorbato	Hay transferencia de electrones en formación de enlace entre al adsorbente y el adsorbato

En este trabajo efectuado al referirse a la adsorción se entenderá explícitamente que se habla sobre la fisisorción, mientras no se especifique lo contrario.

d.1.4. Parámetros de caracterización de los adsorbentes.

Entre los parámetros que caracterizan a los adsorbentes se definen los siguientes:

d.1.4.1. Tamaño de poro.

Distancia entre dos paredes opuestas del poro.

d.1.4.2. Volumen de poro.

Suma del volumen de los micros (3-50 Å), meso (50-1000 Å) y macroporos (1000-5000 Å). Se expresa generalmente en cm3/g.

d.1.4.3. Distribución de tamaño de poro.

Es una propiedad que indica la fracción de espacio dentro de una partícula ocupada por micro, meso y macroporos. (Ver Fig. 3)

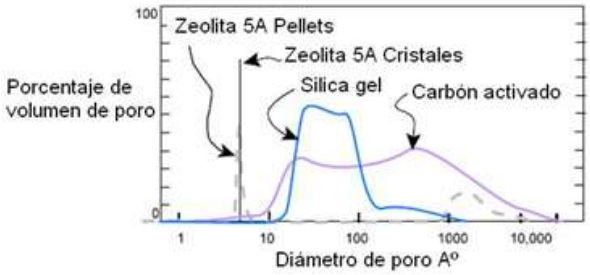


Fig. 3: Distribución de tamaño de poro de clases comunes de adsorbentes.

d.1.4.4. Superficie Específica.

Es el área disponible para la adsorción. En general mientras mayor es el área mayor es la capacidad de adsorción, aunque este parámetro por sí solo no es una base para escoger un buen adsorbente.

"La superficie especifica es una magnitud científica que permite determinar el tipo y propiedades de un sólido y está relacionado entre el área superficial total y su masa. Se expresa en m^2/g"[2]

d.1.4.5. Densidad aparente.

Es igual al peso de la cantidad de material dividido por el volumen que ocupa (ajustados por el contenido de humedad).

[2] OMENSOR Jorge, 2010, Superficie Específica Libro de Geotecnia I[En línea] [http://es.scribd.com/doc/45286934/13/SUPERFICIE-ESPECIFICA] [Consulta: 04 agosto 2011].

d.1.4.6. Índice de yodo. (del carbón activado)

Se refiere a los miligramos de solución de Yodo a 0.02 normal adsorbidos durante el ensayo descrito en la norma ASTM D4607 "Standard Test Method for Determination of Iodine Number of Activated Carbon". El número de yodo es un indicador relativo de la porosidad en un carbón activado, pero no necesariamente da una medida de la habilidad del carbón de adsorber otras especies.

d.1.4.7. Índices de abrasión. (Del carbón activado)

Es la medida de la resistencia de las partículas de carbón a una acción mecánica abrasiva obtenida mediante esferas de acero en un molino de tambor rotante.

d.1.4.8. Índice de azul de metileno. (Del carbón activado)

Se lo define como el número de mililitros de una solución estándar (0,15%) de azul de metileno, decolorados por 0,1 gramos de carbón activado.

d.1.5. Principales adsorbentes.

Las formas de presentación de los materiales comerciales son: pellets, gránulos, bloques y polvos. Entre los materiales adsorbentes más comunes se encuentra: arcillas naturales, arcillas activadas, silica gel, carbón activado, zeolita y adsorbentes polimérico.

Como ya se ha mencionado en nuestro trabajo el adsorbente es el carbón activado el mismo que se describe a continuación.

d.1.5.1. Carbón activado.

Es un carbón muy poroso que se obtiene por descomposición térmica de la materia prima de origen vegetal (madera, cáscara de coco, almendra, etc.) o de origen animal (huesos) y posterior activación con aire, vapor de agua o dióxido de carbono a elevada temperatura (700-1100 ºC), o mediante tratamientos químicos, con lo que se desarrolla una elevada superficie específica es decir.

Existen cientos de tipos de carbones activados, cada uno con propiedades diferentes. Los carbones activados pueden dividirse en dos grandes grupos: los empleados en adsorción en fase gaseosa y los utilizados en fase líquida.

La principal diferencia entre ambos consiste en la distribución de tamaño de poros. En los primeros, la mayor parte son microporos (3 a 50 A) y macroporos (1000 a 5000 A), con un volumen pequeño de mesoporos (50 a 1000 A). Los segundos presentan una cantidad importante de mesoporos, permitiendo el acceso de los líquidos a la estructura micro porosa del adsorbente.

La estructura del carbón activado se considera como una disposición irregular de micro cristales bidimensionales dispuestos en planos paralelos. Cada micro cristal está formado por átomos de carbono dispuestos hexagonalmente. (Ver Fig. 4)

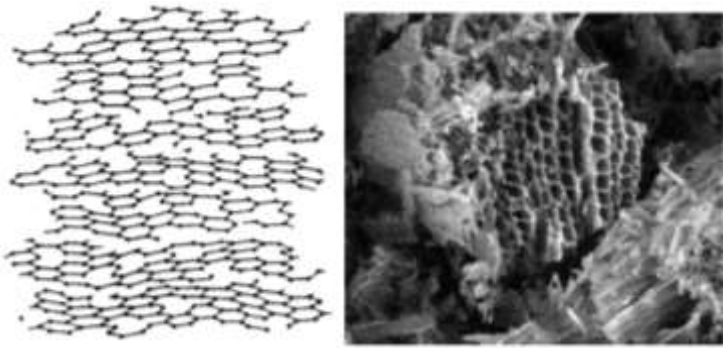


Fig. 4: Estructura de carbón activado.

Los espacios que quedan entre estos planos constituyen la estructura porosa del carbón, en la que quedara retenida las moléculas del metanol. Así mismo podemos observar en la Tabla 2 las propiedades típicas del adsorbente carbón activado.

Tabla. 2 Propiedades típicas del adsorbente carbón activado.[3]

PROPIEDADES DEL CARBÓN ACTIVADO				
	Carbón fase líquida		Carbón fase gaseosa	
Propiedades físicas	Base madera	Base carbón	Carbón Granular	Carbón Granular
Tamaño de red (Tyler)	-100	-8 +30	-4 +10	-6 +14
Número de iodo	700	950	1000	1000
Densidad (kg/m^3)	250	500	500	530
Ceniza (%)	7	8	8	4

Entre algunos tipos de carbón activado encontramos:

Carbón activado en polvo: está hecho de partículas de triturados o pulverizados carbono.

Carbón activado granular: Se lo puede encontrar en forma granular o de extruidos.

Tamiz molecular de carbón activado: presenta una distribución de tamaños de poro muy estrecha, posee la característica de diferenciar las moléculas en base a sus diferentes dimensiones moleculares.

d.1.6. Características generales de la adsorción.

La adsorción es un proceso exotérmico (libera energía), mientras que la desorción es un proceso endotérmico. Las energías típicas implicadas en el proceso están entre 8.38 a 41.87 kJ/mol, estas son del mismo orden de magnitud que los calores latentes de vaporización de los adsorbatos puros.

El fenómeno de la adsorción se caracteriza por:

- Ser un fenómeno reversible en la mayor parte de los casos.
- No trae consigo cambios de volumen en el sólido adsorbente.
- El equilibrio de la adsorción entre la fase adsorbida y la fase gaseosa de un adsorbato (asumiendo que no hay otras especies presentes) requiere de dos

[3] CAMPUZANO P., María. CHIRIBOGA A., Juan, 2010. Diseño y construcción de un sistema de enfriamiento por adsorción solar. (Tesis Ing. Mecánico) Quito Ecuador, Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Mecánica. 30

variables de estado, la presión y la temperatura usualmente, para definir el estado del sistema.

- Por regla general, a igual presión, la cantidad de gas adsorbido sobre un lecho de sólido adsorbente decrece al aumentar la temperatura, mientras que a igual temperatura, incrementos de presión conducen a incrementos en la masa adsorbida.
- La adsorción es selectiva. Algunos gases son adsorbidos extensamente, otros los son ligeramente y otros no lo son.
- La adsorción es muy rápida. Sin embargo, la velocidad de adsorción depende del grado de saturación del adsorbente; es más rápida cuando solamente una pequeña fracción del adsorbente está saturada.
- La extensión de la adsorción depende de la temperatura. Mientras mayor sea la temperatura sobre la temperatura crítica del gas, menos será este adsorbido. Depende también de la superficie del adsorbente, de aquí que, permaneciendo los otros factores constantes, mientras más poroso sea el adsorbente, mayor será su poder de adsorción.
- La extensión de la adsorción por unidad de peso de adsorbente, depende de la presión parcial del gas adsorbido. Sin embargo, el sólido al fin y al cabo se satura y naturalmente una vez que se haya alcanzado esta condición, un aumento ulterior en la presión no tendrá ningún efecto en la cantidad adsorbida.

d.1.7. Equilibrio y modelos de la adsorción.

d.1.7.1. Definición y representación.

El concepto de equilibrio de adsorción involucra la medida y correlación de la capacidad de adsorción, selectividad, y datos de regeneración. Generalmente, equilibrio es la restricción que limita a cada uno de estos factores vitales en la aplicación de la adsorción. La capacidad de adsorción es la cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente por unidad de masa del adsorbente. La siguiente ecuación expresa una función arbitraria de la presión y temperatura.

$$X = f(P, T) \qquad \text{Ecuación (1)}$$

Dónde:

X = cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente por unidad de masa del adsorbente (kg/kg)

P_{ads} = presión del adsorbato (bar)

T_{ads} = temperatura del adsorbente (K)

Las tres formas fundamentales de representar el equilibrio de adsorción en función de las variables que dependen del mismo son las siguientes:

- Presión constante (isobaras de adsorción).
- Concentración de adsorbato en el adsorbente constante (isósteras de adsorción).
- Temperatura constante (Isotermas de adsorción)

La última es la más utilizada para representar datos de equilibrio. Los diferentes tipos de isotermas se representan en la Fig. 5

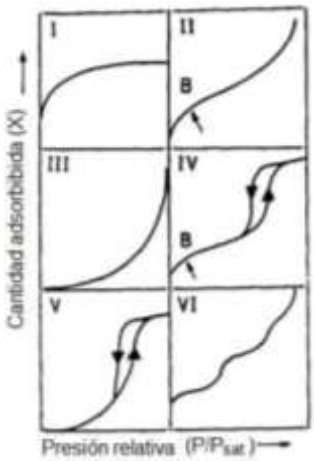


Fig. 5: Tipos de isotermas de adsorción.

La isoterma reversible del tipo I es cóncava hacia el eje de la presión y la cantidad adsorbida se aproxima a un valor límite cuando "P/Psat" tiende a la unidad. Las isotermas del tipo I se representan en un sólido microporoso con superficies externas relativamente pequeñas como por ejemplo en nuestro caso el carbón activado. El límite de adsorción está

determinado por el volumen accesible de microporos, más que por el área superficial interna.

La isoterma reversible del tipo II es la forma normal que se obtiene con un absorbente no poroso o macroporoso, esta representa una adsorción en monocapa-multicapa sin restricciones. Se admite frecuentemente que el punto "B", el principio de la parte central casi lineal de la isoterma, señalada el momento en que el recubrimiento de la monocapa está completo, indicando el comienzo de la adsorción en multicapa.

La isoterma de adsorción tipo III es convexa hacia el eje de la presión en todo su curso y por tanto, no presenta un punto B. las isotermas de este tipo no son corrientes, pero hay un cierto número de sistemas que dan isotermas con una curvatura gradual y un punto B indiscernible.

Rasgos característicos de la isoterma tipo IV son su ciclo de histéresis, que se asocia con la condensación capilar en mesoporos y el límite de la cantidad adsorbida en un intervalo de presión alta. La parte inicial de la isoterma del tipo IV se atribuye a la adsorción en monocapa-multicapa, ya que sigue el mismo camino que la parte correspondiente de una isoterma del tipo II. Se encuentra isoterma del IV en muchos adsorbentes mesoporosos industriales.

La isoterma de tipo V se obtiene con ciertos adsorbentes porosos con una distribución irregular de tamaño de poros, presenta también ciclo de histéresis y es muy poco frecuente.

La isoterma de tipo VI, donde la mejor o peor definición de los escalones depende del sistema y de la temperatura, representa la adsorción escalonada en multicapa sobre una superficie uniforme no porosa. La altura del escalón representa la capacidad de adsorción para cada capa adsorbida y en el caso más simple permanece casi constante en dos o tres capas.

d.1.7.2. Modelos de equilibrio de la adsorción.

d.1.7.2.1. Modelo de Lagmuir.

El modelo propuesto por Lagmuir se basa en que la adsorción sucede sobre una superficie de adsorbente idealizada como un conjunto de sitios regularmente dispuestos que

pueden aceptar una única molécula de adsorbato o bien quedar vacíos. La ecuación que resulta de este modelo es la siguiente:

$$X = X_{sat}\left(\frac{bP_{ads}}{1+bP_{ads}}\right) \qquad \text{Ecuación (2)}$$

Dónde:

X= concentración, cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente por unidad de masa del adsorbente (kg/kg)

Xsat= cantidad de adsorbato que hay en el adsorbente en el límite de saturación, por unidad de masa del adsorbente (kg/kg)

b = constante de equilibrio de adsorción para el par adsorbente-adsorbato, es una función de la temperatura del adsorbato

P_{ads} = presión del adsorbato (bar)

El modelo de Lagmuir mejor se adapta a la adsorción en monocapa, mientras que la fisisorción usualmente involucra multicapas, por lo que esta ecuación no es frecuentemente aplicable a la adsorción física.

d.1.7.2.2. Modelo de brunauer-emmett-teller. (bet)

Modifica el modelo de Lagmuir, que asume que la cobertura del adsorbente es exclusivamente de monocapa, considerando en cambio que en la superficie externa y sobre los poros de adsorbente, pueden depositarse varias capas de moléculas de adsorbato. A continuación se presenta esta ecuación:

$$X = X_{sat}\left\{\frac{bP_r}{[1+(b-1)P_r](1-P_r)}\right\} \qquad \text{Ecuación (3)}$$

Dónde:

Pr = presión relativa (P/P_{sat})

Psat = presión de saturación del adsorbato a la temperatura del adsorbente (bar)

d.1.7.2.3. Modelos de Dubinin-Radushkevich (D-R) y Dubinin-Astakhov (D-A).

Estos modelos se aplican a adsorbentes micro porosos con tamaño de poros menores a 20 $\dot{A}$, como carbón activado, zeolita, y algunos tipos de sílica gel. Los modelos de Lagmuir y BET, descritos anteriormente, asumen que la adsorción ocurre en la superficie con la formación de una o más capas sucesivas. Por otro lado, la teoría de Dubinin caracteriza a la adsorción en adsorbentes micro porosos como un llenado de volumen del espacio destinado a la adsorción. La ecuación que resume el modelo original, Dubinin-Radushkevich (D-R), se acostumbra escribir de la siguiente manera:

$$X(P,T) = W_o \rho_{metanol\ liq.} exp\left[-D\left[T ln\left(\frac{P_{sat}}{P}\right)\right]\right] \qquad \text{Ecuación (4)}$$

Dónde:

W_0 = máxima capacidad de adsorción (m^3/kg)

$\rho_{metanol\ liq.}$ = densidad del adsorbato en estado líquido (kg/m^3)

$D_{D\text{-}A}$ = coeficiente de afinidad, que depende de las características del adsorbato y adsorbente.

W_0 y $D_{D\text{-}A}$ suelen considerarse como parámetros y sus valores se pueden obtener mediante ajuste a partir de medidas experimentales de adsorción. Un refinamiento de la ecuación D-R contribuye a la ecuación Dubinin-Astakhov (D-A) presentada a continuación.

$$X(P,T) = W_o \rho_{metanol\ liq.} exp\left[-D\left[\left(T ln\frac{P_{sat}}{P}\right)\right]^n\right] \qquad \text{Ecuación (5)}$$

Dónde:

n = exponente obtenido experimentalmente

El exponente n se adapta mejor a los resultados experimentales para adsorción sobre sólidos micro porosos. Por este motivo la ecuación D-A es la más utilizada para modelar sistemas adsorbente-adsorbato en aplicaciones de refrigeración la misma que será utilizada en el presente proyecto de investigación.

d.1.8. Calor de adsorción.

El calor de adsorción, a cualquier concentración "X" de adsorbato sobre el sólido, se define como la entalpía de la combinación adsorbato-adsorbente menos la suma de las entalpías del peso unitario del adsorbente sólido puro y suficiente sustancia adsorbida pura (antes de la adsorción) para obtener la concentración requerida X, todo a la misma temperatura. La temperatura depende del equilibrio de la presión de vapor y es gobernada por la ecuación de Clausius-Clapeyron.

$$\left(\frac{dln(P)}{dT}\right)_x = \frac{Hg-Ha}{RT^2} \qquad \text{Ecuación (6)}$$

Hg = entalpía de la combinación adsorbato-adsorbente en fase gaseosa (kJ/mol)

Ha = entalpía molar parcial del adsorbente más entalpía molar parcial del adsorbato en una solución solida (kJ/mol)

R = constante universal de los gases (kJ/molK)

Ahora es posible definir la entalpía de adsorción como:

$$\Delta H(X) = -(Hg - Ha) = -q \ (7) \qquad \text{Ecuación (7)}$$

$\Delta H(X)$ = entalpía de adsorción (kJ/mol)

q = entalpía de desorción o calor de adsorción (kJ/mol)

El calor de adsorción es calculado con la ayuda de la isoterma de adsorción integrando la correlación de Clapeyron en la suposición que el calor de adsorción es dependiente de la temperatura. El objeto de esta aproximación, es obtener las líneas de concentración constante llamadas isósteras que se expresan en un gráfico logaritmo natural de la presión (ln P) vs la temperatura (T) que se muestra la Fig.6

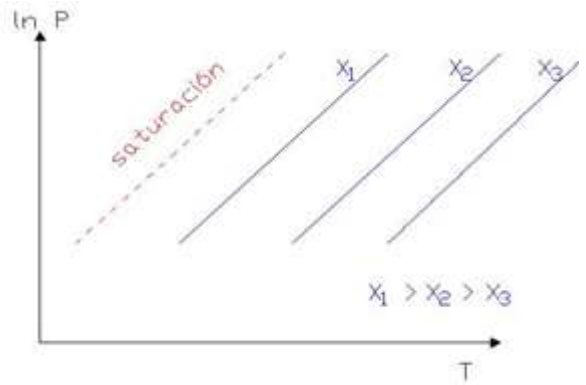


Fig. 6: Gráfico logaritmo natural de la Presión vs Temperatura.

d.1.9. Desorción.

La palabra desorción denota el proceso opuesto a la adsorción, en el que la cantidad adsorbida por el adsorbente disminuye. Adsorción y desorción se usan frecuentemente a modo de objetivos para indicar la dirección desde la que se han alcanzado las cantidades adsorbidas. Se han desarrollado diversas técnicas para conseguir la desorción de un adsorbato del sólido en el que esté retenido. Estas técnicas se basan en las propiedades del fenómeno de la adsorción, como la disminución de la cantidad adsorbida al disminuir la concentración en la fase fluida y al aumentar la temperatura. Así las técnicas para lograr la desorción son:

- Aumento de la temperatura.
- Disminución de la presión total.
- Desplazamiento con otro adsorbato

d.1.10. Histéresis.

La histéresis de adsorción aparece cuando la curva de desorción no coincide con la curva de adsorción. Los ciclos de histéresis pueden presentar una amplia variedad de formas. Dos tipos extremos se designan en la Fig. 7 como H1 y H4. En el primero, las dos ramas son casi verticales y aproximadamente paralelas en el intervalo apreciable de cantidades adsorbidas, mientras que en último son aproximadamente horizontales y paralelas en un amplio rango de "P/Psat". En ciertos aspectos, los tipos H2 y H3 pueden considerarse entre los dos extremos. Un rasgo común en muchos ciclos de histéresis es que la zona pendiente

de la rama de desorción que conduce al punto inferior de cierre del ciclo, se presenta, para un adsorbato dado, a una determinada temperatura, a una presión casi independiente de la naturaleza del sorbente poroso, pero que depende principalmente de la naturaleza del adsorbato.

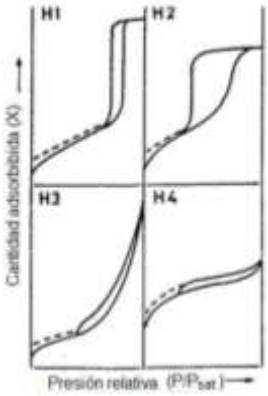


Fig. 7: Tipo de ciclos de histéresis de adsorción.

Las formas de los ciclos de histéresis se han identificado frecuentemente con estructuras específicas de poros. El tipo H1 se asocia habitualmente con materiales porosos de los que se sabe por otros medios, que consiste en aglomerados o empaquetamientos compactos de esferas aproximadamente uniformes dispuestas de manera bastante regular y que, por tanto, tienen distribuciones estrechas de tamaño de poro.

Muchos materiales porosos por ejemplo geles de óxido inorgánicos y vidrios porosos tienden a dar ciclos del tipo H2, pero en tales sistemas, la distribución de tamaños y formas de poro no están bien definidas. Ciertamente, el ciclo del tipo H2 es especialmente difícil de interpretar; en el pasado se atribuyó a una diferencia en el mecanismo de los procesos de condensación y evaporación que tiene lugar en poros con cuellos estrechos y cuerpo ancho, conocidos frecuentemente como poros en cuello de botella, pero se reconoce que esta es una visión demasiada simplificada y que han de tenerse en cuenta los efectos de interconexión en la red de poros.

El ciclo del tipo H3, que no presenta una adsorción limite a p/po alta, se encuentra en agregados de partículas en forma de placas, que dan a lugar a poros en forma de rendijas.

De modo similar, el ciclo H4 se asocia frecuentemente con poros estrechos en forma de rendijas, pero en este caso, el carácter tipo 1 de la isoterma indica la existencia de micro porosidad.

d.2. Enfriamiento por adsorción.

d.2.1. Introducción.

A partir de los años veinte se construye el primer refrigerador que funcione con el fenómeno de la adsorción. Pero en la actualidad se conoce que se han producido prototipos de refrigeradores que son accionados con energía de desecho o con energía solar.

En el presente capitulo se describe el ciclo de refrigeración por adsorción, sus componentes y los parámetros que permiten evaluar su eficiencia de acuerdo a las propiedades del par adsorbente-adsorbato a utilizar y los datos meteorológicos del lugar donde se realizaran las pruebas del prototipo.

d.2.2. Partes del sistema de enfriamiento por adsorción solar.

El Prototipo de refrigerador solar por adsorción a diseñar consiste de:

- **Cámara de Calor**
  - Circuito de Fluido de Transferencia de Calor.
  - Cámara Adsorbedora
- **Condensador**
- **Cámara de Frío**
  - Evaporador
- **Otros**
  - Circuito del refrigerante
  - Accesorios
- **Colector solar**
  - Adaptación al sistema de refrigeración

d.2.2.1. Evaporador.

Se conoce como evaporador a cualquier superficie de transferencia de calor en la cual se vaporiza un líquido para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado. Los podemos clasificar de acuerdo a su tipo de construcción:

d.2.2.1.1. Tubos descubiertos.

Se construye de tubos de acero para evaporadores grandes con amoníaco, mientras que los evaporadores con tubos de cobre se utilizan para evaporadores pequeños y se utilizan para otros refrigerantes que no sean amoníaco. (Ver Fig.8)

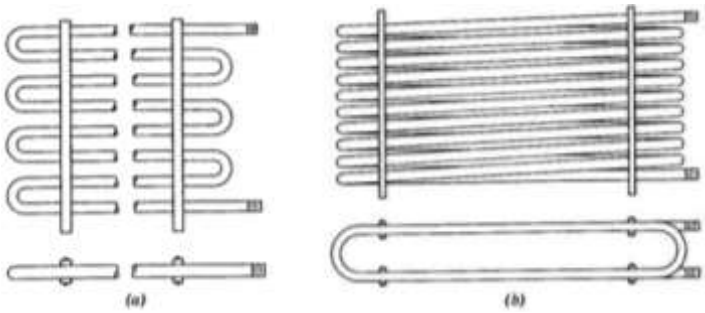


Fig. 8: Diseño comunes de serpentines de tubos descubiertos a) serpentín plano zigzag b) serpentín trombón ovalado.

d.2.2.1.2. De superficie de placa.

Puede ser construido con dos placas planas de metal realzadas y soldadas una con otra de tal modo que el refrigerante pueda fluir entre las dos placas, es muy usado en refrigeradores y congeladores caseros, debido a que su limpieza es muy fácil, su fabricación es económica y puede fácilmente construirse en cualquiera de las formas requeridas. Otra forma de construcción consiste en doblar tubería entre dos placas metálicas las cuales son soldadas por las orillas. (Ver Fig. 9)

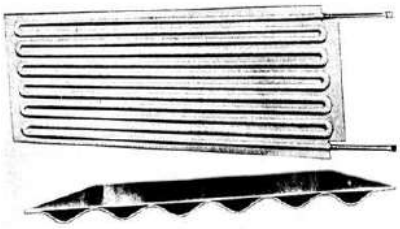


Fig. 9: Evaporador serpentín estándar de placas.

d.2.2.1.3. Aleteados.

Son tubos descubiertos sobre los cuales se colocan aletas que sirven como superficie secundaria Adsorbedora de calor que tiene el efecto de aumentar el área superficial externa del evaporador, mejorando la eficiencia para enfriar aire u otros gases. El tamaño y espacio de las aletas en parte dependen del tipo de aplicaciones para el cual está diseñado el serpentín.

La capacidad del evaporador o serpentín de enfriamiento es la razón por la cual pasa calor a través de las paredes del evaporador proveniente del espacio o producto refrigerado a la vaporización del líquido interior y puede ser expresado en BTU/h.

d.2.2.2. Condensador.

Al igual que el evaporador el condensador es una superficie de transferencia de calor. El calor del vapor del refrigerante caliente pasa a través de las paredes del condensador para su condensación. Como resultado de su pérdida de calor hacia el medio condensante el vapor refrigerante es primero enfriado hasta su saturación y después condensado hasta su estado líquido. El condensador utilizado en refrigeración doméstica es del tipo de placas, el vapor del refrigerante se enfría por la circulación natural del aire entre las placas las cuales tienen ondulaciones que forman canales o tubos como se muestra en la Fig. 10

Los condensadores pueden ser enfriados por aire o por agua. En refrigeración doméstica los condensadores son enfriados por aire y estos a su vez también se dividen en dos grupos que son del tipo de circulación forzada y del tipo de circulación natural.

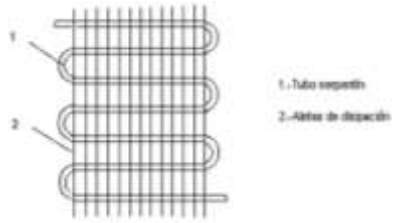


Fig. 10: Condensador de un refrigerante convencional.

d.2.2.3. Generador.

Los generadores utilizados en los sistemas de enfriamiento por adsorción solar están formados por el colector solar y el adsorbente. Existen dos tipos de disposición de adsorbente, en el primero el más común, el adsorbente (carbón) está dentro de los tubos del colector solar y el segundo que es nuestro caso, el adsorbente (carbón) está separado del colector solar en un recipiente el cual utiliza un fluido (aceite térmico) que es calentado en el colector solar.

d.2.3. Descripción del ciclo termodinámico de refrigeración por adsorción solar ideal.

EL ciclo de refrigeración por adsorción solar ideal consta de cuatro etapas que se describen a continuación y se muestran en la Fig. 11

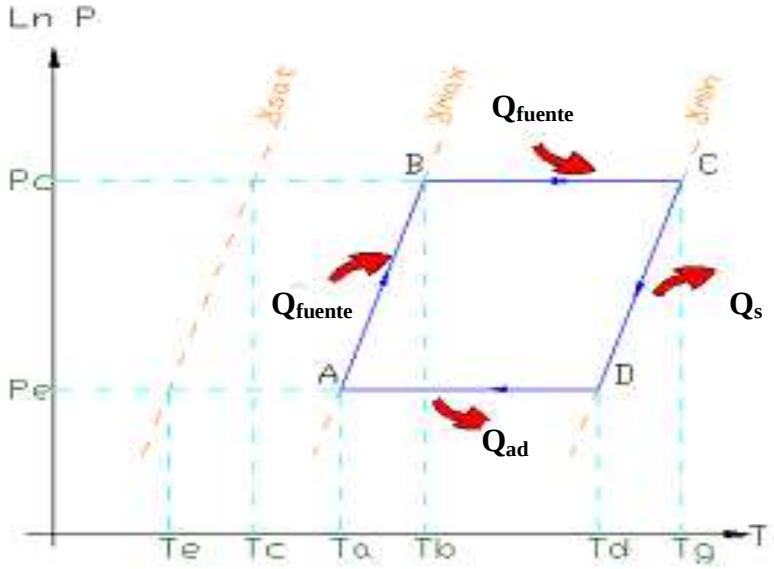


Fig. 11: Ciclo de refrigeración por adsorción en el diagrama de Clapeyron.

Donde:

Q_{fuente} = calor entregado por la fuente

Q_s = calor disipado por el adsorbente

Q_{ad} = calor de adsorción

En la Fig. 12 se muestra el cambio de concentración (X) en el tiempo de acuerdo al ciclo. Este es un ejemplo por lo que las horas del día pueden variar, así como la concavidad de las curvas.

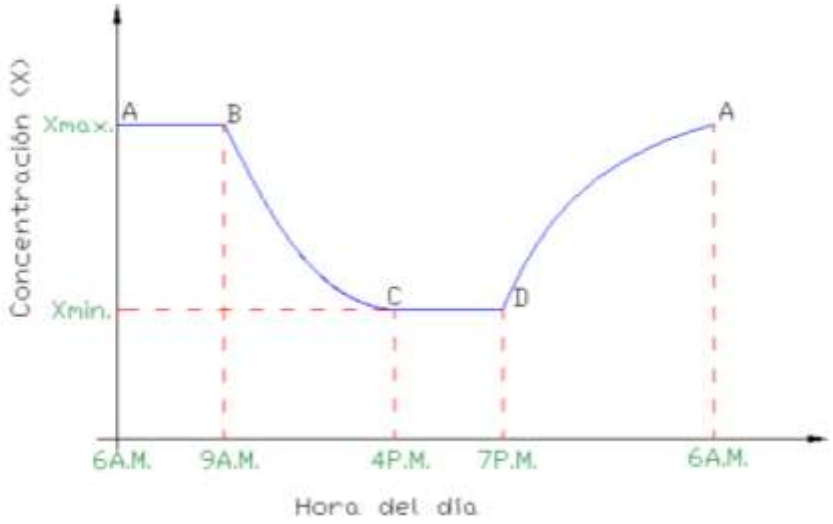


Fig. 12: Concentraciones en función de la hora del día.

d.2.3.1. Etapa 1 (A→B) calentamiento isotérmico (concentración constante) + presurización.

El proceso empieza en el punto A, a las primeras horas de la mañana. El adsorbato se encuentra adsorbido en el adsorbente y está a temperatura baja Ta (temperatura de adsorción) y a presión P_{evap} (presión de evaporador). Debido a la radiación solar el lecho adsorbente es calentado (Q_{fuente}) y como consecuencia la temperatura y la presión se incrementan a lo largo de la isósteras de concentración máxima (Xmax). El calentamiento continúa hasta llegar al punto B, donde la presión alcanza el valor de presión de condensador (P_{cond}). La duración típica de esta etapa es de 2 a 3 horas por la mañana, dependiendo de la cantidad de calor suministrada.

Las presiones del evaporador y condensador que son consideradas constantes son las de saturación correspondiente a las temperaturas del evaporador y del condensador respectivamente.

d.2.3.2. Etapa 2 (B→C) calentamiento y desorción + condensación del adsorbato.

El adsorbedor al continuar recibiendo calor (Q_{fuente}) aumenta su temperatura y el adsorbato es desorbido en forma de vapor. La energía térmica aportada por el sol se invierte en incrementar la temperatura del generador y también en calor de desorción. El vapor del adsorbato cuando sale del generador llega al condensador es condensado cediendo calor al exterior. Este proceso se prolonga siempre a una presión (considerada constante) dictada por la temperatura a la que se encuentra el condensador. Al final de esta fase, aproximadamente a media tarde (dependiendo de la cantidad de calor suministrada), el adsorbente alcanza la máxima temperatura, que es la de regeneración (Tg) y la masa de adsorbente decrece a un valor de concentración mínimo (Xmin).

d.2.3.3. Etapa 3 (C→D) enfriamiento isostérico despresurización.

Al caer la tarde decrecen sustancialmente los niveles de irradiación, al adsorbente libera calor (Qs), el adsorbente empieza a reclamar el adsorbato pero la concentración se mantiene baja (Xmin) y constante debido a que la presión todavía es elevada. En esta etapa la temperatura y presión disminuye desde la del condensador hasta la del evaporador.

d.2.3.4. Etapa 4 (D→A) enfriamiento y desorción + evaporación.

A la última hora de la tarde y al principio de la noche la presión ha bajado hasta el valor de la del evaporador. En este momento comienza la evaporación, favorecida por el adsorbente frio que está ávido por capturar los vapores que se producen.

Esta es la única etapa en la que se genera frio, sucede a una presión constante dictada por la temperatura en el evaporador y dura hasta las primeras horas de la mañana siguiente. Durante esta fase se libera en el generador calor de adsorción que se debe disipar al exterior (Qad), el adsorbato que está en el evaporador toma el calor de la carga de refrigeración para producir enfriamiento. La masa de adsorbato dentro del adsorbente alcanza un máximo en el punto A (Xmax)

d.2.4. Pares de adsorción.

Se entiende par de adsorción a la pareja de adsorbente (sólido) y adsorbato (gas) utilizada en el proceso de enfriamiento por adsorción.

d.2.4.1. Criterios de selección del par de adsorción.

Para el adsorbente (sólido) se tiene:

- Buena afinidad por su adsorbato, es decir, adsorción de gran cantidad de adsorbato bajo condiciones de baja temperatura que produce un buen coeficiente de operación (COP).
- Desorción de la mayoría del adsorbato cuando el adsorbente es expuesto a energía térmica.
- El calor sensible acumulado durante la fase calentamiento debe ser pequeño, en términos relativos, en comparación con el calor de desorción y adsorción.
- Conservación a través del tiempo y uso sin deteriorarse.
- No ser toxico ni corrosivo.
- Bajo costo y gran disponibilidad en el mercado.

Para el adsorbato (refrigerante) se tiene:

- Temperatura de fusión bajo 0°C, ya que muchas aplicaciones requieren la producción o conservación de hielo en el recinto frío.
- Pequeño tamaño molecular que permita la fácil adsorción sobre los microporos del adsorbente.
- Alto calor latente de evaporización y bajo volumen especifico.
- Térmicamente estable con el adsorbente en el rango de temperaturas de operación del ciclo.
- No ser tóxico, ni corrosivo ni inflamable y ser amigable con el ambiente.
- Baja presión de saturación (ligeramente sobre la atmosférica) a temperatura normal de operación.

No se pueda señalar un par de adsorción que cumpla con todos los criterios de selección antes mencionados, en la literatura se ha encontrado que los pares que los pares que satisfacen de mejor manera los principales requerimientos, son los siguientes:

Carbón activado – metanol, carbón activado – amoniaco.

La temperatura de regeneración del carbón activado esta alrededor de 120°C, es el adsorbente más ampliamente utilizado debido a que tiene una extremadamente grande área superficial. Es recomendado por muchos autores para el uso de energía solar con metanol y amoniaco como refrigerante. Para el enfriamiento solar presenta un mejor coeficiente de operación (COP) que otros pares de adsorción aunque la afinidad por su adsorbato y la desorción de la mayoría del adsorbato son criterios mutuamente exclusivos el carbón activado alcanza un equilibrio entre estos. El carbón activado tiene una isoterma de presión casi lineal, es barato y puede ser producido en su país de origen y uso con propiedades que se adapten a aplicaciones particulares variando su tiempo y temperatura de activación, Al ser un compuesto covalente muestra preferencia por moléculas que tienden a ser no iónicas y poca polares, tal caso es la mayoría de los compuestos orgánicos.

El metanol tiene una presión mayor que la del agua por lo que puede ser utilizado para aplicaciones de producción de hielo y es inestable a temperatura superior de 120°C, por tales razones es considerado como mejor refrigerante en los sistemas de adsorción. Se mantiene líquido a muy bajas temperaturas, al ser la molécula de más pequeño tamaño que se encuentra en estado líquido en condiciones ambiente ordinarias se deja adsorber bien por solidos micro porosos adecuados . el metanol puede ser fabricado en países en vías de desarrollo con propiedades para aplicaciones de refrigeración, no es toxico, ni corrosivo pero es inflamable.

El amoniaco, metanol y agua tiene calores latentes relativamente altos de 1368, 1160 y 2258 kJ/kg respectivamente y sus volúmenes específicos son bajos en el orden de 10^{-3} m^3/kg. El agua es el más estable térmicamente en la presencia de adsorbentes adecuados, le sigue el metanol y el amoniaco. El problema con el agua que su temperatura de congelamiento es de 0°C, esto hace que el metanol sea un adsorbente favorable para formar un par con un adsorbente estable.

Critoph, Vogel y Meunier estudiaron los coeficientes de operación (COP) de los pares carbón activado – metanol, zeolita – agua y otros y sus resultados muestran que el carbón activado – metanol, es el par de trabajo ideal para energía solar debido a su alto COP y baja temperatura de regeneración.

d.2.5. Coeficientes de rendimiento en el ciclo de refrigeración.

Para que los sistemas de adsorción se conviertan en una alternativa realista es necesario que estos sistemas presenten desempeños lo suficientemente altos, los parámetros usualmente utilizados para evaluar el rendimiento de un sistema de refrigeración por adsorción son el COP, el SCP y la eficiencia termodinámica la cual es la relación entre el COP y el COP de Carnot.

d.2.5.1. Definición del coeficiente de operación. (cop)

El rendimiento en los sistemas de refrigeración se expresa en términos del coeficiente de funcionamiento (COP), que es la relación entre el efecto de enfriamiento y el calor y/o trabajo de entrada.

$$\text{COP}=\frac{Efecto\ de\ Enfriamiento}{calor\ y/o\ trabajo\ d\ entrada}=\frac{calor\ extraido\ por\ la\ evaporacion}{transferencia\ de\ calor\ en\ el\ generador}=\frac{Qevap.}{Q_T}\ \text{Ecuación (8)}$$

Dónde:

Q_{evap}. = suministro de enfriamiento resultado de la evaporación del refrigerante (J)

Q_T = calor para calentar la cama adsorbente y regenerar el adsorbente. (J)

El COP tiene una relación directa con la trasferencia de calor y la trasferencia de masa. Muchos estudios se han realizado en los sistemas de adsorción para mejorar la trasferencia de calor y la trasferencia de masa.

d.2.5.2. Eficiencia de Carnot.

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos; tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como estándar para la comparación de otros ciclos. Puesto que el ciclo Carnot es reversible los cuatro procesos pueden

invertirse dando origen al ciclo invertido, un refrigerador que opera en el ciclo invertido de Carnot recibe el nombre de refrigerador de Carnot. (Ver Fig. 13)

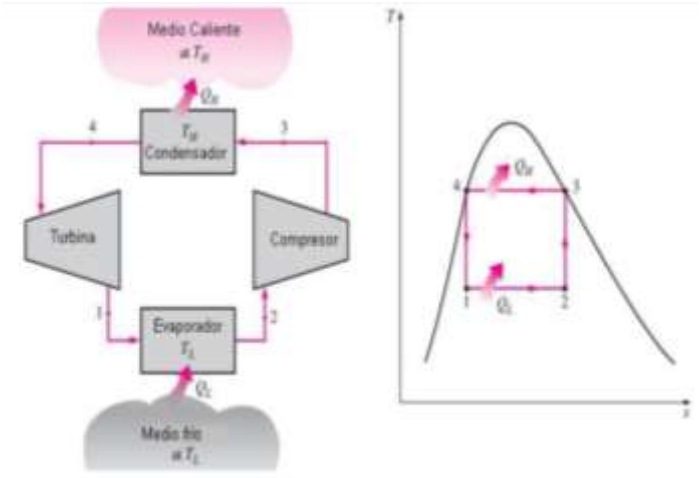


Fig. 13: Esquema de un refrigerador de Carnot y el diagrama temperatura-entropía del ciclo de Carnot invertido.

$$\boldsymbol{COP_{carnot}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1}-\frac{\mathbf{T_{fi}}}{\mathbf{T_1}}} \qquad \text{Ecuación (9)}$$

Dónde:

T_{fi} = Temperatura del medio frío (K)

T_1 = Temperatura del medio caliente (K)

d.2.5.3. Definición de la capacidad específica de enfriamiento. (specific cooling power) (scp)

La capacidad específica de enfriamiento (SCP) es el flujo de calor extraído por el evaporador sobre masa de adsorbente y se expresa como:

$$\boldsymbol{SCP} = \frac{\boldsymbol{Q_{evap}}}{\boldsymbol{M_{ads}}} \qquad \text{Ecuación (10)}$$

Dónde:

SCP = capacidad específica de enfriamiento (W/kg)

Q_{evap} = flujo de calor extraído por el evaporador (W)

M_{ads} = masa total de adsorbente (kg)

d.2.5.4. Definición del potencial de destrucción de la capa de ozono. (pdo)

El potencial de destrucción de la capa de ozono (PDO) es la relación entre el impacto en el ozono de un químico y el impacto de una masa similar de CFC-11.

Así el PDO del CFC-11 es definido como 1.0. La capa de ozono ubicada en la estratósfera, se extiende entre los 15 y los 45 Km por encima de la superficie del planeta. Esta capa es rica en ozono que absorbe los rayos ultravioleta del sol, impidiendo su paso a la Tierra. En la primavera austral de 1985 se comprobó que la capa de ozono sobre la Antártida había desaparecido en más del 50%. Así mismo, hacia finales de la década del 80 se había comprobado que efectivamente la destrucción de la capa de ozono se debía a la presencia en la estratosfera de CFC, HCFC, y Halones, que liberan sus átomos de cloro y bromo por efecto de la radiación ultravioleta B, estos átomos reaccionan con el ozono y lo destruyen. (Ver Fig. 14)

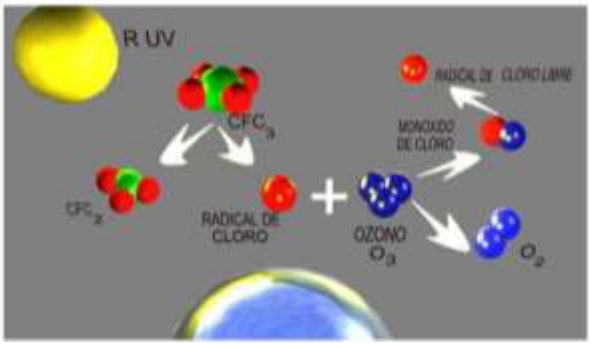


Fig. 14: Reacción química que ocasiona la destrucción de la capa de ozono.

Este efecto devastador sobre la capa de ozono es causado por los CFC, tales como R11, R12 y R502 (que contiene CFC115), por los Halones extintores de incendio y en menor grado por los HCFC como el R22 y el R123. Todos estos productos al

ser liberados a la atmósfera, dado que son muy estables y permanecen intactos decenas de años, pueden ser transportados por las corrientes de aire, desde el hemisferio norte hasta el Polo Sur y desde la superficie hasta la estratosfera, donde son vulnerables a la luz ultravioleta, descomponiéndose y liberando cloro el cual inicia el ciclo de destrucción del ozono.

d.2.5.5. Definición del potencial de calentamiento global. (pcg)

El potencial de calentamiento global (PCG) es la relación entre el calentamiento causado por una sustancia y el calentamiento causado por una masa similar de dióxido de carbono. Así el PDG del CO2 es definido como 1.0.

El calentamiento global o "efecto invernadero" es un fenómeno natural que se produce cuando parte de la radiación infrarroja emitida por la Tierra, para perder el exceso de calor recibido del sol, es absorbida en la troposfera por gases normalmente presentes en el aire, como vapor de agua, dióxido de carbono, metano, entre otros, impidiendo que ese calor escape al espacio y lo devuelve a la superficie como una segunda fuente de calor. Pero la acumulación progresiva de dióxido de carbono en la atmósfera, producto de la combustión de carbón, petróleo y gas, aunado a la presencia de los CFC, HCFC y Halones, han acentuado notablemente la absorción del calor desprendido por la Tierra, aumentando la temperatura promedio y causando cambios en el clima. Mientras sigan aumentando la concentración de estos gases en la atmósfera el calentamiento global incrementará, produciendo efectos catastróficos como tormentas, inundaciones y sequías extremas que alterarán las ciudades, las costas, las zonas de cultivo, la productividad, y la supervivencia de las especies.

La refrigeración por compresión de vapor contribuye al calentamiento global en dos formas:

- Directamente: por la emisión de refrigerantes a la atmósfera debido a fugas en sistemas o por la liberación voluntaria y deliberada de gases refrigerantes en los procesos de reparación y puesta fuera de servicio de equipos de refrigeración.

- Indirectamente: por la cantidad de energía eléctrica consumida, la cual produce emisiones de dióxido de carbono cuando la energía es producida en plantas térmicas, que utilizan combustibles de origen fósil para su operación.

El Impacto Total Equivalente de calentamiento (Total Equivalent Warming Impact) (TEWI), se define como:

$$TEWI = E_{dr} + E_{ie} \qquad \text{Ecuación (11)}$$

Donde:

E_{dr} = Efecto directo por emisiones de refrigerantes

E_{ie} = Efecto indirecto por el consumo de energía.

d.3. Energía solar.

d.3.1. Introducción.

En el siguiente capítulo se presentan los conceptos básicos de la radiación solar, las ecuaciones que permitirán determinar la energía útil, los principales tipos de colectores e instrumentos de medición.

d.3.2. Conceptos básicos sobre la radiación solar.

d.3.2.1. Radiación extraterrestre. (gon)

Es la intensidad de la radiación que llega a la parte exterior de la atmósfera de la Tierra, depende de la distancia entre el sol y la tierra. Oscila en valores entre 1400 y 1310 W/m^2. La dependencia de radiación extraterrestre con el tiempo en el año está indicada por la siguiente ecuación:

$$G_{on} = G_{SC}\left[1 + 0.033COS\left(\frac{360N}{365}\right)\right] \qquad \text{Ecuación (12)}$$

Dónde:

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

G_{sc} = constante solar = 1353 (W/m^2)

N = número de día en el año

d.3.2.2. Radiación directa.

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

d.3.2.3. Radiación difusa.

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

d.3.2.4.. Radiación global.

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

d.3.3. Usos y aplicaciones de la energía solar.

Las aplicaciones de la energía solar se pueden dividir en dos:

- Producción de energía térmica
- Producción de electricidad directa

El presente estudio se basará en la producción de energía térmica para enfriamiento. La energía térmica se puede dividir en tres grupos:

- Baja temperatura (hasta 100ºC)
- Media temperatura (de 100ºC a 400ºC)
- Alta temperatura (más de 400ºC)

d.3.4. Características del movimiento aparente del sol.

El movimiento aparente del sol es motivado por la rotación de la Tierra, la cual gira sobre su eje en dirección Oeste-Este, provocando que parezca que el Sol es el que se mueve precisamente en la dirección contraria, de Este a oeste. (Ver Fig. 15)

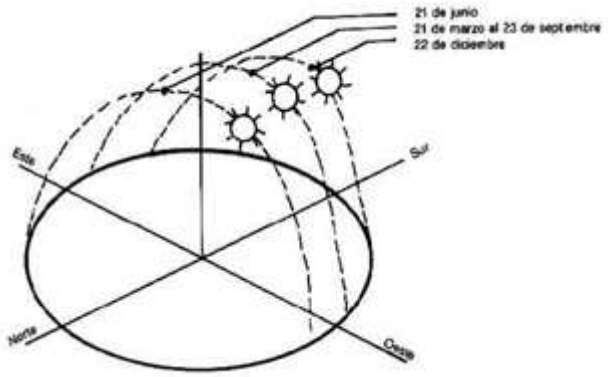


Fig. 15: Movimiento aparente del sol en un punto medio de la tierra.

d.3.5. Propiedades de los materiales.

d.3.5.1. Absortividad. (α)

Al incidir sobre los cuerpos una radiación, estos absorben parte de la radiación y reflejan el resto. Se llama absortividad al cociente entre la radiación absorbida y la radiación incidente.

$$\propto = \frac{radiación\ absorbida}{radiación\ incidente} \qquad \text{Ecuación} \qquad (13)$$

d.3.5.2. Emitancia. (∑)

Es el cociente entre la radiación emitida por el cuerpo en cuestión y la que emitiría un cuerpo negro perfecto a la misma temperatura.

$$\Sigma = \frac{Emisión\ real}{Emisión\ del\ cuerpo\ negro\ a\ la\ misma\ temperatura} \qquad \text{Ecuación} \qquad (14)$$

Si se desea obtener temperaturas elevadas necesitaremos que esta superficie tenga la absortividad elevada y una emitancia reducida. Los valores de absortividad y emitancia dependen de la longitud de onda.

d.3.5.3. Materiales transparentes.

Los materiales transparentes son aquellos que permiten a su través el paso de la radiación electromagnética a determinadas longitudes de onda, se caracterizan por su coeficiente de transmitancia (τ) que se define como el cociente entre la radiación después de atravesar la superficie y la de antes de atravesarla.

Este valor depende del ángulo de incidencia de la radiación respecto a la superficie.

$$\tau = \frac{radiación\ que\ ha\ atravesado\ la\ superficie\ transparente}{radiación\ incidente} \qquad \text{Ecuación} \qquad (15)$$

d.3.6. Colector solar.

d.3.6.1. Definición de colector.

Sistema capaz de captar y aprovechar energía solar, para luego transformarla en energía térmica y así elevar la temperatura de un fluido.

d.3.6.2. Clasificación de los colectores.

En función al índice de concentración (C) se pueden clasificar a los colectores solares en dos grandes grupos:

- **Sin concentración (C=1).**

Dentro de este grupo se tienen:

a) placa plana (flat plate collector) (FPC)

b) colector de tubos al vacío (evacuated tube collector) (ETC)

- **Con concentración (C>1)**

Dentro de este grupo se tienen:

a) cilindro-parabólico (parabolic trough collector) (PTC)

b) colector parabólico compuesto (compound parabolic collector) (CPC)

c) reflector de Fresnel lineal (linear Fresnel reflector) (LFR)

d) reflector de plato parabólico (parabolic dish reflector) (PDR)

e) colector de campo de heliostatos (heliostat field collector) (HFC).

Los colectores con concentración de la radiación solar pueden clasificarse a su vez en:

- No forman imagen (nonimaging collectors)
- Forma imagen (imaging collectors)

En nuestro caso el colector solar seleccionado para el proyecto de refrigeración es el de placa plana, debido a que existen varios estudios realizados en el que se garantiza que

alcanza un rendimiento máximo de entre (40 y 50) %, siendo este un valor considerable que permitirá alcanzar las temperaturas necesarias para que se produzca el fenómeno de adsorción.

d.3.6.2.1. Colector de placa plana. (flat plate collector) (fpc)

Son los más extendidos comercialmente, pues consiguen aumentos de temperatura (temperatura de trabajo) de unos 80º C con un coste reducido. Están compuestos por los siguientes elementos:

- Cubierta exterior: tiene como funciones: permitir el paso de la radiación solar, disminuir las pérdidas de calor producidas por el viento y reducir las pérdidas de calor por radiación del absorbedor (radiación infrarroja).
- Absorbedor: Capta la radiación solar, la transforma en calor y transmite está en forma de energía a un fluido portador de calor.
- Aislante térmico: Permite disminuir las pérdidas de calor debidas a la conducción de calor de la superficie absorbedora hacia el fondo y las partes laterales.
- Carcasa: Constituye el soporte para los elementos que forman el captador.

d.3.7. Radiación solar en el Ecuador.

Una fuente importante de información respecto a la radiación solar es el Atlas Solar del Ecuador elaborado por Corporación para la Investigación Energética (CIE) y el Consejo Nacional de Electricidad (CONELEC), donde se pueden encontrar datos de la radiación promedio mensual difusa, directa y global para los doce meses del año. En la Fig. 16 se presenta un ejemplo de los mapas que se encuentran en el Altas y en la Fig. 17 un mapa de la radiación solar anual promedio en el Ecuador obtenido del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI).

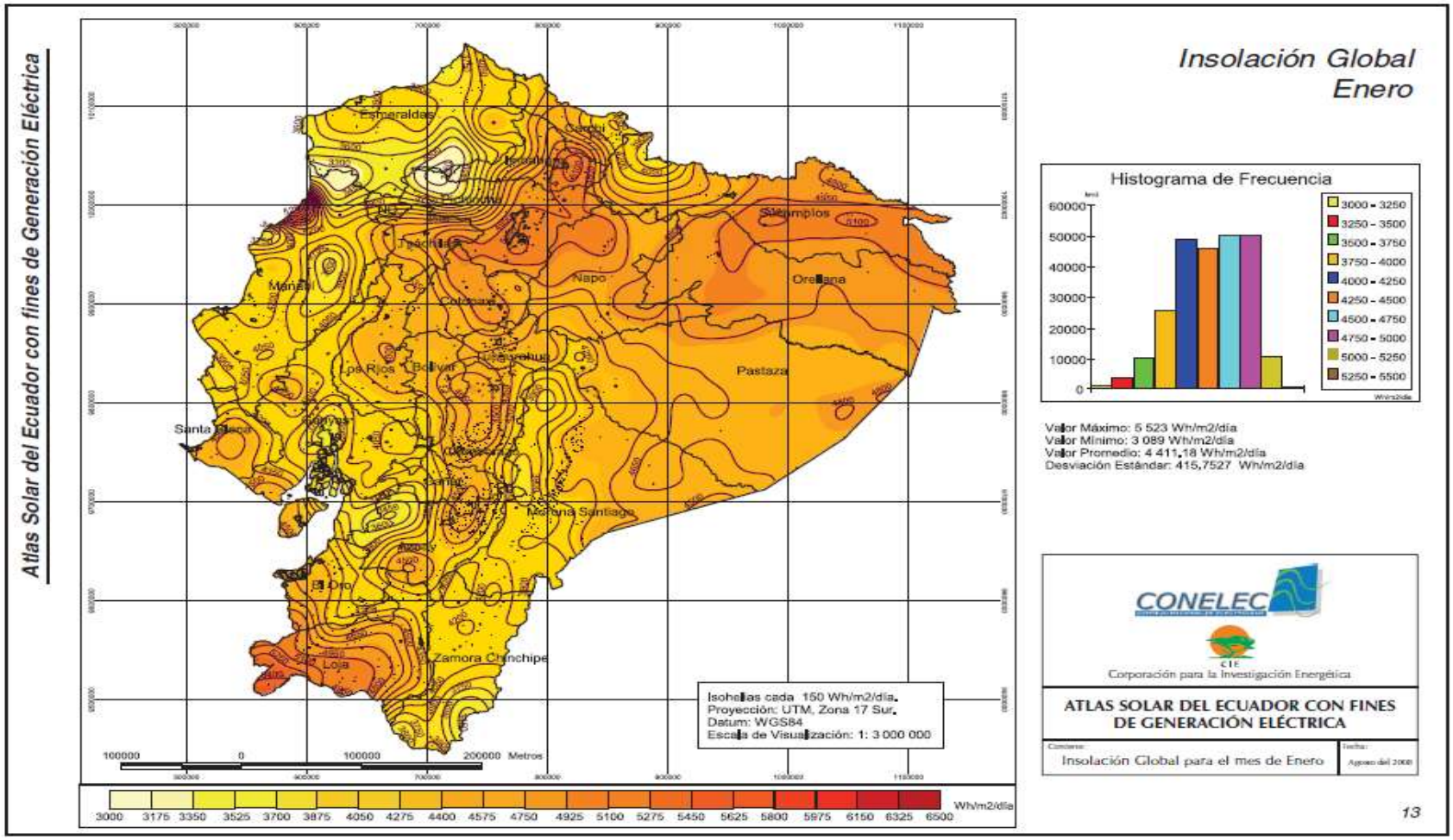


Fig. 16: Insolación Global Enero.

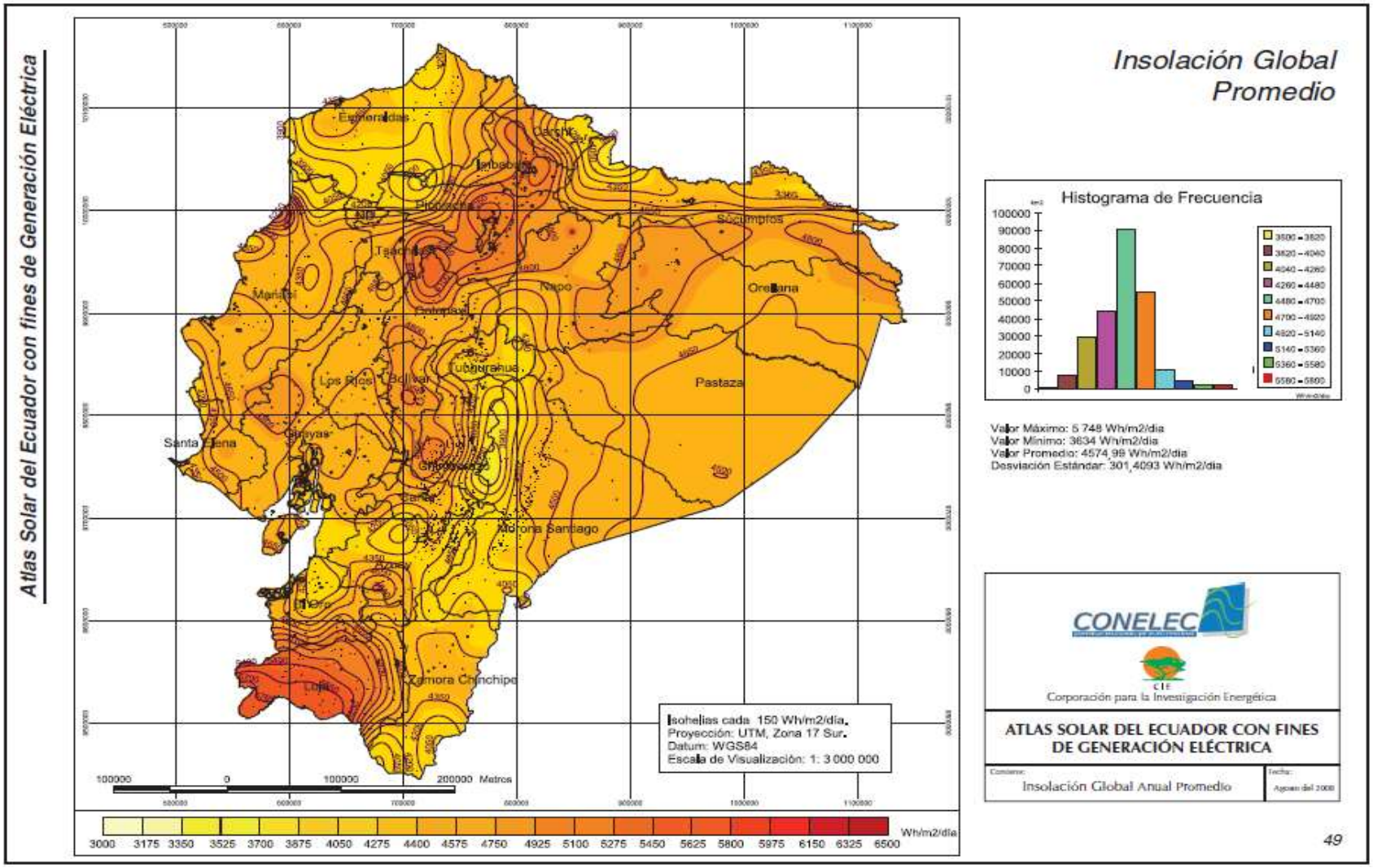


Fig. 17: Insolación Global Promedio

d.3.8. Instrumento de medición.

Para las medidas de la radiación solar se utilizará el instrumento denominado Piranómetro que se lo describe a continuación:

d.3.8.1. Piranómetro.

Es un instrumento que mide la radiación total (directa + difusa). Consta de una cubierta transparente semiesférica en cuyo interior se ha hecho vacío. En el centro se encuentra una célula fotoeléctrica especial o una termopila formada por sectores blancos y negros. El piranómetro proporciona una señal eléctrica proporcional a la radiación incidente. (Ver Fig. 18)

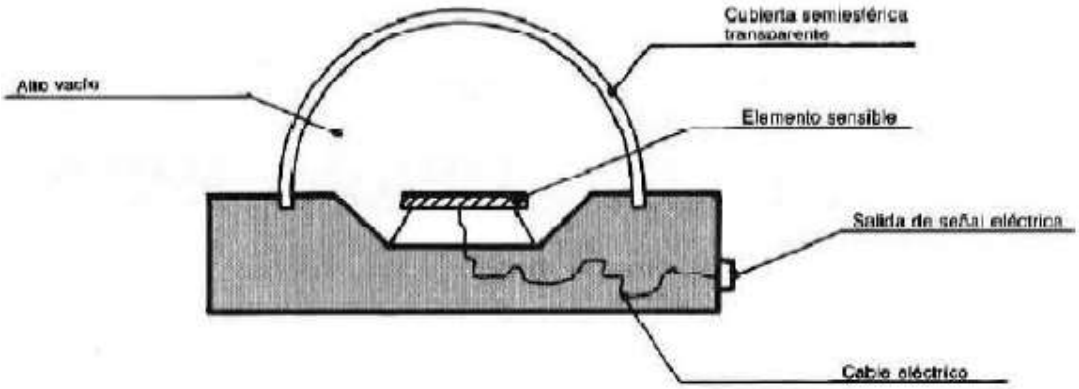


Fig. 18: Esquema de un Piranómetro.

e. MATERIALES Y MÉTODOS

e.1. Generalidades.

El prototipo a diseñar es un refrigerador por adsorción aprovechando como fuente energética la radiación solar en la ciudad de Catamayo.

El par refrigerante seleccionado es carbón activado-metanol, ya que presenta buenos resultados en este tipo de aplicaciones y el sistema se puede construir con los medios y tecnología disponible en nuestra localidad. Desde el punto de vista ecológico su par refrigerante no es toxico para el medio ambiente.

Para el diseño del equipo de procederá a dividirlo en varios subsistemas, pasando desde la parte básica funcional del refrigerador en sí, hasta su acoplamiento al sistema solar de captación de energía.

- **Cámara de Calor**
  - Cámara Adsorbedora
  - Circuito de Fluido de Transferencia de Calor.
- **Condensador**
- **Cámara de Frío**
  - Evaporador
- **Otros**
  - Circuito del refrigerante
  - Accesorios
- **Colector solar**
  - Adaptación al sistema de refrigeración

Las dimensiones del prototipo se establecerán de acuerdo a los parámetros propuestos por el grupo de trabajo en función de la masa a enfriar y los rangos de temperatura preestablecidos.

e.2. Demanda del diseño.

e.2.1. Masa a congelar.

Puesto que, como objetivo del presente proyecto de investigación se plantea analizar y determinar alternativas eficientes para el sistema de refrigeración por adsorción, realizamos la propuesta de implementar un prototipo de diseño flexible que permita llevar a cabo varios ensayos experimentales los cuales a su vez nos permitirán concluir su factibilidad en condiciones existentes en nuestro medio.

Como primera instancia determinamos enfriar 1 Litro de agua (masa de prueba) desde una temperatura inicial de 22ºC (temperatura promedio del fluido en el sector de estudio) a la temperatura final de 5ºC (temperatura propuesta por el grupo de investigación debido a que es muy usual encontrarla en las cámaras para preservar alimentos), teniendo en cuenta esto se procedemos a calcular la capacidad de extracción de calor de la cámara de frío. Frente a lo enunciado se tiene:

m_{agua}= masa de prueba (kg).

Cp_{agua}= Calor específico del agua a presión constante de la masa de prueba $\left(\frac{Kcal}{Kg°C}\right)$

$T_{in\ agua}$ = Temperatura promedio de la masa de prueba en el sector de estudio. (Catamayo)

$T_{fi\ agua}$ = Temperatura final propuesta por el grupo de investigación.

ΔT_{agua}= (-) Incremento de temperatura que sufrirá la masa de prueba.(agua)

Q_{agua} = Calor a extraer del agua. (Evaporador)

Datos:

$Cp_{agua} = 1\ \frac{Kcal}{Kg°C}$

m_{agua}= 1kg

$T_{in\ agua}$ = 22ºC = 295K

$T_{fi\ agua}$ = 5ºC = 278K

$Q_{agua=}m_{agua} \times Cp_{agua} \times (\Delta T_{agua})$ Ecuación (16)

$$Q_{agua} = 1kg\left(1\frac{Kcal}{kg°K}\right)(295°K - 278°K)$$

$$Q_{agua} = -17Kcal = -70.83kJ$$

El signo negativo del resultado es debido a que se va a extraer energía de la masa de prueba. Por razones de cálculo se omitirá el signo.

e.2.2. Carga por perdidas en las paredes.

Debido a la diferencia entre la temperatura ambiental y la temperatura de la cámara de enfriamiento, existe un flujo de calor del exterior hacia el interior a través de sus paredes, esta ganancia se da durante las horas del día, cuando no se proporcione el efecto refrigerante por parte del equipo. (Ver Fig. 19)

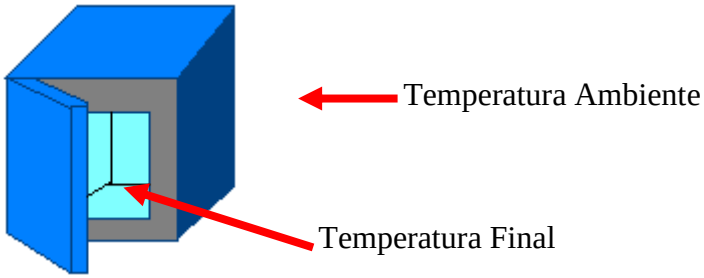


Fig. 19: Cámara de evaporador.

En la noche, que es cuando el metanol circula por el evaporador adsorbiendo calor, debe ser llevado a una temperatura final aproximada de 5˚C.

Conociendo lo antes mencionado, es básico establecer la carga neta o real de rendimiento, que va a servir para determinar la cantidad de refrigerante que debe circular por el sistema.

Para fijar la presión y la temperatura de diseño para el condensador, es necesario determinar cuál va ser el sumidero y cuál es su temperatura y de acuerdo a esto poder diseñar el condensador que más rendimiento preste.

Un elemento que es muy importante considerar, es el aporte de calor a través de las paredes, por eso es fundamental determinar que aislamiento y que espesor tendría éste, para obtener una mínima ganancia de calor.

El aislamiento que hemos elegido, es lana de vidrio cuya conductividad es 0,032 W/(m·K) a 0,044 W/(m·K) [4]

De esta manera para dimensionar el espesor del aislamiento se asumirá el modelo de una pared isotérmica que se encuentra en un medio extenso en reposo, y que la forma de transferencia de calor de la parte externa hacia la pared, es por convección libre.

La temperatura exterior que es la temperatura ambiente será de 25ºC. La temperatura de la superficie externa se la asumirá en 23ºC y la temperatura de la superficie interior en 5ºC.

Las correlaciones que se utilizan para determinar el coeficiente externo de transferencia de calor dependen de la disposición que tenga cada pared, que para el caso del enfriador, son verticales u horizontales.

Una vez conocidas las temperaturas de la pared, la temperatura ambiente, y el coeficiente exterior de transferencia de calor, se puede proceder a estimar el espesor del aislamiento.

En general, en la figura 20, se representa una pared con las condiciones mencionadas y con su circuito térmico equivalente.

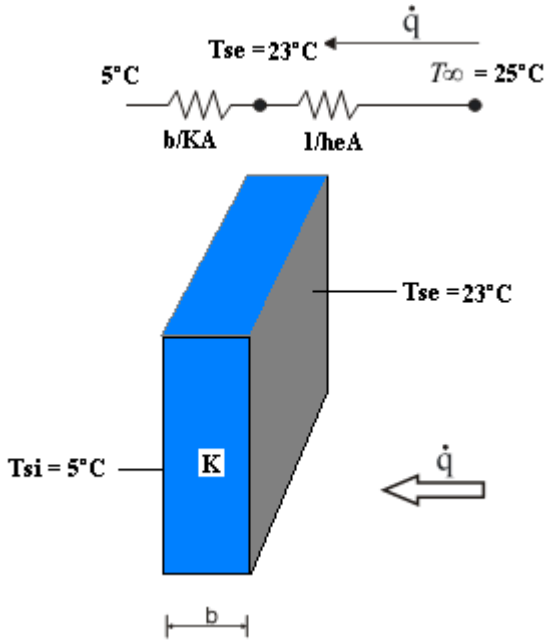


Fig. 20: Pared isotérmica con su circuito equivalente.

[4] http:/es,Wikipedia.org/wiki/aislante_t%c3%a9rmico#lana_de_vidrio

De esta manera haciendo un balance de energía, se puede decir que el calor de convección es igual al calor de conducción, así pues:

$$\dot{q} = \dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond}$$

$$\dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond}$$

$$h_e A(T_\infty - T_{se}) = \frac{K_{ais} A(T_{se} - T_{si})}{b}$$

$$b = \frac{K_{ais}(T_{se} - T_{si})}{h_e(T_\infty - T_{se})}$$ Ecuación (17)

Donde.

b = espesor del aislante

T_∞ = Temperatura ambiente

T_{se} =Temperatura superficie externa

T_{si} = Temperatura superficie interna

K_{ais} = Conductividad térmica de la lana de vidrio.

h_e = Coeficiente de convección.

A continuación se procede a determinar el espesor del aislante, para cada pared del refrigerador.

Las dimensiones correspondientes al evaporador son a = 25cm, b = 25cm y c = 25cm. (Ver Figura. 21.)

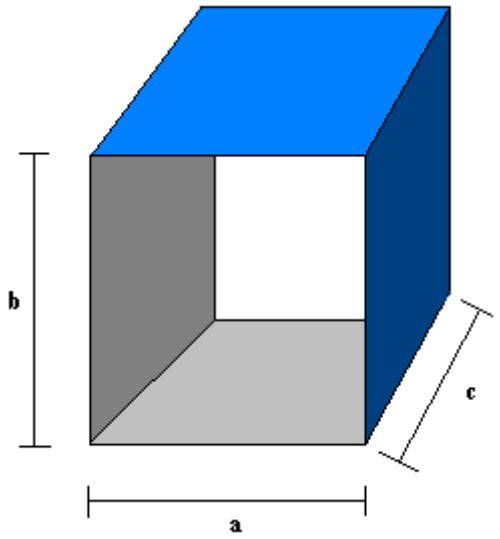


Fig. 21: Dimensiones del evaporador.

Para las paredes verticales que son las dos paredes laterales, la posterior y la frontal, hemos aplicado la correlación de convección libre o natural que dice: "*Correlación de Churchill y Chu para la convección libre sobre una superficie vertical a temperatura constante aplicable para todo Ra_L; donde el número de Nusselt, está determinado por la siguiente expresión*":

$$Nu_L = \left\{0.825 + \frac{0.387 {Ra_L}^{1/6}}{\left[1+(0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right\}^2 \qquad \text{Ecuación (18)}$$

Donde:

Nu_L: Número de Nusselt,

Ra_L: es el número de Rayleigh

Pr : Numero de Prandtl

El número de Rayleigh está definido por:

$$Ra_L = \frac{g\ \beta(T_\infty - T_{se})L^3}{\propto \upsilon} \qquad \text{Ecuación (19)}$$

Donde:

g : Aceleración de la gravedad.

β : Coeficiente térmico de la dilatación cubica de los gases.

v : Viscosidad cinemática del fluido

$\propto$: Difusividad Térmica

L: Longitud característica de la pared.

Todas las propiedades del aire que se requieren para calcular tanto el número de Nusselt como el Rayleigh, son evaluadas a la temperatura de película.

T_f : Temperatura de Pelicula.

$\left(T_f = (T_\infty + T_{se})/2\right)$ así: Ecuación (20)

$$T_f = (25 + 23)/2 = 24°C = 297.15K$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.003388\ K^{-1}$$

Para determinar las propiedades del aire (Ver Tabla 3), procedemos a interpolar, puesto que los valores que posee la misma no son los requeridos, así tenemos:

Tabla.: 3 Propiedades del aire

$T\ [K]$	$v\ x\ 10^{-6}\frac{m^2}{s}$	$\propto\ x\ 10^{-6}\frac{m^2}{s}$	$K\ x\ 10^{-3}\frac{W}{mK}$	Pr
250	11.440	15.900	22.30	0.7200
297.15	***15.712***	***22.236***	***26.14***	***0.7075***
300	15.980	22.500	26.30	0.707

Reemplazando valores en ecuación (19), se tiene que:

$$Ra_L = \frac{9.8 \times 0.00356\ (25 - 23)0.4^3}{(22.236 \times 10^{-6})(15.712 \times 10^{-6})}$$

$$Ra_L = 3.12x10^7$$

$$Nu_L = \left\{0.825 + \frac{0.387 \times (3.12\ x10^7)^{1/6}}{[1 + (0.492/0.7075)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$$

$$Nu_L = 43.286$$

El coeficiente exterior, es igual a:

$$h_e = \frac{K\ Nu_L}{L}$$ Ecuación (21)

$$h_e = \frac{26.14x10^{-3}(43.286)}{0.25} = 4.526\ W/m^2K$$

Finalmente,

b_v : Espesor paredes verticales.

$$b_v = \frac{K_{ais}(T_{se} - T_{si})}{h_e(T_\infty - T_{se})}$$

$$b_v = \frac{0.032(23 - 5)}{4.526(25 - 23)} = 0.0636\ m$$

Para la pared superior aplicamos la siguiente correlación que dice:

"Correlaciones de convección libre para la superficie inferior de una placa horizontal caliente o para la superficie superior de una placa horizontal fría a temperatura constante, propiedades calculadas a T_f."

$$Nu_L = 0.27{Ra_L}^{1/4} \qquad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

donde el número de Rayleigh es:

$$Ra_L = \frac{g\ \beta(T_\infty - T_{se})A_s/P}{\propto \upsilon}$$ Ecuación (22)

Donde, A_s es el área de la placa y P su perímetro

Las propiedades son las mismas que se utilizaron para la pared vertical, remplazando valores:

$$Ra_L = \frac{9.8 \times\ 0.00356(25-23)0.075/1.1}{(22.236 \times 10^{-6})(15.712 \times 10^{-6})}$$

$$Ra_L = 13.058\ x\ 10^6$$

$$Nu_L = 0.27(13.058\ x\ 10^6)^{1/4}$$

$$Nu_L = 16.39$$

Para determinar el valor de h, en este caso debemos tomar en cuenta que $L = \frac{A_s}{P}$.

$$h = \frac{26.14x10^{-3}(16.39)}{0.068}$$

$$h = 6.3\,W/m^2K$$

b_{hs} : Espesor pared superior.

$$b_{hs} = \frac{0.032(23-5)}{6.3(25-23)}$$

$$b_{hs} = 0.0457\ m$$

Para pared inferior aplicamos la siguiente correlación que dice:

"Correlaciones de convección libre para la superficie superior de una placa horizontal caliente o para la superficie inferior de una placa horizontal fría a temperatura constante, propiedades calculadas a T_f."

$$Nu_L = 0.54{Ra_L}^{1/4} \qquad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

el número de Rayleigh es:

$$Ra_L = \frac{g\ \beta(T_\infty - T_{se})A_s/P}{\propto \upsilon} \qquad \text{Ecuación (23)}$$

Las propiedades son las mismas que se utilizaron para la pared vertical, remplazando valores:

$$Ra_L = \frac{9.8 \times\ 0.00356(25-23)0.075/1.1}{(22.236 \times 10^{-6})(15.712 \times 10^{-6})}$$

$$Ra_L = 13.058\ x\ 10^6$$

$$Nu_L = 0.54(13.058\ x\ 10^6)^{1/4}$$

$$Nu_L = 32.78$$

$$h = \frac{26.14x10^{-3}(32.78)}{0.068}$$

$$h = 12.6\ W/m^2K$$

$$b_{hi} = \frac{0.032(23-5)}{11.17(25-23)}$$

$$b_{hi} = 0.025m$$

Para mayor facilidad en la construcción del enfriador, hemos creído conveniente tener un único espesor de aislamiento, para ello se ha determinado un promedio, dependiendo del área de cada pared, así:

$$b_p = \frac{2A_L b_v + A_F b_v + A_p b_v + A_{sup} b_{hs} + A_i b_{hi}}{A_T} \qquad \text{Ecuación (24)}$$

$$b_p = \frac{2(0.075)(0.0636) + 0.0625(0.0636) + 0.0625(0.0636) + 0.075(0.0457\ ) + 0.075(0.025)}{1.775}$$

$$b_p = 0.012m$$

Por lo tanto, el espesor de aislamiento que tendrá cada pared será de 12.8mm.

Cabe recalcar que el aislamiento no es 100% efectivo, ya que existe una pequeña ganancia de calor que debe ser determinada, para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{T_\infty - T_{si}}{\frac{b}{K_{ais}A} + \frac{1}{h_e A}}$$ Ecuación (25)

Para las dos paredes laterales y considerando el espesor de aislamiento promedio, se tiene:

$$Q = 2 * \frac{25 - 5}{\frac{0.0636}{0.032(0.075)} + \frac{1}{4.526(0.075)}} = 1.358\ W$$

Para la pared posterior y frontal:

$$Q = 2 * \frac{25 - 5}{\frac{0.0636}{0.032(0.0625)} + \frac{1}{4.526(0.0625)}} = 1.13\ W$$

Para la pared superior, se tiene:

$$Q = \frac{25 - 5}{\frac{0.0457}{0.032(0.075)} + \frac{1}{6.3(0.075)}} = 0.945\ W$$

Finalmente para la pared inferior:

$$Q = \frac{25 - 5}{\frac{0.025}{0.032(0.075)} + \frac{1}{12.6(0.075)}} = 1.743W$$

La ganancia de calor total a través de las paredes, es igual a:

$$Q_{paredes\ a\ extraer} = 5.1769\ W \times 1h = 5.17Wh = 18.6384\ kJ$$

De esta manera se han establecido los valores de todos los aportes de calor, la carga total de enfriamiento es la suma de los dos aportes individuales:

$$Q_{T\ a\ extraer} = Q_{agua} + Q_{Paredes\ a\ extraer}$$

Ecuación (26)

$$Q_{T\ a\ extraer} = 70.83kJ + 18.6384\text{kJ}$$

$$Q_{T\ a\ extraer} = 89.468kJ$$

e.2.3. Determinación teórica de la masa necesaria de adsorbente y sorbato. (Carbón activado-metanol)

Existe una gran diversidad de métodos de producción de frío, los cuales en su mayoría están basados en la extracción de calor de un cuerpo o un espacio por intermedio de la absorción de aquél por un fluido (refrigerante), el cual a su vez, y de manera espontánea, cambia su estado de agregación, mediante evaporación, fusión, sublimación, etc., cuyas transiciones se desarrollan a bajas temperaturas.

En este trabajo, el método empleado es el de carga de vaporización a través de un sistema adsorción, que consiste en el uso de un par adsorbente/adsorbato, que debe cumplir con ciertas características en dependencia del punto del calor que se desea extraer.

La zeolita/agua es el mejor par empleado para climatizar, mientras que el par carbón activado/metanol y carbón activado/amoníaco son mejores para la producción de hielo.

El par carbón activado/metanol es el seleccionado para este trabajo, ya que el refrigerante (metanol) presenta ventajas debido a: evapora a temperaturas muy por debajo de 0 ºC, su entalpía de vaporización es significativa (1190.73kJ/kg, para 5 ºC), no es tóxico, es de bajo costo y existe disponibilidad. Además, se consiguen COP más elevados que para los otros pares de adsorbentes/adsorbatos.

Tabla 4 Características del adsorbente. (Carbón Activado)

Carbón Activado Tipo:	ECOK -70
$Cp_{carbón}$ = Calor Especifico del Carbón activado:	836J/kg °K
$\delta_{carbón}$= Densidad del carbón activado:	500 Kg/m^3
$K_{carbón}$ = Conductividad térmica del Carbón activado:	0.79W/m°K
W_0 o X_0 = Máxima capacidad de adsorción Ecua. D-A:	0.137 L/Kg
n = Exponente ecuación Dubinin-Astakhov:	1.8
D_{D-A} = Coeficiente de afinidad ecua. D-A:	3.48 X 10^{-4}

Tabla 5 Características del adsorbato. (Metanol)

Metanol:	CH_3 OH
Peso molecular	32.0
Punto de fusión	-97.5 °C
Punto de ebullición a 1 atm	64.6 °C
Densidad a 20 °C	791.4 Kg/m^3
Calor especifico (liquido) a 25 °C	81.08 J/k mol
Calor latente de vaporización a 25 °C	37.4 KJ/mol
Calor latente de vaporización a 65 °C	35.2 KJ/ mol
Calor latente de vaporización a 120 °C	30.8 KJ/mol

La masa de metanol que debe circular a través del sistema se determina mediante el calor que debe absorber el evaporador. Dicho valor fue determinado con anterioridad y es igual a:

$$Q_{T\ a\ extraer} = 89.468kJ$$

Esta cantidad de energía producirá un cambio de fase en el refrigerante (metanol), siendo el calor latente de evaporación del metanol el responsable de la extracción del calor en la cama fría. De acuerdo a lo mencionado tenemos:

Calor a extraer = (masa del refrigerante)(calor latente de evaporación)

$$Q_{T\ a\ extraer} = m_{met} \times h_{fg(5°C)}$$ Ecuación (27)

Donde:

$Q_{T\ a\ extraer}$: Calor que absorbe el evaporador, kJ.
$m_{metanol}$: Masa de refrigerante (metanol), kg.
h_{fg}: Calor latente de vaporización, kJ/kg.

El calor latente de vaporización del metanol a 5 ºC, es de 1190.73kJ/kg (valor tomado de la Tabla 8 Anexos 1), el Qevap = 89.468kJ.

Despejando de la ecuación 17 tenemos:

$$m_{metanol} = \frac{Q_{T\ a\ extraer}}{h_{fg(metanol)a(5°C)}}$$

$$m_{metanol} = \frac{89.468kJ}{1190.73kJ/kg}$$

$$m_{metanol} = 0.07513kg$$

Siendo necesario $0.07513kg$ de metanol para el proceso de refrigeración.

Para determinar la masa del adsorbente se considera la siguiente ecuación la cual depende de la cantidad de masa refrigerante y de la máxima capacidad de adsorción del carbón.

$$m_{metanol} = m_{ads1} \times X_o$$ Ecuación (28)

Donde:
m_{ads1}: Masa de adsorbente (carbón activado), kg.

X_o= Máxima capacidad de adsorción Ecua. D-A

X_0: 0.137 kg/kg (Valor obtenido mediante ensayos realizados en el Laboratorio -EPN)

$$m_{ads1} = \frac{m_{metanol}}{X_0}$$

$$m_{ads1} = \frac{0.07513kg}{0.13kg/kg}$$

$$m_{ads1} = 0.5779kg$$

Conocidas las masas del par refrigerante se utilizará un coeficiente de seguridad de diseño, siendo este de 1.15. Entonces las masas a utilizar serán:

Masa del metanol final = $m_{metanol\ final}$: 0.086kg

Masa de carbón activado final = m_{ads}: 0.66kg

Estos valores servirán para el diseño general del sistema de refrigeración.

e.2.4. Diseño general del sistema de refrigeración.

Para el diseño del prototipo del sistema de refrigeración solar con ciclo de adsorción de carbón activo–metanol, hemos tomado principalmente las propiedades del par refrigerante a utilizar en el proyecto (los cuales se describen más adelante), así mismo materiales existentes en el medio que satisfagan las características y necesidades que exige el sistema de enfriamiento.

e.2.4.1. Diseño de partes.

e.2.4.1.2. Cámara de calor.

Cámara adsorbedora.

Se considera cámara adsorbedora al equipo donde aplicaremos calor mediante un fluido térmico, el cual se calentara por medio de un colector solar de placa plana. Esta cámara es una de las partes importantes de nuestro sistema, debido que es aquí donde se produce el proceso de adsorción y de desorción.

El modelo que se plantea para la cámara adsorbedora tendrá forma cilíndrica, la misma que permite tener una distribución homogénea del carbón, lo que implica una mayor área de adsorción del metanol.

Considerando que los valores de la masa adsorbente y la masa del adsorbato son relativamente pequeños, decidimos dar valores proporcionales para el diseño de la cámara adsorbedora, los cuales se representan a continuación:

Datos:

Diámetro exterior	=	$D_{e.}$	=	0.2m (valor asumido para el diseño)
Altura	=	h	=	0.15m (valor asumido para el diseño)
Masa adsorbente	=	$M_{ads.}$	=	0.66kg
Densidad del carbón	=	$\delta_{carb.}$	=	500kg/m^3
Diámetro interior	=	$D_{i.}$		
Diámetro medio	=	$D_{med.}$		
Espesor	=	e		

El volumen que ocupa el carbón en la cámara adsorbedora es un factor a considerar muy importante, ya que con este valor se determinara el espesor que tendrá el carbón alrededor de la cámara adsorbedora.

Primero empezaremos calculando el volumen total de la cámara adsorbedora:

$$V_{cámara} = \pi \times h_{cámara} \times r^2_{cámara} \qquad \text{Ecuación} \quad (29)$$

$$V_{cámara} = \pi 0.15m\ (0.1m)^2$$

$V_{camara} = 4.71 \times 10^{-3}\ m^3$ (Volumen de la cámara)

El volumen de carbón se expresa en la siguiente fórmula:

$$V_{ads} = \frac{m_{ads}}{\delta_{carb.}} \qquad \text{Ecuación} \quad (30)$$

$$V_{ads} = \frac{0.66kg}{500\frac{kg}{m^3}}$$

$V_{ads} = 1.32 \times 10^{-3}\, m^3$ (Volumen del carbón)

Calculo del volumen interior de la cámara

$$V_{int} = volumen_{cámara} - volumen_{ads}$$ Ecuación (31)

$V_{int} = 3.39 \times 10^{-3}\, m^3$ (Volumen interior de la cámara)

Con el volumen interior de la cámara procedemos a calcular el radio que tendrá dicho volumen.

$$r_{volumen\ interior} = \sqrt{\frac{volumen_{interior}}{\pi \times h_{cámara}}}$$ Ecuación (32)

$$r_{volumen\ interior} = \sqrt{\frac{3.39\times10^{-3}\, m^3}{\pi\times0.15m}}$$

$r_{volumen\ interior} = 0.0848\text{m}$

Una vez obtenido el radio del volumen interior se calcula el espesor ($c_{arbón}$) que ocupará el carbón activado dentro de la cámara de adsorción:

$$e_{carbón} = \frac{D_e - D_{volumen\ interior}}{2}$$ Ecuación (33)

$$e_{carbón} = \frac{0.2\text{m} - 0.169\text{m}}{2}$$

$e_{carbón} = 0.015\text{m}$

El espacio a ocupar el adsorbedor alrededor de la cámara cilíndrica será de un espesor de 0.015 metros.

Considerando que las presiones que se dan en el sistema son relativamente bajas (máximo 10mbar = 1.45psi),[5] se decide que el espesor del recipiente (cámara adsorbedora) no ameritara cálculo, debido a lo anteriormente señalado se tomara un espesor mínimo posible para garantizar la transferencia de calor.

[5] http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar29/HTML/articulo02.htm

De acuerdo a estudios y proyectos anteriormente realizados en esta área, se elige el acero inoxidable (304) como material adecuado para la fabricación de la cámara adsorbedora.

Datos:

Tipo de Material: Acero inoxidable (304)

Espesor: = $e_{\text{lámina acero}}$ = 2mm = 0.002m

Densidad del acero inoxidable: = $\delta_{\text{lámina acero.}}$ = 7800kg/m^3

A continuación se calcula la masa que ocupa la lámina de acero inoxidable en la construcción de la cámara adsorbedora, para ello se determina el volumen total del mismo en las siguientes formulas:

- **Volumen del cilindro exterior de lámina de acera (cámara adsorbedora).**

$$V_{lámina\ acero} = \frac{\pi\left(D_e^2 - D_{interior\ lámina\ acero}^2\right)}{4} \times h_{camara}$$ Ecuación (34)

$$V_{lámina\ acero} = \frac{\pi\left((0.2)^2 - (0.196)^2\right)}{4} \times 0.15$$

$$V_{lámina\ acero} = 1.86 \times 10^{-4} m^3$$

- **Volumen de la tapa del cilindro exterior de lámina de acera (cámara adsorbedora).**

$$V_{tapa\ lámina\ acero} = \frac{\pi(D_e)^2}{4} \times e_{lamina\ acero}$$ Ecuación (35)

$$V_{tapa\ lámina\ acero} = \frac{\pi(0.2)^2}{4} \times 0.002$$

$$V_{tapa\ lámina\ acero} = 6.28 \times 10^{-5} m^3$$

Tomando en cuenta que el cilindro cuenta con la tapa superior e inferior el volumen de la tapa se lo multiplica por 2

$$V\ Total_{\ tapa\ lámina\ acero} = 2 \times 6.28 \times 10^{-5} m^3$$

$$V\ Total_{\ tapa\ lámina\ acero} = 1.256 \times 10^{-4} m^3$$

Volumen Total del cilindro $_{\text{lámina acero}}$ = Volumen del cilindro + Volumen Total de tapas

$$V_T = 3.136 \times 10^{-4} m^3 \qquad \text{Ecuación (36)}$$

Para calcular la masa del acero aplicamos la siguiente formula:

$$m_{acer.} = \rho_{acer.} \times V_T \qquad \text{Ecuación (37)}$$

$$m_{acer.} = 7800 \frac{kg}{m^3} \times 3.136 \times 10^{-4} m^3$$

$$m_{acer.} = 2.44 kg$$

Una vez obtenido la masa del acero se procede a determinar la energía mínima que se debe aportar a la cámara adsorbedora, esto se consigue calculando las cargas térmicas que existen en la cámara, para luego sumarlas. Se las ha subdividido de acuerdo al material considerando un incremento de temperatura constante para todos los casos.

La temperatura en el colector solar promedia entre (80 y 100) °C (Colector de media temperatura)[6]. En nuestro caso se opta la Temperatura de 80°C (T_2=80°C=353K) debido a que el sistema de aporte de calor a la cámara adsorbedora es un colector solar de placa plana, el cual no alcanza temperaturas mayores a 100°C en ninguno de los casos. Cabe mencionar que esto es un parámetro que asegura el diseño del presente proyecto.

A continuación se procede a determinar las cargas térmicas antes mencionadas.

[6] Tipos de colectores solares y componentes básicos [en línea] [http://energiadoblecero.com/energias-renovables/energia-termosolar/tipos-de-colectores-solares-y-componentes-basicos], [Consulta: 10 noviembre 2011]

- **Carga térmica del Carbón Activado**

$$Q_{carbón.} = m_{ads} Cp_{carbón.} \Delta T_2 \qquad \text{Ecuación (38)}$$

Donde:

m_{ads} = Masa adsorbente

$C_{P\ carbón.}$ = Calor especifico del carbón activado

ΔT_2= Diferencia de Temperatura entre colector solar (T_2) y temperatura ambiente (T_3)

$$\Delta T_2 = T_2 - T_3$$

T_2= Temperatura del Colector 80°C = 353K

T_3 = Temperatura promedio en el sector de estudio (Catamayo) 25°C= 298K

ΔT_2= 353K - 298K = 55K

ΔT_2= 55K

$$Q_{carbón.} = 0.66kg\left(836\frac{J}{kgK}\right)(353K - 298K)$$

$$Q_{carb.} = 30346.8J = 30.3468kJ$$

- **Carga térmica del Metanol**

$$Q_{metanol.} = m_{met} Cp_{met.} \Delta T_2 \qquad \text{Ecuación (39)}$$

Donde:

$m_{metanol}$ = Masa metanol

$C_{P\ metanol.}$ = Calor especifico del metanol

ΔT_2= Diferencia de Temperatura entre colector solar y temperatura ambiente

$$Q_{metanol.} = 0.086kg\left(1370\frac{J}{kg°K}\right)(353°K - 298°K)$$

$$Q_{metanol.} = 6480.1J = 6.4801kJ$$

- **Carga térmica del Acero inoxidable**

$$Q_{acero.} = m_{acero} Cp_{acero.} \Delta T_2$$ Ecuación (40)

Donde:

m_{acero} = Masa acero

$C_{P\ acero.}$ = Calor especifico del carbón activado

ΔT_2= Diferencia de Temperatura entre colector solar y temperatura ambiente

$$Q_{acer.} = 2.44kg\left(460\frac{J}{kg°K}\right)(353K - 298K)$$

$$Q_{acer.} = 61732J = 61.7kJ$$

Con la suma de las tres cargas térmicas de los materiales que están presentes en la cámara adsorbedora se obtendrá la carga térmica total.

$$Q_{T\ materiales} = Q_{carbón.} + Q_{metanol.} + Q_{acero.}$$ Ecuación (41)

$$Q_{T\ materiales.} = 98.52kJ = 23.53kcal$$

Este calor es la energía total que se debe aplicar en la cámara adsorbedora para realizar el proceso de refrigeración. Este valor es ideal por lo que se debe asumir un coeficiente de seguridad de diseño debido a pérdidas de calor.

El coeficiente de seguridad será de 1.1 lo que significa un 10% de la energía total necesaria, quedándonos una carga térmica total igual a:

$$Q_{T.} = 108.372kJ = 25.883kcal$$

Como ya se mencionó la fuente de energía en el presente proyecto es un colector solar de placa plana, por lo que el mencionado colector deberá aportar la energía calculada.

e.2.3.1.3. Colector solar.

e.2.3.1.3.1. Dimensionamiento del colector.

De acuerdo a varios estudios un sistema colector de energía solar de placa plana tiene rendimientos máximos de entre (40 y 50) %, este es un valor importante en nuestra fase de diseño, ya que en conjunto con la constante solar del sector donde se implementará el proyecto (Catamayo) nos permitirá dimensionar el área del colector requerido.

Ya es conocido que la energía requerida para el sistema de refrigeración es:

$$Q_{T\ materiales.} = 108.372kJ = 25.883kcal$$

En un sistema común de refrigeración por adsorción se determina el área de colector para el número de horas sol de un día, ya que generalmente utiliza la energía solar diurna.

En nuestro caso particular no se toma esta consideración ya que por ser un prototipo experimental nos planteamos realizar dos ciclos de refrigeración por día. Lo que implica el dimensionamiento del colector para abastecer la demanda energética en la mitad de hora sol de un día común, o sea, calentará la cámara de adsorción en promedio de 2 horas. Además se considera el rendimiento de 0.85 para un sistema de flujo de calor hacia la cámara adsorbedora.

Este sistema utilizará un fluido líquido (aceite térmico) para transportar el calor desde la reserva hacia la cámara de adsorbedora. No obstante más adelante se determinará las respectivas perdidas de calor.

Para dimensionar de manera adecuada el área del colector solar requerida, haremos uso de la siguiente gráfica donde se muestra los promedios mensuales de radiación solar en el sector de estudio (Catamayo).Esta grafica pudo ser obtenida mediante el software Access y el software IDRISI[7] (Ver Fig. 22)

[7] RODRIGUEZ CHALAN., Henrry. ROJAS PINEDA., Freddy. 2011. Caracterización del recurso eólico, solar e hídrico de los sectores rurales de la provincia de Loja que no disponen de electrificación. (Tesis Ing. Electromecánica) Loja Ecuador, Universidad Nacional de Loja. Área de la energía las industrias y recursos naturales no renovables.

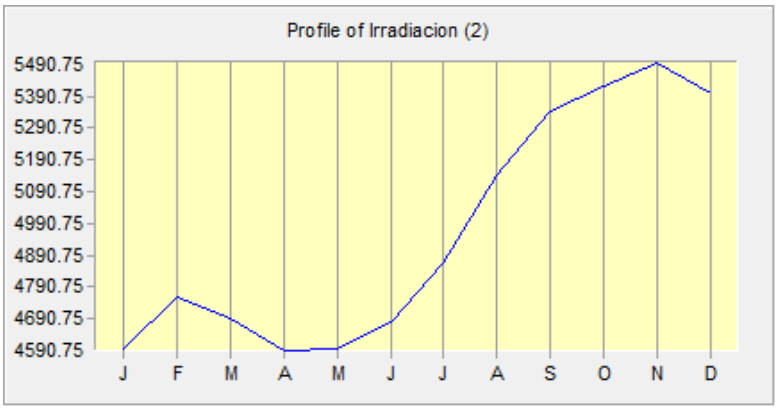


Fig. 22: Gráfica de los promedios mensuales de radiación solar en Catamayo.

Como se puede mostrar la curva es muy irregular por lo que procedemos a dividir en semi-curvas de tres meses para obtener promedios parciales, y con estos valores determinar el área requerida. Siendo el valor de sección menor el seleccionado, el cual coincide con el trimestre de menor radiación promedio.

Con esto se busca un diseño confiable para cualquier época del año.

PRIMER TRIMESTRE

MES	IRADIACIÓN GLOBAL ($W.h/m^2$día)	PROMEDIO DE IRRADIACIÓN GLOBAL ($W.h/m^2$ día)
ENERO	4590	4673.33
FEBRERO	4790	
MARZO	4690	

SEGUNDO TRIMESTRE

MES	IRADIACIÓN GLOBAL ($W.h/m^2$día)	PROMEDIO DE IRRADIACIÓN GLOBAL ($W.h/m^2$día)
ABRIL	4590	4623.33
MAYO	4600	
JUNIO	4680	

TERCER TRIMESTRE

MES	IRADIACIÓN GLOBAL (W.h/m^{2}día)	PROMEDIO DE IRRADIACIÓN GLOBAL (W.h/m^{2}día)
JULIO	4880	5093.33
AGOSTO	5100	
SEPTIEMBRE	5300	

CUARTO TRIMESTRE

MES	IRADIACIÓN GLOBAL (W.h/m^{2}día)	PROMEDIO DE IRRADIACIÓN GLOBAL (W.h/m^{2}día)
OCTUBRE	5400	5426.66
NOVIEMBRE	5490	
DICIEMBRE	5390	

Luego de los análisis se puede deducir que el trimestre abril-junio es el de menor radiación (4623.33 W.h/m^{2}día), siendo este el valor de irradiación considerado para el diseño; transformándolo a unidades de W/m^2 tenemos:

$$4623.33\frac{W.h}{m^2\,día}\times\frac{día\ solar}{12\ h}=385.27W/m^2$$

De acuerdo a lo mencionado tenemos:

Datos:

$Q_{T\ materiales.}=108.372kJ=25.883kcal$ = Energía requerida.

η_{sc} = 0.40 = Rendimiento del sistema colector.

η_{sf} = 0.85 = Rendimiento fluido transferencia de calor.

K_s = 385.27W/m^2 = Constante solar.

t_1 = 2h = 7200seg = Tiempo de calentamiento de la cámara de adsorción

f_s = 1.5 = Factor de seguridad

$$A_{colector} = \frac{Q_T \times f_s}{\eta_{sf} \times \eta_{sc} \times Ks \times t}$$ Ecuación (42)

$$A_{colector} = \frac{108370J \times 1.5}{0.85 \times 0.40 \times 387.27 \frac{J}{seg.m^2} \times 7200seg}$$

$$A_{colector} = 0.17m^2$$

Suponiendo que el colector es cuadrado tendremos las siguientes dimensiones.

La longitud de los lados del colector solar serán igual:

$$L_{colector} = \sqrt{A_{colector}}$$ Ecuación (43)

$$L_{colector} = \sqrt{0.155m^2}$$

$$L_{colector} = 0.414m = 41.4cm$$

Por cuestiones de seguridad del proyecto, y por facilidad de construcción se propone aumentar las dimensiones del colector solar, siendo las siguientes medidas las que el grupo de trabajo considera: 70cm x 70cm ($A_{colector\ final}$= área del colector solar 0.49m^2), tómese en cuenta que esta área del colector solar igualmente permitirá aportar con la energía requerida para el sistema de refrigeración.

e.2.3.1.3.2. Dimensionamiento de la reserva de aceite.

El colector solar antes dimensionado calentará una masa de aceite térmico, la misma que será utilizada para transferir energía (Calor) a la cámara adsorbedora, utilizando las características del aceite térmico. Tabla 6

Tabla 6 Características del aceite térmico.

CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE TÉRMICO	
Temperatura °C	**Calor Específico Cp_{aceite} (J/kg °K)**
25-50	1464.6
50-75	2006
75-100	2131

En nuestro caso trabajaremos con el Cp_{aceite} de mayor valor, por necesitar mayor cantidad de energía por kilogramo de masa de aceite (2131J/kg K).

Considerando que la temperatura del colector solar es de 353K, la temperatura de la cámara adsorbedora sería la misma, por lo que tenemos lo siguiente:

Temperatura del Colector solar (T_2=353K)=Temperatura de la cámara adsorbedora (T_4=353K)

$\Delta T_3 = T_4 - T_3$

ΔT_3=Diferencia de temperatura entre la cámara adsorbedora (T_4) y T. ambiente (T_3)

T_4= Temperatura de la cámara adsorbedora 80°C = 353K

T_3 = Temperatura promedio en el sector de estudio (Catamayo) 25°C= 298K

ΔT_3= 353K - 298K = 55K

ΔT_3= 55K

Con este valor determinamos la masa del aceite a calentar:

$$m_{aceite} = \frac{E_{cap.}}{Cp_{aceite} \times \Delta T_3} = \frac{A_{colector\ final} \times Ks \times \eta c}{Cp_{aceite} \times \Delta T_3} \times t \qquad \text{Ecuación (44)}$$

$$m_{aceite} = \frac{0.49m^2 \times 385.27w/m^2 \times 0.4}{2131\,J/kg\ °K \times 55\ K} \times 7200seg$$

$$m_{aceite} = 4.63kg = 4.63\ lt$$

El volumen del reservorio será igual 1.15 veces la masa por densidad.

$$V_{aceite} = \frac{m_{aceite}}{\delta_{aceite}} \times 1.15 \qquad \text{Ecuación (45)}$$

$$V_{aceite} = \frac{1kg}{815kg/m^3} \times 1.15$$

$$V_{aceite}. = 0.0065m^3 = 6.5lt$$

e.2.3.1.4. Cálculo del condensador

Para el cálculo de la longitud de la tubería necesaria para condensar el metanol (condensador). Se asume que el vapor del metanol, al pasar por dicha tubería, sede calor hacia el medio ambiente, mediante una tubería en forma de un serpentín en disposición horizontal.

Para ello se selecciona de manera previa el diámetro de la tubería, siendo este de $D_{condensador}$= 5/16" (0.008m) con un espesor de $e_{condensador}$= 0.7mm (0.007m).

Debido al paso del vapor la tubería se calienta, la temperatura de la superficie del tubo, se considera un tanto menor a la temperatura del vapor del metanol que posee en el instante de salida de la cámara de adsorción, esta temperatura según lo estipulado es igual a T_4= 80ºC (353K), por lo que en nuestro caso hemos considerado una temperatura del tubo de condensado de 45ºC menor a la de la temperatura de la cámara de adsorción, temperatura a la cual el metanol se encontrará aun siendo gas y con cierto grado de recalentamiento.

De acuerdo a lo mencionado, la temperatura de la superficie de la tubería será de T_5= 35ºC (333K), además se conoce que la temperatura del ambiente en el sector es de T_3= 25ºC (298K), con estos valores procedemos a determinar la longitud necesaria de la tubería con el fin de disipar la energía para realizar el cambio de fase en la totalidad del gas

Considerando un tiempo de condensación de 15 minutos debido a que se refiere a un prototipo experimental y sabiendo que el calor latente de condensación del metanol es de 1160kJ/kg, se tiene:[8]

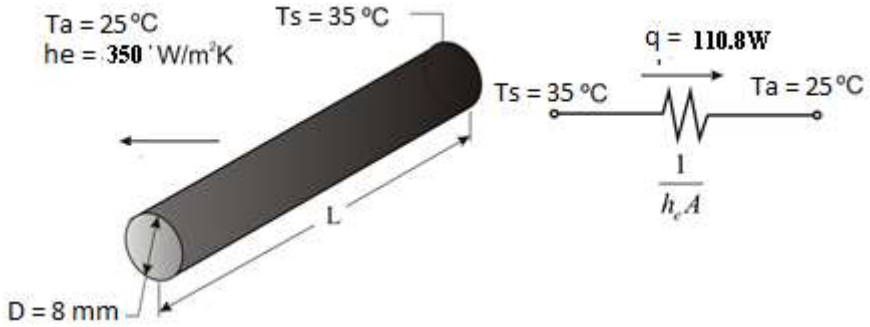
$$Q_{cond} = (h_{condesaciòn} \times m_{met})/(t_{condensacòn})$$ Ecuación (46)

$$Q_{cond} = (1160\, kJ/kg \times 0.086kg)/(900s)$$

$$Q_{cond} = 110.8W$$

[8]HERNANDEZ ARROYO E, CORDOBA E.J, Diseño, construcción y prueba de un refrigerador solar por adsorción, usando carbón activado. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana, Bucaramanga. 2011

Luego procedemos a calcular la longitud del condensador, así tenemos[9]:



$$L_{cond} = \frac{Q_T}{\pi \times D \times he \times \Delta T}$$ Ecuación (47)

$$L_{cond} = \frac{110.8W}{\pi \times 0.008m \times 350\frac{W}{m^2K} \times (35°C - 25°C)}$$

$$L_{cond} = 1.259m$$

Por lo tanto la longitud del condensador es $L_{cond} = 1.26m$

e.2.3.1.5. Diseño general del evaporador.

A continuación realizaremos el diseño del evaporador (longitud de tubería necesaria), basado en la determinación del área necesaria para disipación de energía que existe en el cambio de fase del metanol (liquido-vapor). Para esto utilizaremos la teoría de transferencia de calor por convección el cual se produce en el interior de la tubería del evaporador para ello se conoce lo siguiente:

Masa del metanol final =m $_{metanol=}$ 0.086kg

Densidad del metanol (25°C) = 783.7 kg/m^3

Se considera un calor latente de evaporación de 1190.73kJ/kg

[9] GUELEDEL SUCUNUTA Rodrigo, LOJAN JIMENEZ Pablo, Diseño y construcción de un refrigerador solar tipo intermitente" Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Loja. 2010

Se plantea evaporar la totalidad del metanol en un tiempo de t_3= 30 minutos (tiempo de evaporización) a través del uso de un serpentín que conforma parte de la cámara de refrigeración. Dicho serpentín tendrá un diámetro de tubería de $D_{evaporador}$= 6 mm (diámetro de la tubería del evaporador). Por otro lado se toma las siguientes condiciones preliminares:

T_3 = 25°C = 298.15 K Temperatura ambiente.

T_{fi} = 5°C = 278 K Temperatura final propuesta.

El calor de evaporación será[10]:

$$Q_{evap} = \left(h_{evaporacion} \times m_{met}\right)/\left(t_{evaporacion}\right) \qquad \text{Ecuación (48)}$$

$$Q_{evap} = (1190.73\text{kJ/kg} \times 0.086kg)/(1800s)$$

$$Q_{evap} = 56.89W$$

Luego procedemos a calcular la longitud del evaporador, así tenemos[11]:

$$L_{evap} = \frac{Q_T}{\pi \times D \times he \times \Delta T} \qquad \text{Ecuación (49)}$$

$$L_{evap} = \frac{56.89W}{\pi \times 0.006m \times 100\frac{W}{m^2K} \times (25°\text{C} - 5°\text{C})}$$

$$L_{evap} = 3.018m$$

Por lo tanto la longitud del evaporador es $L_{evap} = 3m$

e.2.5. Coeficientes de rendimiento en el ciclo de refrigeración.

Para que los sistemas de adsorción se conviertan en una alternativa realista es necesario que estos sistemas presenten desempeños lo suficientemente altos.

[10]HERNANDEZ ARROYO E, CORDOBA E.J, Diseño, construcción y prueba de un refrigerador solar por adsorción, usando carbón activado. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana, Bucaramanga. 2011

[11] GUELEDEL SUCUNUTA Rodrigo, LOJAN JIMENEZ Pablo, Diseño y construcción de un refrigerador solar tipo intermitente" Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Loja. 2010

Los parámetros usuales utilizados para evaluar el rendimiento de un sistema de refrigeración por adsorción son COP, el SPC y la eficiencia termodinámica la cual es la relación entre COP y el COP de Carnot.

e.2.5.1. Coeficiente de Operación (COP)

De la ecuación (8) tenemos:

$$COP = \frac{Efecto\ de\ enfriamiento}{Calor\ {}^{y}/_{o}\ Trabajo\ de\ entrada} = \frac{Calor\ extraido\ por\ la\ evaporaciòn}{Transferencia\ de\ calor\ en\ el\ generador}$$

Dónde:

$Q_{evap\ refrigerante}$. = suministro de enfriamiento resultado de la evaporación del refrigerante (J)

Q_T = calor para calentar la cama adsorbente y regenerar el adsorbente. (J)

El $Q_{evap\ refrigerante}$ será igual al calor de evaporación Q_{evap} por el tiempo de evaporación $t_{evaporacion}$.

$$COP = \frac{\boldsymbol{Q}_{\text{evap refrigerante}}}{\boldsymbol{Q_T}}$$

$$COP = \frac{102.402kJ}{108.372\text{kJ}}$$

$$COP = 0.94$$

El COP tiene una relación directa con la trasferencia de calor y la transferencia de masa.

e.2.5.2. Eficiencia Carnot.

De la ecuación (9) tenemos:

$$COP_{carnot} = \frac{1}{1 - \frac{\mathrm{T_{fi}}}{\mathrm{T_1}}}$$

$$COP_{carnot} = \frac{1}{1 - \frac{281{,}15\ K}{295.15K}}$$

$$COP_{carnot} = 1.57$$

Donde:

T_{fi} = Temperatura del medio frío (K)

T_1 = Temperatura del medio caliente (K)

e.2.5.3. Capacidad especifica de enfriamiento (SCP)

De la ecuación (10) tenemos:

$$SCP = \frac{Q_{evap}}{M_{ads}}$$

$$SCP = \frac{56.89\ \mathrm{W}}{0.66kg}$$

$$SCP = 86.19\frac{W}{kg}$$

Donde:

SCP = capacidad específica de enfriamiento (W/kg)

Q_{evap} = flujo de calor extraído por el evaporador (W)

M_{ads} = masa total de adsorbente (kg)

e.2.6 Capacidad del sistema de refrigeración.

La capacidad del sistema de refrigeración se encuentra relacionada con la cantidad de calor extraído de la cámara de frio y el tiempo empleado en la evaporación del metanol en el sistema.

De acuerdo a lo calculado anteriormente; el $Q_{evap.}$ a extraer de la cámara de calor es de 86.196kJ = 86196J

El tiempo estimado para la evaporación del metanol en el sistema es $t_{evaporacion}$ = 1800seg.

$$Capacidad\ de\ \text{refrigeración} = \frac{Q_{evap}}{T_3} \qquad \text{Ecuación (46)}$$

$$Capacidad\ de\ \text{refrigeración} = \frac{86196.9J}{1800seg}$$

$$Capacidad\ de\ \text{refrigeración} = 47.88\,W = 163.37\,\frac{Btu}{h}$$

e.2.7 Rendimiento del colector solar tipo placa plana.

Con el área del colector de 0.49m^2 y una radiación de $385.27W/m^2$ la eficiencia es[12]:

$$\eta = \frac{Q_{T\ a\ extraer} \cdot 100}{G_T . A_c}$$

$$\eta = \frac{15.05W \times 100}{385.27\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2} . 0.49m^2} = 7.97\%$$

Comparando el rendimiento teórico del colector solar placa plana del 40% con el real obtenido 7.97% se constata que dentro de los rendimientos de los colectores solares el más bajo es el que se obtiene del tipo de placa plana, además de que el rendimiento varia debido a que la radiación solar varia durante tiempos puntuales del día.

[12] GUELEDEL SUCUNUTA Rodrigo, LOJAN JIMENEZ Pablo, Diseño y construcción de un refrigerador solar tipo intermitente" Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Loja. 2010

e.3 Protocolo de Pruebas.

Para esta sección se hará uso del siguiente esquema.

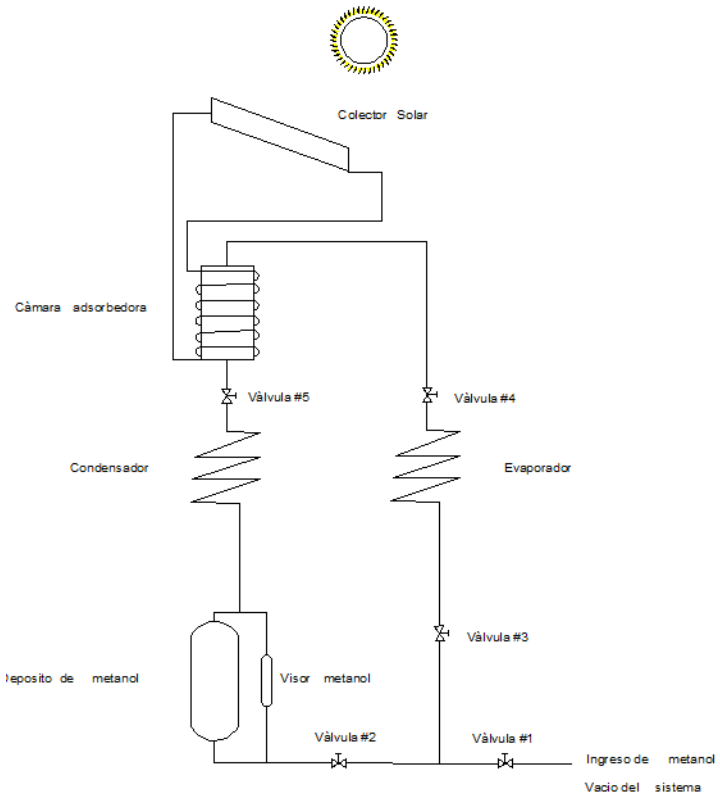


Fig. 23: Esquema del equipo construido.

f.3.1. Prueba de estanqueidad

Esta prueba permitió comprobar la existencia de fugas en las uniones de las cañerías, las que impedían mantener el vacío en el sistema, debido a los orificios existentes evidenciados mediante la colocación de espuma de jabón en el circuito de cañerías, presenciando la creación de burbujas se procedió a colocar silicón en los orificios encontrados. Una vez lograda a hermeticidad del sistema se dio paso al siguiente procedimiento.

1. Realizar la prueba de estanqueidad en un periodo de 24 horas, caída de presión admisible 1 pulgada de mercurio. Abrir las válvulas 1,2,3,4,5 (figura 33) y prender la bomba de vacío durante 15 minutos. Cerrar la válvula 1 y apagar la bomba de vacío. Anotar los valores de

presión y del vacuómetro. Dentro de 24 horas observar si estos valores han disminuido y comparar sus diferencias con la pérdida de vació admisible.

2. En caso de que la pérdida de vació sea superior a la admisible se debe localizar la fuga, para lo cual se debe hacer vació por tramos cerrando las válvulas. Una vez localizada la o las fugas sellarlas y volver a repetir la prueba de estanqueidad.

La prueba de estanqueidad se la debe realizar después de la construcción antes de poner a funcionar el equipo y durante el funcionamiento si se sospecha que el equipo está perdiendo estanqueidad.

f.3.2. Regeneración de la cámara adsorbedora y llenado de refrigerante.

La regeneración del carbón activado y el llenado de refrigerante se los debe realizar una sola vez, luego de ser construido y cuando haya superado la prueba de estanqueidad.

A pesar de haber realizado la regeneración del carbón es necesario regenerar nuevamente el carbón para asegurar que este tenga una capacidad adecuada de adsorción. Para estos se coloca el equipo en el sol y se abre las válvulas 1,2,3,4,5 (figura 33) y prender la bomba de vació durante dos horas. Cerrar la válvula 1 y apagar la bomba de vació. El carbón debe estar a una temperatura alrededor de 100ºC.

Una vez frio el carbón abrir la válvula 1, cerrar 3,5,4 (figura 33) e introducir con un embudo y una probeta el metanol calculado. Cerrar la válvula 2,5 (figura 33) y abrir las válvulas 1,3,4 (figura 33) para realizar vació por 15 minutos al sistemas de evaporador y cámara adsorbedora, luego cerrar las válvulas 1,3,4 (figura 33) y apagar la bomba de vació y el sistema está listo para experimentar el ciclo de refrigeración solar carbón activado metanol.

Cabe mencionar que debe estar recirculando el aceite térmico alrededor de la cámara adsorbedora para alcanzar la temperatura necesaria que permita al carbón activado adsorber el metanol.

f. RESULTADOS

f.1. Instrumentos utilizados en las mediciones.

Para realizar las mediciones que permiten determinar la eficiencia del sistema de refrigerador solar, se utilizaron los siguientes instrumentos: Para medir la radiación solar w/m^2 se utilizó un medidor de radiación solar Apogee, para medir las temperaturas en el colector solar, cámara adsorbedora y cámara de frio se utilizó una termocupla tipo K, para medir la presión del sistema un vacuómetro de vacío.

f.2. Experiencias del funcionamiento del prototipo de refrigerador solar con ciclo de adsorción carbón activado-metanol.

Dentro de las primeras pruebas de experimentación del prototipo se inició con el monitoreo del colector solar de placa plana el mismo que alcanzó las temperaturas de diseño para el aceite térmico la misma que sirve para calentar la cámara adsorbedora del refrigerador.

Temperatura alcanzada del aceite térmico = 90ºC

Temperatura ambiente = 25ºC

Radiación solar promedio = 750 W/m^2

Sitio de monitoreo = Catamayo-Guayabal

Fecha de monitoreo = septiembre/2011

Temperatura en el Evaporador= 7 ºC

Fig. 24: Monitoreo del colector solar de placa plana.

Continuando con las pruebas de las partes constitutivas del prototipo se procede a realizar la primera prueba de vacío al sistema de refrigeración la cual presento los siguientes inconvenientes:

Cámara adsorbedora.- Fugas en las caras superiores e inferior, a pesar de haber realizado el ajuste necesario en los pernos de sujeción y haber colocado el empaque con silicón para temperatura.

Fig. 25: Cámara adsorbedora.

Depósito de metanol.- No se logra la hermeticidad necesaria en la entrada y salida de metanol, empieza a fisurarse el vidrio de la botella en la parte inferior.

Fig. 26: Depósito de vidrio para metanol.

Una vez analizado los inconvenientes encontrados en la prueba anterior en los componentes del prototipo de refrigerador solar, se propuso realizar una cámara adsorbedora cilíndrica hermética es decir soldada las caras superior e inferior para la prueba de vacío sin fugas.

Fig. 27: Cámara adsorbedora cilíndrica.

En cuanto al depósito de metanol se optó por realizarlo con un tanque metálico hermético conectado en paralelo con un visor de bronce-vidrio de los cuales se obtuvo excelentes resultados en la prueba de vacío al igual que en la cámara adsorbedora.

Fig. 28: Deposito metálico de metanol con visor de bronce-vidrio.

El inconveniente en esta prueba fue que el metanol no fue adsorbido por el carbón activado desde el deposito hasta la cámara adsorbedora debido a que previamente no fue regenerado, es decir eliminar la humedad que contiene el mismo a temperaturas máximas de 110ºC por un lapso de 24 horas.

Se desconectó la cámara adsorbedora del sistema de refrigeración y se procedió a regenerarlo con un soplete a gas en un recinto de ladrillo, del cual no se tuvo la precaución de controlar la temperatura ocasionando la fundición de los conectores de bronce de la cámara adsorbedora y el encendido del carbón activado que contenía internamente.

Fig. 29: 1^{era} Regeneración de carbón activado.

Se volvió a reconstruir la cámara adsorbedora y se volvió a realizar la regeneración del carbón activado en esta vez con un soplete a gasolina y controlando la temperatura de lo cual se observó que en las primeras horas del proceso emanaba gran cantidad de vapor de la cámara adsorbedora.

Fig. 30: 2da Regeneración del carbón activado.

Se realizó la regeneración exitosa del carbón por el lapso de tiempo establecido, es decir se extrajo la humedad excesiva, el aire y algunas otras impurezas que pudiesen encontrarse en el mismo, esto sirve para aumentar su capacidad de adsorción debido a la limpieza de sus poros. Luego se procede a instalar la cámara adsorbedora en el sistema de refrigeración y seguidamente se utiliza la bomba de vacío para crear un vacío parcial aceptable, que permite realizar la carga de refrigerante nuevo en el equipo.

Fig. 31: Prueba de vacío al sistema de refrigeración.

Asimismo se comprobó el sellado correcto del sistema de tuberías del equipo, verificando que el sistema no tenga fugas por donde el refrigerante pueda escaparse.

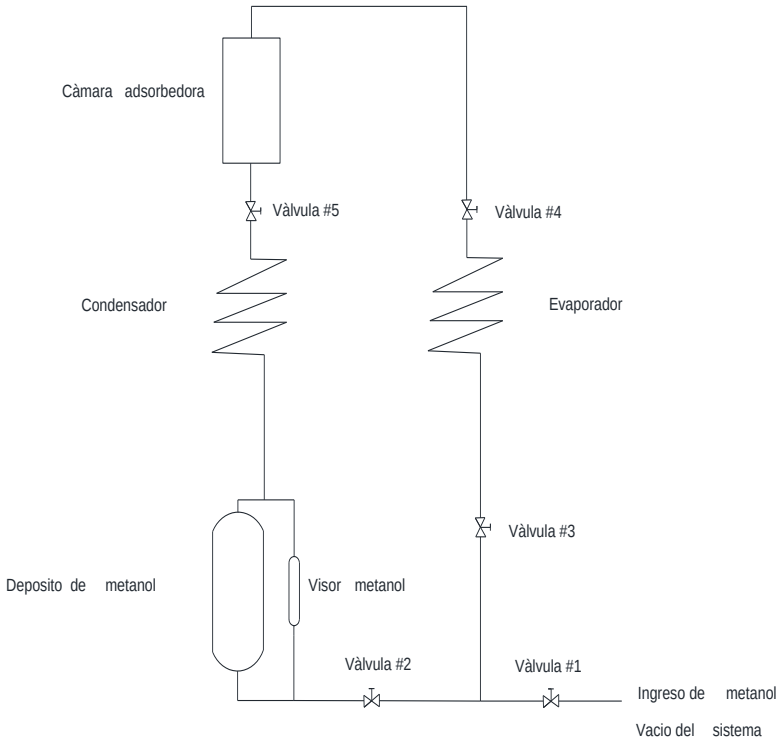


Fig. 32: Diagrama de sistema de refrigeración

Una vez realizado la prueba de vacío se procede al ingreso del refrigerante al depósito abriendo la válvula 1,2 y cerrando las válvulas 3, 4 y 5, una vez adsorbido el metanol se cierra la válvula 2 y se procede abrir la 3 y 4 para realizar nuevamente el vacío de una parte del sistema, cumplido este proceso se cierra las válvulas 1,3 y 4 para dar inicio al ciclo de refrigeración del prototipo en estudio.

Se abre completamente la válvula 2 y la 3 lentamente ya que es la de expansión del sistema observando y constatando que el metanol es adsorbido hacia la cámara de carbón produciendo frio en su paso por el evaporador, una vez adsorbido el carbón se procede a un aumento de temperatura en la cámara adsorbedora para que el metanol sea desorbido del carbón y a su paso por el condensador cambie de estado y se ubique nuevamente en el depósito de metanol en estado líquido para un nuevo proceso.

En este ciclo se comprobó que el sistema de refrigeración produce frio, pero por lapsos de tiempo muy cortos y que el frio es más recurrente en las cañerías del sistema con mayor diámetro, por lo que se procedió a cambiar el diámetro de la cañería del evaporador de ¼"

por ½", y la forma física de la cámara adsorbedora de cilíndrica a rectangular para obtener mayor área de adsorción del carbón activado.

Fig. 33: 1er Evaporador cañería cobre ¼"

Fig. 34: 2do Evaporador cañería cobre ½"

Fig. 35: Cámara adsorbedora cilíndrica.

Fig. 36: Cámara adsorbedora rectangular.

Una vez construida la nueva cámara adsorbedora rectangular se procedió a incorporarla al sistema y repetir nuevamente todo el proceso que se hizo con la anterior cámara adsorbedora es decir; vacío del sistema, ingreso del refrigerante y realizar el ciclo de refrigeración con la manipulación de las válvulas, el resultado obtenido no fue tan alentador, debido a que el rendimiento del sistema fue menor que el de la práctica anteriormente realizada.

Por tal motivo se concluye en incorporar nuevamente la cámara adsorbedora cilíndrica al sistema, para una nueva prueba del prototipo de refrigerador solar obteniendo como resultados un frio más pronunciado que las anteriores experiencias pero con periodos de tiempo muy cortos, lo que confirma que estos tipos de sistemas de refrigeración solar no son eficientes en nuestros medios debido a que el carbón activado uno de los principales elementos del sistema no presenta las características necesarias e idóneas para este tipo de procesos y a su vez si se resolviera aumentar el volumen de los componentes para obtener mejores resultados elevaría considerablemente los costos del sistema de refrigeración.

Las características idóneas según lo investigado para el carbón activado y que mejore la eficiencia del equipo de refrigeración seria:

Que tenga buena afinidad por su adsorbato, es decir, adsorción de gran cantidad de adsorbato bajo condiciones de baja temperatura que produce un buen coeficiente de operación (COP). Además de que el fenómeno de desorción de la mayoría del adsorbato sea mayor cuando el adsorbente es expuesto a energía térmica.

Que el calor sensible acumulado durante la fase calentamiento debe ser pequeño, en términos relativos, en comparación con el calor de desorción y adsorción.

Que mantenga su conservación a través del tiempo y uso sin deteriorarse. Además de no ser toxico ni corrosivo y de bajo costo con gran disponibilidad en el mercado.

A continuación se presenta las tablas de datos de prueba promedio de los diferentes estudios experimentados en los meses de septiembre hasta diciembre 2011 y de enero a febrero 2012.

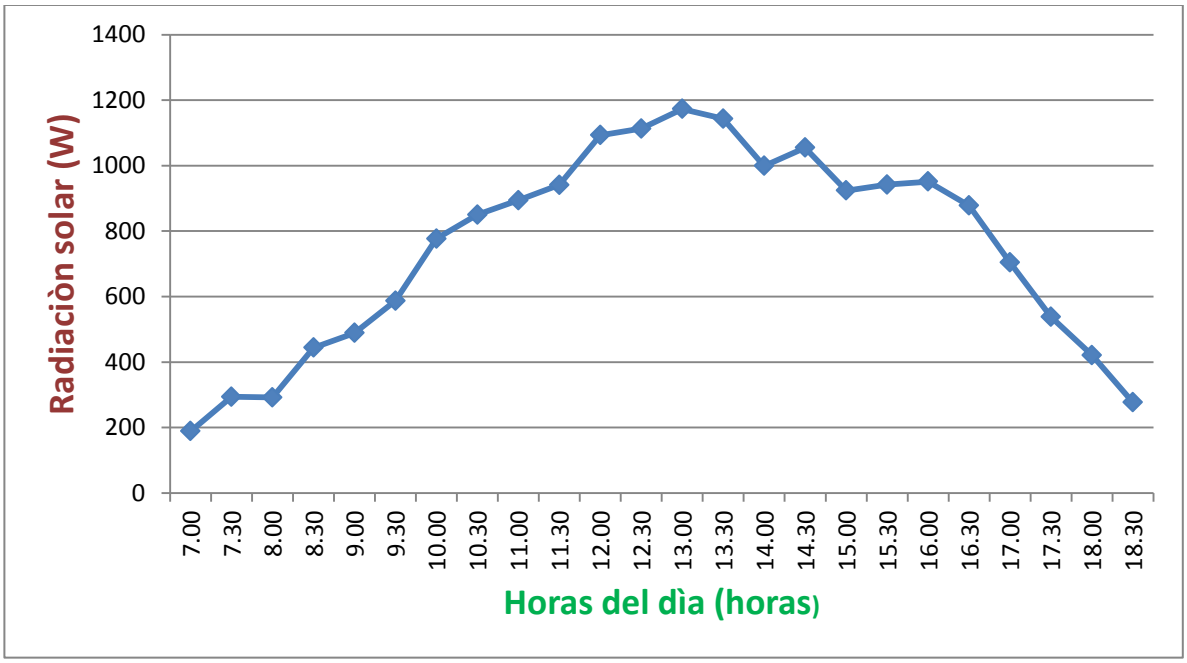


Fig. 37: Radiación solar promedia vs Horas del día.

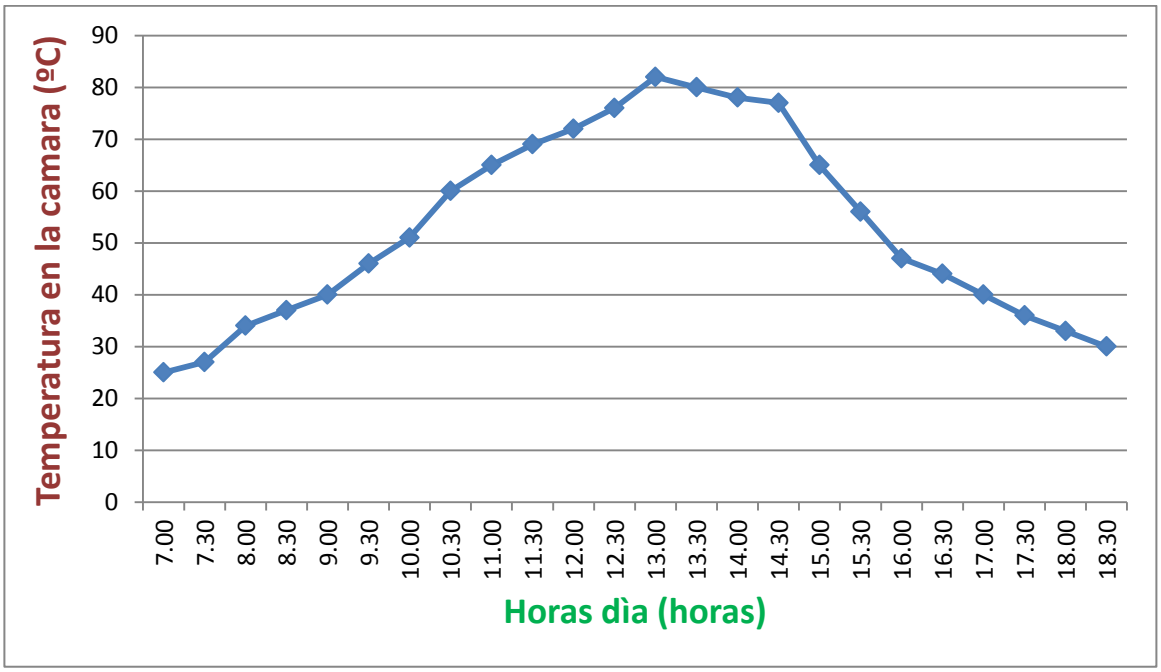


Fig. 38: Temperatura en la cámara vs Horas del día.

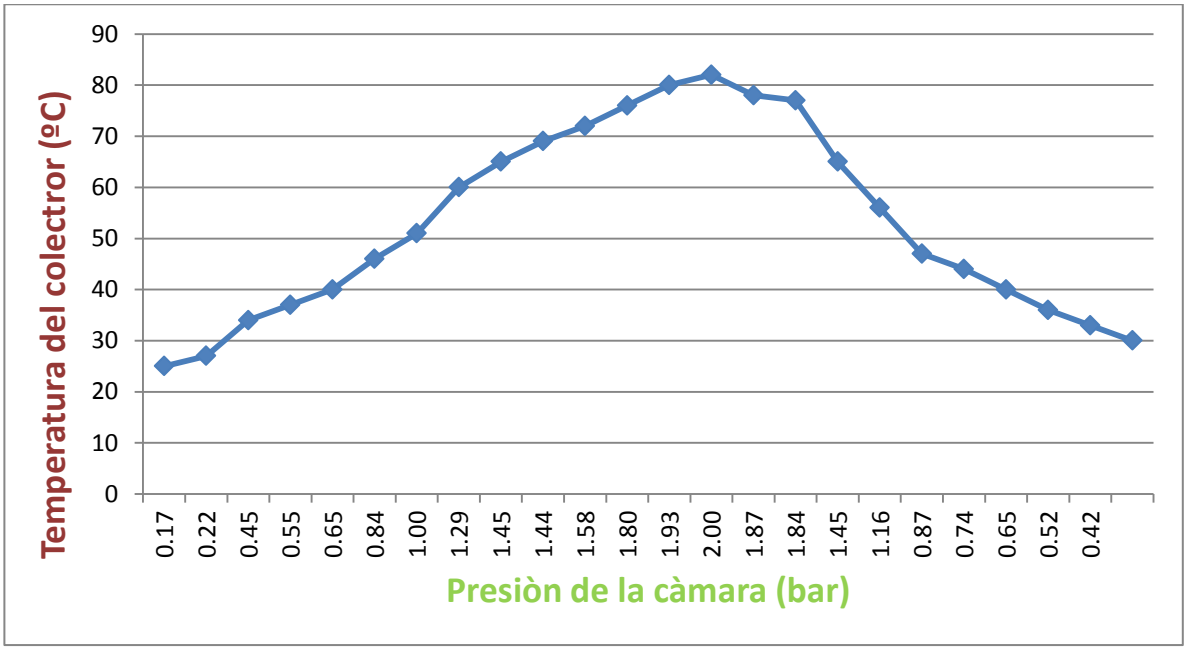


Fig. 39: Temperatura del colector vs Presión en la cámara.

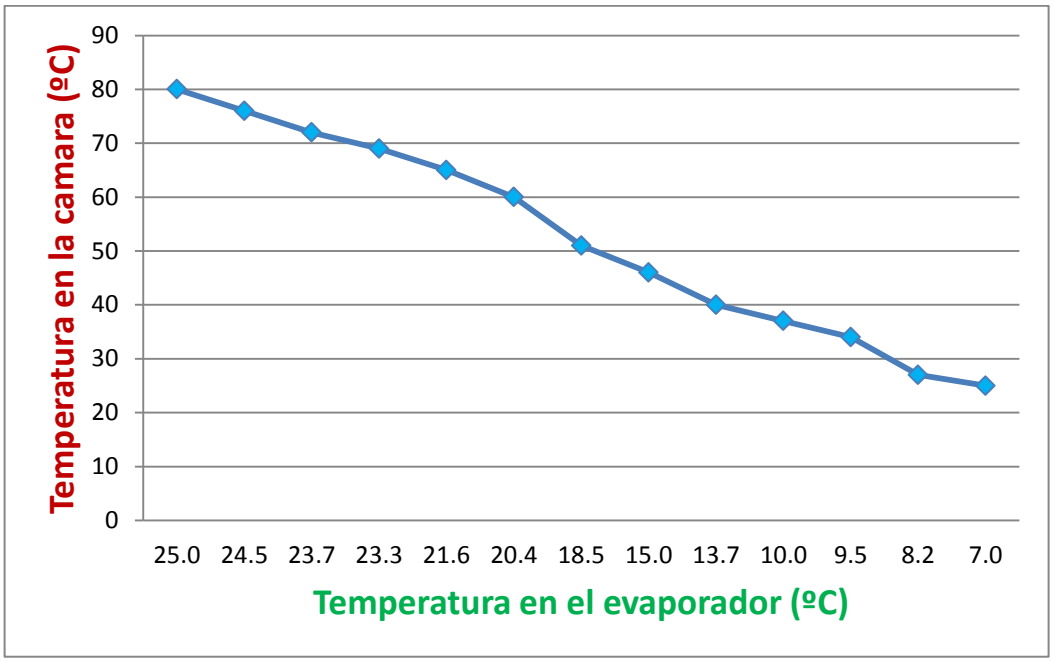


Fig. 40: Temperatura de la cámara vs Temperatura en el evaporador.

f.3.4. Operación del equipo.

1. Verificar que todas las válvulas del equipo estén cerradas y que el vacío no haya disminuido.

2. Colocar el agua que va a ser enfriada en el recipiente.

3. Verificar que el equipo este nivelado; caso contrario nivelarlo con alzas en la base, empezar anotar valores de radiación solar y temperatura ambiente.

4. Cuando se haya alcanzado la temperatura superior a los 85ºC en la cama adsorbedora abrir la válvula 2 y la 3,4 (figura 33) regularla a medida que el paso de metanol empieza e generar frio en las cañerías de cobre que entran y sale del evaporador.

5. Cuando la temperatura de la cámara adsorbedora haya descendido abrir la válvula 5 y cerrar 2,3,4 (figura 33) cuando en el visor se observe el metanol ya condensado cerrar todas las válvulas y se puede repetir el ciclo.

Las bombas para el aceite y agua sirven para realizar varios ciclos en el día según sean operadas permitiendo el incremento y disminución de temperatura en la cámara adsorbedora.

f.4. Impacto ambiental.

El sistema de refrigeración solar es una gran alternativa para remplazar a los sistemas de refrigeración convencional, aduciendo que estos son muy contaminantes para el medio ambiente debido a que los refrigerantes que utilizan son muy tóxicos, pero los sistemas de refrigeración solar son ecológicos debiendo ser más investigado para así poder suplantar a los antiguos sistemas disminuyendo los costos de operación y aumentado su nivel de eficiencia.

f.5. Mantenimiento.

El mantenimiento del prototipo de refrigerador solar consiste básicamente en la limpieza del sistema captador de energía solar, como es la superficie del vidrio colector, además de la revisión de la lana de vidrio que recubre la tubería que fluye el aceite térmico para mantener la temperatura del mismo.

Referente a las demás partes que conforman el sistema de enfriamiento no requieren de mayor tipo de mantenimiento debido a que se encuentran dentro de la estructura recubierta metálicamente que impide la presencia de polvo y humedad en el sistema.

f.5. Costos.

A continuación se presenta un resumen de los materiales y costos que se emplearán en la construcción del refrigerador solar.

Materiales	**Costo $ USD**
Colector Solar	500,00
Tubería HG	75,00
Accesorios (codos, uniones, universales, válvulas, neplos. etc.)	40,00
Tubería de cobre flexible	75,00
Pintura	25,00
Termocuplas	20,00
Piranómetro	250,00
Multímetro Digital	60,00
Transporte (obtención información, instrumentos, etc.)	250,00
Investigación Bibliográfica	100,00
Sistematización y presentación de la información (Planos, impresiones, etc.)	150,00
Imprevistos	155,00
Total	$ 1700,00

g. DISCUSIÒN

Con el prototipo de refrigeración diseñado y construido, pretendemos experimentar una opción para remplazar a futuro los sistemas convencionales de refrigeración en nuestro medio procurando ser ecológicos y económicos, a diferencia de los sistemas de refrigeración por compresión, que forman parte de los principales sistemas que contaminan el medio ambiente debido al uso de productos tóxicos de sus gases refrigerantes. Siendo este sistema el que contribuye al calentamiento global directa e indirectamente es decir; directa por la emisión de refrigerantes a la atmosfera debido a fugas en sistemas o por la liberación voluntaria y deliberada de gases refrigerantes en los procesos de reparación y puesta fuera de servicio de equipos de refrigeración.

Indirectamente podemos mencionar por la cantidad de energía eléctrica consumida, la cual produce emisiones de dióxido de carbono cuando la energía es producida en plantas térmicas que utilizan combustible de origen fósil para su operación.

Una vez revisada la literatura de los sistemas de refrigeración solar se opta por utilizar los par refrigerantes metanol-carbón activado debido a que son mencionados como sustancias con potencial de calentamiento global 0. A partir de estos datos se procede a seleccionar el sitio de estudio, despreciando al Cantón Loja debido a que ya se ha realizado estudios similares a estos sistemas y que no presentaron resultados alentadores en la investigación indicando como principal inconveniente la existencia de varios días nublados en la mayor parte del periodo de experimentación que mantuvieron en la Ciudad de Loja. Con estos antecedentes se propone experimentar este sistema de refrigeración solar en la ciudad de Catamayo porque presenta condiciones climatológicas diferentes a la ciudad de Loja.

Se da inicio a la investigación obteniendo los datos de Irradiación global, concluyendo que el prototipo de refrigerador solar por adsorción de carbón activo - metanol es aplicable en la ciudad de Catamayo por periodos puntuales de épocas del año, es decir esto comprende en los meses de octubre, noviembre y diciembre, meses en los cuales se tiene mayor irradiación solar en el sitio de estudio. El promedio de irradiación solar es de 5426.66 Wh/m2dia.

Las temperaturas obtenidas en el evaporador son aceptables, se consiguió llegar a la temperatura de 7 ºC, aunque son valores mayores a las que se pretendían dentro de los parámetros de diseño es decir llegar a una temperatura final de 5ºC pero por tiempos más prolongados, la temperatura que se alcanza en el evaporador depende fundamentalmente de la etapa de adsorción, es decir en los días en los cuales se tenía una buena insolación, era mayor la energía que se transmitía a la cámara adsorbedora (cámara de calor) por lo tanto se obtenía una mayor temperatura en la solución al igual que la presión en la mencionada cámara de calor y como consecuencia una destilación mayor de metanol que luego pasaría por el serpentín del evaporador para producir el efecto refrigerante.

Como se trata de un prototipo experimental se le implementó un sistema de enfriamiento forzado a la cámara de calor y un sistema de recirculación de aceite térmico, el mismo que permitió realizar varias pruebas en un solo día, estos dos sistemas ayudaron adelantar el ciclo de refrigeración.

Cabe indicar que en la ciudad de Quito específicamente en la universidad ESPOL se realizó una investigación de enfriamiento con ciclo de adsorción metanol-carbón activado, utilizando como generador de calor solar un concentrador tipo parabólico compuesto, alcanzando altas temperaturas que permitió la desorción del metanol, la temperatura alcanzada es de 150ºC en nuestro caso utilizando un colector solar de placa plana la temperatura diseñada fue para 90ºC y en la práctica resulto 80ºC.

Debido a lo anteriormente expuesto concluimos que la cantidad de metanol líquido condensado guarda relación directa con la cantidad de metanol a alta presión generado, y esto a su vez con la cantidad de energía suministrada, por consiguiente en los días de buena insolación, al existir un mayor flujo de vapor de metanol se obtenía mayor cantidad de refrigerante líquido luego de su paso por el condensador.

h. CONCLUSIONES

Se concluye en lo siguiente:

- ✓ Se analizaron varias investigaciones realizadas en nuestro medio sobre sistemas de refrigeración solar, las cuales han dado como resultado un bajo nivel de rendimiento real comparado con el rendimiento teórico debido a las características de los pares refrigerantes utilizados y el nivel de insolación del sitio de monitoreo, el rendimiento teórico es de 0.62 mientras que los reales están en un 17.7% menor al antes mencionado.

- ✓ Se comprobó mediante lo investigado que la utilización del par refrigerante carbón activado – metanol poseen un potencial de calentamiento global 0, lo que contrarresta el fenómeno de contaminación y destrucción del medio ambiente, ocasionado por los refrigerantes utilizados en los sistemas de refrigeración convencional.

- ✓ Fue necesario la implementación de un sistema de enfriamiento forzado a la cámara de calor y un sistema de recirculación de aceite térmico, con el objetivo de acelerar en relación de 1:4 el ciclo de refrigeración permitiendo experimentar el prototipo con varias pruebas al día.

- ✓ La capacidad de enfriamiento del equipo está íntimamente relacionada con la capacidad de adsorción del adsorbente, si en el equipo se sustituyera el material adsorbente por uno de mayor capacidad como el carbón AC-35 de procedencia extranjera o por un carbón ecuatoriano mejorado se pudiera disponer de un equipo de mayor capacidad de refrigeración.

- ✓ El colector solar tipo Placa Plana no necesita un sistema de rastreamiento por lo que recepta la radiación difusa en forma directa, no permitiendo alcanzar altas temperaturas que produzcan la desorción del metanol.

- ✓ El coeficiente de operación (COP) y la capacidad específica de enfriamiento (SCP) están directamente relacionados con el calor de enfriamiento y este está relacionado con la cantidad de metanol que esté en el evaporador. Al quedarse sin metanol estos disminuyeron y no salieron iguales a los de diseño se consideraba obtener una temperatura de 5ºC y la obtenida fue de 7ºC en un lapso muy corto de tiempo.

- ✓ El prototipo del sistema de refrigeración solar con ciclo de adsorción carbón activo metanol no fue aplicable en nuestro medio debido a su alto costo y niveles de enfriamiento ineficiente.

i. RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda investigar respecto a otros pares de adsorción que puedan estar disponibles en el país como zeolita-agua, silica gel-agua, etc. para conocer su comportamiento y seleccionar aquel que permita obtener mayores eficiencias.

- ✓ Se recomienda asegurarse de que exista un buen nivel de hermeticidad entre los componentes del sistema de refrigeración, para evitar fugas en la prueba de vacío y en los ciclos de refrigeración.

- ✓ Se recomienda mantener la limpieza de los vidrios, porque las partículas de polvo disminuyen el paso de la energía solar y por lo tanto la temperatura alcanzada por el colector.

- ✓ Se sugiere disponer de una bomba de vacío que permita alcanzar presiones absolutas muy cercanas a cero, para que el metanol se evapore con mayor facilidad.

- ✓ Se sugiere cambiar el tipo de colector con uno que se alcance mayor temperatura para poder realizar la desorción del metanol de la cámara adsorbedora.

- ✓ Se sugiere cambiar el carbón con uno de mejores propiedades de adsorción como se lo indica en la literatura para que el ciclo de refrigeración sea más eficiente.

j. BIBLIOGRAFÍA

j.1 LIBROS:

- ✓ *Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat".* M., J. B. (2006).
- ✓ Adsorption Design Guide. (2001). Departamento de la Armada Americana.
- ✓ AHMED M., A. A. (2004). Current Technologies and Future Perspectives in Solar Powered Adsorption Systems.
- ✓ ALGHOUL M., S. M. (2007). *"Review of materials for adsorption refrigeration technology.*
- ✓ ASUMPINPONG K., ,. (2009). *Development of a Microchannel Device for Adsorption Cooling Application.* Universidad Estatal de Oregon.
- ✓ DUFFIE J., B. W. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley.*
- ✓ GAMARRA P., P. C. (2005). Equilibrio de Adsorción de Mezclas Gaseosas en Tamices . Universidad Complutense de Madrid.
- ✓ GONZÁLEZ M., G. M. (2006). Refrigeración Solar por Adsorción con Sistema de Captación CPC. Departamento de Física Universidad de Burgos.
- ✓ GREGORY L. (2009). *"Development of a Microchannel Device for Adsorption Cooling Application".*
- ✓ HORN M., R. M. *Diseño de un Prototipo Experimental de Refrigeración por Adsorción.*
- ✓ *Handbook of Separation Process Technology.* John Wiley & Sons.
- ✓ KENT S. Adsorbent Selection,Adsorption Research, E.E.U.U.
- ✓ PUEBLA J., M. d. *Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración.* FONDOIN.
- ✓ SPAHIS N., A. A. (2007). *"Study on solar adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon prepared from olive stones".*
- ✓ Operaciones de Transferencia de Masa. . México: Mc-GrawHill.
- ✓ WANG R. (2008). *"Efficient adsorption refrigerators integrated with heat pipes".*
- ✓ WANG R., W. L. (2005). "Adsorption refrigeration green cooling driven by low grade thermal energy.
- ✓ ZHAI X., W. R. (2009). *"Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building.*

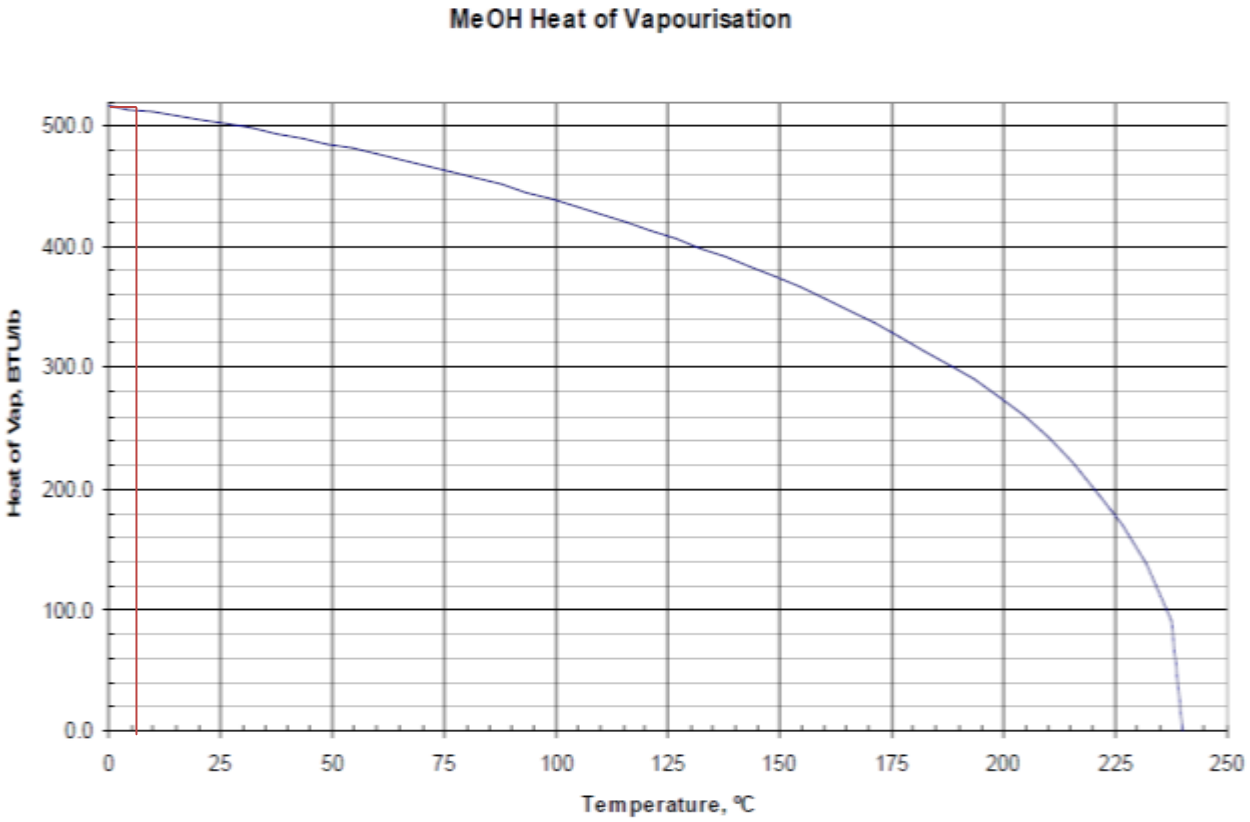
j.2 PAGINAS WEB:

- ✓ *http://www.camfilfarr.com*. (s.f.). Recuperado el 20 de Octubre de 2010
- ✓ http://www.camfilfarr.com/cou_espana/filtertechnology/proffilt/adsorption.cfm
- ✓ *http://www.conelec.gov.ec.* (s.f.). Recuperado el 5 de 12 de 2010
- ✓ http://www.conelec.gov.ec/downloads/Atlas.pdf
- ✓ *http://www.epa.gov.* (s.f.). Recuperado el 13 de 11 de 2010
- ✓ http://www.epa.gov/espanol/estudiantesmaestros.htm
- ✓ *http://www.wikipedia.org.* (s.f.). Recuperado el 27 de Octubre de 2010
- ✓ http://www.wikipedia.org/wiki/Archivo:Activated-carbon.jpg

k. ANEXOS

k 1.

Tabla 7: Calor latente de vaporización del metanol



k 2.

Tabla 8: Tabla de propiedades termodinámicas del metanol

Pressure, bar	Temp., K	v_f, m³/kg	v_g, m³/kg	h_f, kJ/kg	h_g, kJ/kg	s_f, kJ/(kg·K)	s_g, kJ/(kg·K)	c_{pf}, kJ/(kg·K)	μ_f, 10^{-6} Pa·s	k_f, W/(m·K)	Pr_f
4×10^{-6}	175.6	0.001 057	1700000	0.0	1303.1	2.8114	10.2328				
0.1	288.4	0.001 257	7.309	261.0	1440.3	3.9383	8.0281	2.531	625	0.204	7.75
0.2	301.7	0.001 276	3.801	293.9	1455.4	4.0493	7.9032	2.554	525	0.196	6.84
0.5	320.7	0.001 307	1.599	345.0	1476.2	4.2117	7.7386	2.669	401	0.193	5.55
1.013	337.7	0.001 336	0.819	391.7	1492.1	4.3516	7.6104	2.777	329	0.189	4.83
1.5	348.0	0.001 356	0.5632	421.0	1500.3	4.4361	7.5379	2.845	288	0.186	4.41
2.0	356.0	0.001 371	0.4276	444.2	1505.8	4.5014	7.4836	2.894	268	0.184	4.22
2.5	362.5	0.001 385	0.3443	463.6	1509.8	4.5536	7.4398	2.946	242	0.182	3.92
3.0	368.0	0.001 396	0.2893	479.8	1512.4	4.5992	7.4051	2.984	227	0.181	3.74
4.0	377.1	0.001 417	0.2188	507.8	1515.9	4.6728	7.3474	3.050	204	0.179	3.48
5	384.5	0.001 434	0.17569	529.7	1517.4	4.7307	7.2992	3.117	187	0.178	3.27
6	390.8	0.001 450	0.14683	549.6	1518.4	4.7836	7.2624	3.176	174	0.177	3.12
8	401.3	0.001 479	0.11015	582.7	1518.0	4.8678	7.1988	3.265	156	0.175	2.91
10	409.8	0.001 504	0.08783	610.3	1516.1	4.9366	7.1471	3.349	141	0.173	2.73
15	426.3	0.001 560	0.05761	665.8	1507.9	5.0708	7.0461	3.540	117	0.171	2.42
20	438.9	0.001 611	0.04224	710.5	1553.8	5.1744	6.9677	3.72	102	0.169	2.25
25	449.3	0.001 666	0.03290	749.0	1486.4	5.2605	6.9017	3.91	92	0.167	2.15
30	458.2	0.001 710	0.02661	783.8	1474.7	5.3355	6.8435	4.12	84	0.165	2.10
40	472.9	0.001 814	0.01863	846.7	1450.1	5.4650	6.7409	4.67	72	0.160	2.10
50	484.9	0.001 934	0.01373	905.2	1423.2	5.5793	6.6475	5.55	63	0.154	2.27
60	495.1	0.002 086	0.01032	963.3	1391.8	5.6889	6.5543				
80	508.1	0.002 507	0.00642	1065.3	1318.7	5.8803	6.3791				
80.95[c]	512.6	0.003 715	0.00372	1186.8	1186.8	6.0979	6.0979				

t = triple point; c = critical point. v, h, s, and c_p interpolated and converted from Goodwin, R. D., *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **16**, 4 (1987): 799–891.

Tomato de: PERRY R., Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7ma edición, McGraw-Hill, pg. 2-254l

k 3.

Tabla 9: Tabla de tipos de movimientos del caloportador.

Tipo de movimiento del caloportador	B	n	l
Movimiento turbulento junto a una placa horizontal	0,037	0,8	0,43
Movimiento laminar junto a una placa horizontal	0,66	0,5	0,43
Movimiento turbulento en una tubería	0,021	0,8	0,43
Movimiento laminar en una tubería	0,15	0,33	0,43
Contorneo transversal de un tubo ($10 < Re_f < 10^3$)	0,5	0,5	0,38
Contorneo transversal de un tubo ($10^3 < Re_f < 10^5$)	0,25	0,6	0,38
Contorneo transversal de haces de tubos dispuestos regularmente (alineados)	0,23	0,65	0,33
Contorneo transversal de haces de tubos dispuestos en forma escaqueada (al tresbolillo)	0,41	0,6	0,33

Tomado V.G. EROJIN. M.G. MAJANKÒ. 1979. Problemas de fundamentos de hidráulica y termotecnia. Moscú, M.R. Moscú. 130p.

k 4.

Fotografías

Fig. 41: Prototipo de refrigerador solar.

Fig.42: Prueba al colector solar.

Fig. 43: Prueba de vacío sistema de enfriamiento.

Fig. 44: Cañerías internas del refrigerador solar.

k 5.

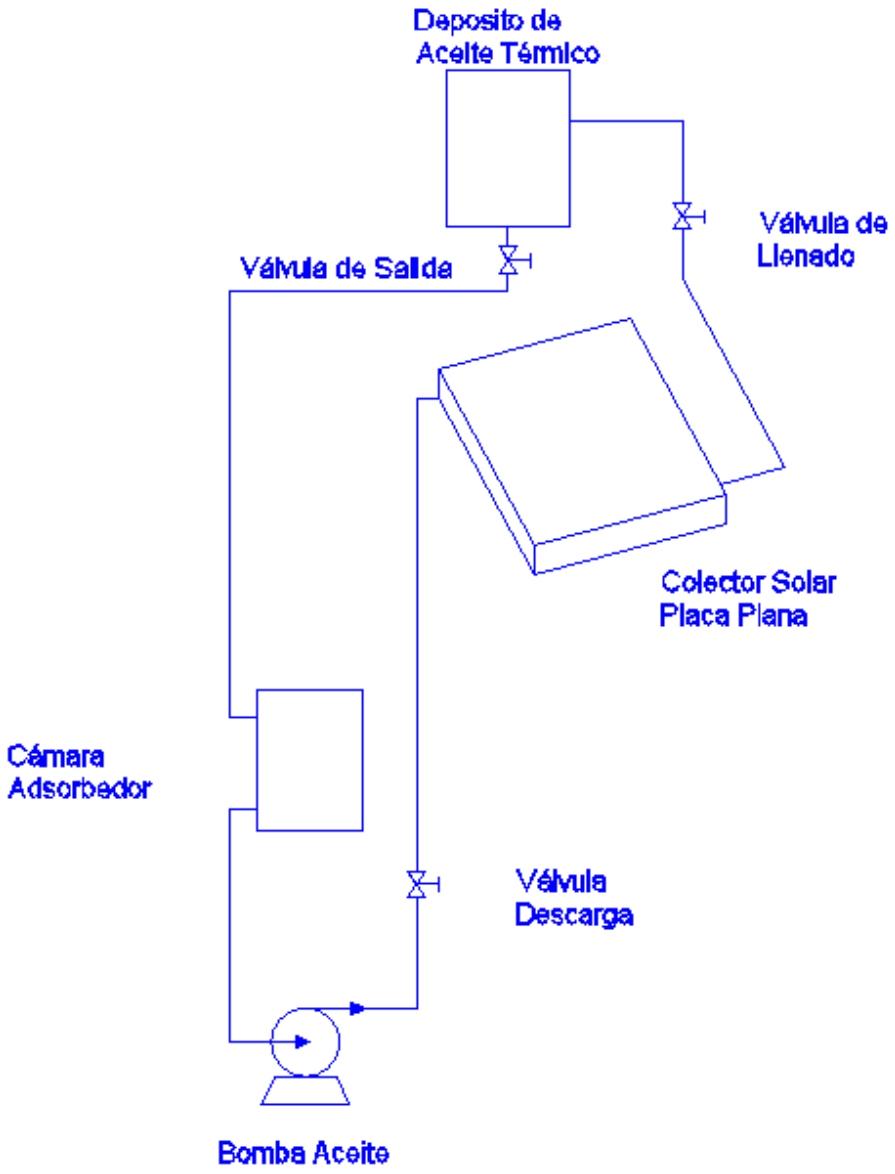


Fig. 45: Diagrama de Recirculación de Aceite Térmico.

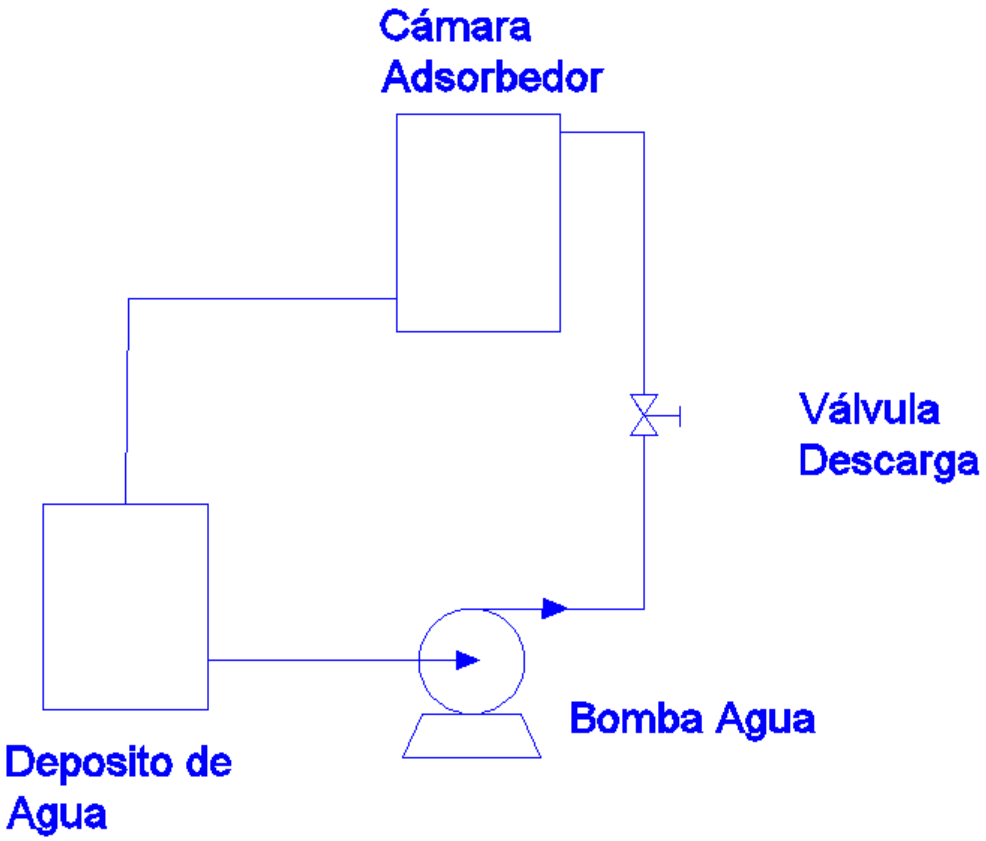


Fig. 46: Diagrama de Recirculación de Agua.

k 6. Hoja de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar.

Tabla 10: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Septiembre 2011)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA ANÀLISIS DE EFICIENCIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo
Marco Vinicio Nagua Angamaraca

Director: Ing. Darwin Tapia

Fecha: 05-sep-11

Periodo de Monitoreo (hh/min)

Datos Generales del Sector					Datos Base del Monitoreo				Inicio	Fin
Altitud	**Presiòn Baromètrica**		**Temperatura Promedio**		Temp. Inicio		Temp. Final		07h00	18h00
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	Frecuencia de Monitoreo(min)	
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	30mint.	
									Masa o volumen de prueba:	1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc	Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	185	26		13	13:00	1250	90	5
2	07:30	230	27	1	14	13:30	1150	86	-4
3	08:00	283	34	7	15	14:00	1230	88	2
4	08:30	376	41	7	16	14:30	1100	85	-3
5	09:00	540	48	7	17	15:00	1069	83	-2
6	09:30	720	56	8	18	15:30	1200	85	2
7	10:00	1100	64	8	19	16:00	1109	82	-3
8	10:30	1110	70	6	20	16:30	1073	78	-4
9	11:00	965	65	-5	21	17:00	870	71	-7
10	11:30	1028	72	7	22	17:30	467	67	-4
11	12:00	1185	78	6	23	18:00	294	59	-8
12	12:30	1230	85	7	23	18:30	226	49	-10

Tabla 11: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Octubre 2011)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA ANÀLISIS DE EFICIENCIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo
Marco Vinicio Nagua Angamaraca

Director: Ing. Darwin Tapia

Fecha: 12-oct-11

Periodo de Monitoreo (hh/min): Inicio 07h00, Fin 18h00

Datos Generales del Sector					Datos Base del Monitoreo					
Altitud	**Presiòn Baromètrica**		**Temperatura Promedio**		Temp. Inicio		Temp. Final		Frecuencia de Monitoreo(min)	
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	30mint.	
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	Masa o volumen de prueba:	1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc	Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	198	25		13	13:00	1249	82	-5
2	07:30	364	30	5	14	13:30	1251	84	2
3	08:00	285	37	7	15	14:00	1231	78	-6
4	08:30	731	48	11	16	14:30	1235	80	2
5	09:00	687	42	-6	17	15:00	1187	74	-6
6	09:30	956	55	13	18	15:30	1114	69	-5
7	10:00	1132	67	12	19	16:00	1130	72	3
8	10:30	1100	74	7	20	16:30	962	62	-10
9	11:00	989	69	-5	21	17:00	762	65	3
10	11:30	1045	79	10	22	17:30	789	71	6
11	12:00	1221	85	6	23	18:00	505	64	-7
12	12:30	1258	87	2	23	18:30	228	42	-22

Tabla 12: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Noviembre 2011)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA ANÀLISIS DE EFICIENCIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:					**Director:** Ing. Darwin Tapia					
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo					**Fecha:**				**Periodo de Monitoreo (hh/min)**	
Marco Vinicio Nagua Angamaraca					**20/NOV./2011**				**Inicio**	**Fin**
Datos Generales del Sector					**Datos Base del Monitoreo**				**07h00**	**18h00**
Altitud	**Presiòn Baromètrica**		**Temperatura Promedio**		Temp. Inicio		Temp. Final		Frecuencia de Monitoreo(min)	
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	30mint.	
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	Masa o volumen de prueba:	1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc	Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	204	25		13	13:00	1250	83	-5
2	07:30	276	27	2	14	13:30	1242	78	-5
3	08:00	301	32	5	15	14:00	978	65	-13
4	08:30	385	33	1	16	14:30	954	57	-8
5	09:00	576	40	7	17	15:00	1086	68	11
6	09:30	633	46	6	18	15:30	1143	67	-1
7	10:00	721	53	7	19	16:00	932	60	-7
8	10:30	936	62	9	20	16:30	959	64	4
9	11:00	1000	68	6	21	17:00	689	58	-6
10	11:30	982	78	10	22	17:30	517	54	-4
11	12:00	1267	82	4	23	18:00	473	46	-8
12	12:30	1336	88	6	23	18:30	291	37	-9

Tabla 13: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Diciembre 2011)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA ANÀLISIS DE EFICIENCIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:					**Director:** Ing. Darwin Tapia					
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo					**Fecha:**				**Periodo de Monitoreo (hh/min)**	
Marco Vinicio Nagua Angamaraca					**20/DIC./2011**				**Inicio**	**Fin**
Datos Generales del Sector					**Datos Base del Monitoreo**				**07h00**	**18h00**
Altitud	**Presiòn Baromètrica**		**Temperatura Promedio**		Temp. Inicio		Temp. Final		Frecuencia de Monitoreo(min)	
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	30mint.	
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	Masa o volumen de prueba:	1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc		Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	186	23			13	13:00	1194	73	4
2	07:30	398	26	3		14	13:30	1056	70	-3
3	08:00	401	34	8		15	14:00	932	68	-2
4	08:30	478	37	3		16	14:30	1038	67	-1
5	09:00	435	35	-2		17	15:00	836	64	-3
6	09:30	586	43	8		18	15:30	769	60	-4
7	10:00	712	51	8		19	16:00	966	65	5
8	10:30	851	55	4		20	16:30	821	63	-2
9	11:00	1004	65	10		21	17:00	612	57	-6
10	11:30	1172	72	7		22	17:30	489	45	-12
11	12:00	956	70	-2		23	18:00	434	41	-4
12	12:30	832	69	-1		23	18:30	290	32	-9

Tabla 14: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Enero 2012)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA ANÀLISIS DE EFICIENCIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo
Marco Vinicio Nagua Angamaraca

Director: Ing. Darwin Tapia

Fecha: **13/ENE./2011**

Periodo de Monitoreo (hh/min)

Inicio	**Fin**
07h00	**18h00**

Datos Generales del Sector					**Datos Base del Monitoreo**				
Altitud	**Presiòn Baromètrica**		**Temperatura Promedio**		Temp. Inicio		Temp. Final		Frecuencia de Monitoreo(min)
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	30mint.
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	Masa o volumen de prueba: 1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc	Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	115	24		13	13:00	1000	62	8
2	07:30	178	27	3	14	13:30	939	69	7
3	08:00	232	26	-1	15	14:00	900	63	-6
4	08:30	276	32	6	16	14:30	1076	67	4
5	09:00	321	34	2	17	15:00	754	68	1
6	09:30	320	37	3	18	15:30	682	63	-5
7	10:00	467	39	2	19	16:00	671	62	-1
8	10:30	416	36	-3	20	16:30	734	67	5
9	11:00	678	43	7	21	17:00	598	58	-9
10	11:30	781	51	8	22	17:30	376	58	0
11	12:00	945	57	6	23	18:00	398	53	-5
12	12:30	921	54	-3	23	18:30	279	47	-6

Tabla 15: Tabla de Monitoreo de Eficiencia del Equipo Solar (Febrero 2012)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIA NATURALES NO RENOVABLES

INGENIER IICA

HOJA DE DATOS DE MONITOREO PARA A ICIA DE EQUIPOS SOLAR-TÈRMICOS

Nombre del Proyecto:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERADOR SOLAR CON CICLO DE ADSORCIÒN DE CARBÒN ACTIVO-METANOL

Responsables:
Byron Vinicio Jaramillo Tamayo
Marco Vinicio Nagua Angamaraca

Director: Ing. Darwin Tapia

Fecha: 7/FEB./2011

Periodo de Monitoreo (hh/min)

Inicio	Fin
07h00	18h00

Datos Generales del Sector					Datos Base del Monitoreo					
Altitud	Presiòn Baromètrica		Temperatura Promedio		Temp. Inicio		Temp. Final		Frecuencia de Monitoreo(min)	
msnm	Mpa	Bar	ºc	ºk	ºc	ºk	ºc	ºk	30mint.	
1800			20	293,15	26	299,15	90	363,15	Masa o volumen de prueba:	1 Kg.

Observaciones: Dia semi nublado

Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc	Nº	Hh/min	Radiaciòn w/m2	Temp. Colector ºc	ΔTí ºc
1	07:00	246	25		13	13:00	1154	79	8
2	07:30	321	29	4	14	13:30	1220	83	4
3	08:00	254	36	7	15	14:00	724	74	-9
4	08:30	421	37	1	16	14:30	932	77	3
5	09:00	378	32	-5	17	15:00	613	71	-6
6	09:30	489	39	7	18	15:30	745	68	-3
7	10:00	532	42	3	19	16:00	898	74	6
8	10:30	689	47	5	20	16:30	719	61	-13
9	11:00	731	49	2	21	17:00	694	54	-7
10	11:30	643	56	7	22	17:30	593	52	-2
11	12:00	989	63	7	23	18:00	423	48	-4
12	12:30	1101	71	8	23	18:30	352	38	-10

k 7. Graficas de la Radiación Solar Mensual

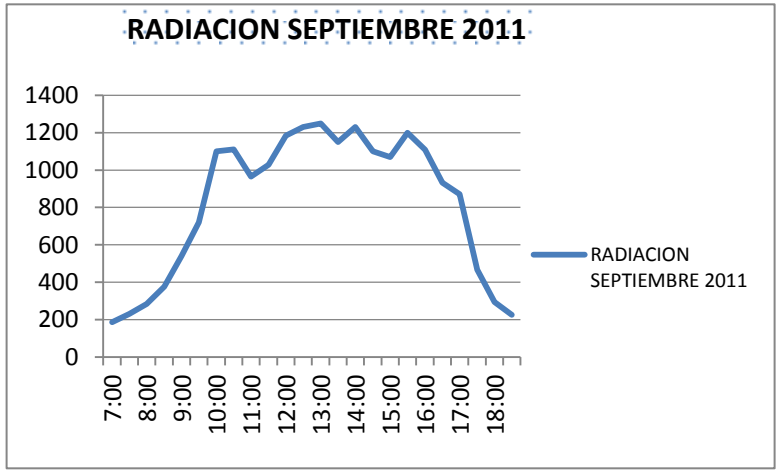


Fig. 47: Diagrama de Radiación solar (Septiembre 2011)

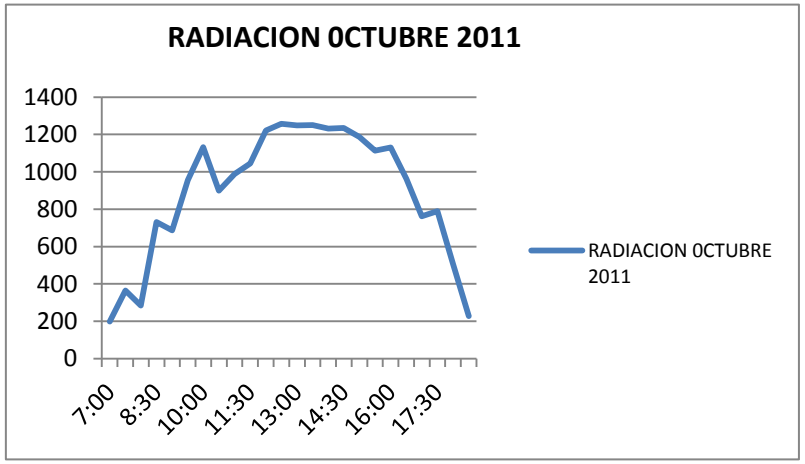


Fig. 48: Diagrama de Radiación solar (Octubre 2011)

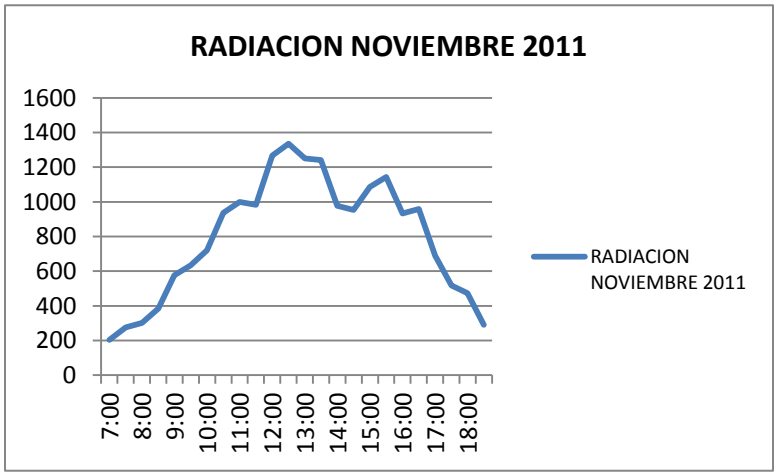


Fig. 49: Diagrama de Radiación solar (Noviembre 2011)

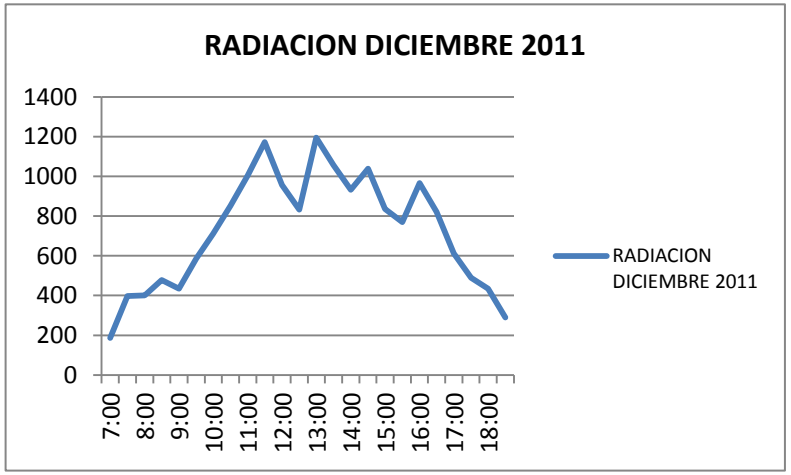


Fig. 50: Diagrama de Radiación solar (Diciembre 2011)

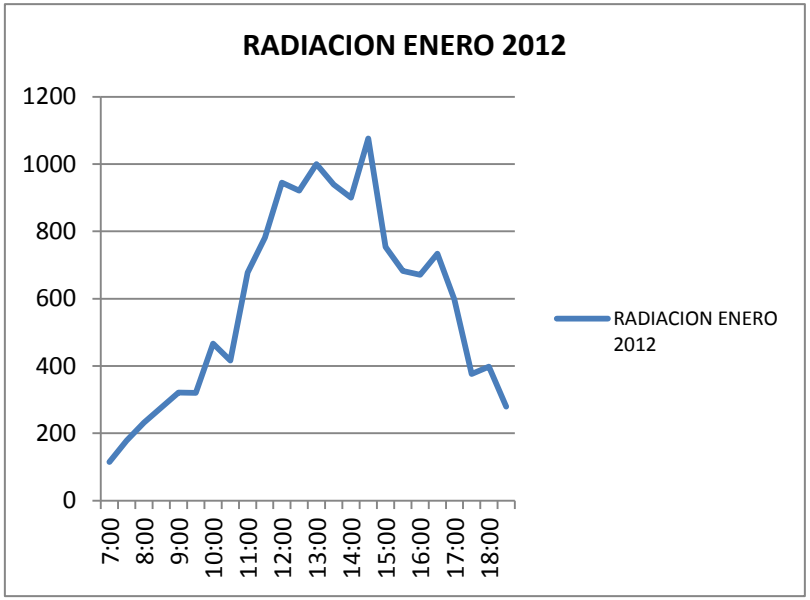


Fig. 51: Diagrama de Radiación solar (Enero 2012)

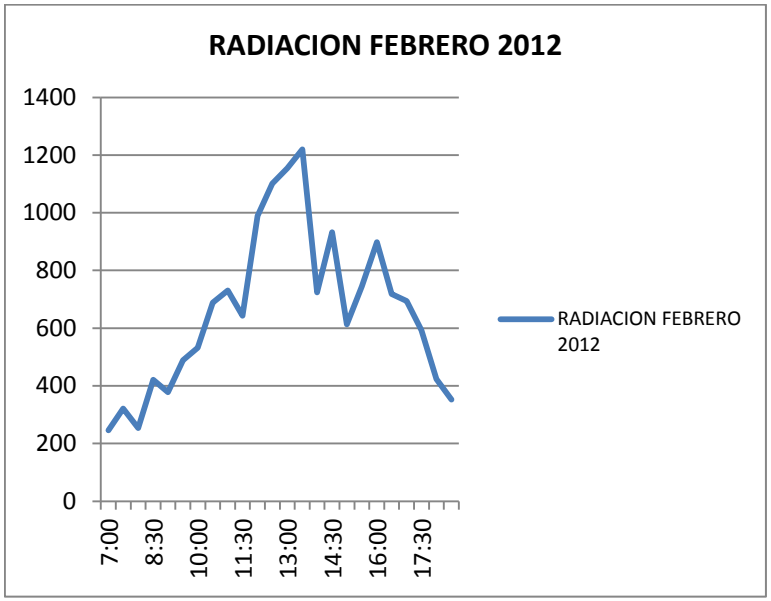


Fig. 52: Diagrama de Radiación solar (Febrero 2012)

k 8.Planos