



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**CÁLCULO TERMODINÁMICO, DISEÑO Y
CONSTRUCCIÓN DE UNA PLANTA PILOTO
AUTÓNOMA DE 17 kW PARA EL
ACONDICIONAMIENTO DE ESPACIOS UTILIZANDO
LA MEZCLA NaOH-H₂O**

SUSTENTANTE: M.I.C.A. YURIDIANA ROCIO GALINDO LUNA

DIRECTOR: Dr. ROSENBERG J. ROMERO DOMÍNGUEZ.

CODIRECTOR: Dr. MOISÉS MONTIEL GONZÁLEZ.

SINODALES:

**Dra. Martha Roselia Contreras Valenzuela Dr. Antonio Rodríguez
Martínez, Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, Dr. Juan Carlos García Castrjón y
Dr. Miguel A. Basurto Pensado**

CUERNAVACA, MORELOS

FEBRERO, 2018

Votos aprobatorios

RESUMEN

Los sistemas comerciales de aire acondicionado demandan grandes cantidades de energía eléctrica, para el funcionamiento del compresor. Esta demanda energética afecta de forma negativa al ambiente y al usuario, debido a los costos económicos asociados al funcionamiento de estos sistemas. La presente tesis muestra el desarrollo de un sistema de aire acondicionado por absorción solar, para cubrir la carga térmica (17.6 kW) del caso de estudio; compuesto por 5 oficinas.

ACASS (por sus siglas en inglés Air Conditioning Absorption Solar System), se encuentra formado por un sistema de absorción tipo I y una planta solar de concentradores cilindro-parabólico; la cual provee la energía térmica que requiere el ciclo de absorción.

Los componentes del ciclo de absorción: Generador, Condensador, Evaporador y Absorbedor, fueron calculados considerando diseños de equipos comerciales de transferencia de calor, con la finalidad de que el sistema de aire acondicionado por absorción pueda ser reproducido si problema de disponibilidad de los componentes.

La planta solar de 17 kW térmicos, consta de 15 concentradores cilindro-parabólicos (dispuesta en 3 líneas), 6 válvulas de seguridad, 2 sistemas de seguimiento (automático y manual) y 2 termotanques de almacenamiento con capacidad de 300 litros cada uno. La planta solar fue evaluada experimentalmente durante el periodo Agosto-Diciembre de 2017, cubriendo un horario de oficina de 10:00 am-16:00 pm. De acuerdo con los resultados, al utilizar agua, la máxima temperatura registrada alcanzada en los termotanques fue 94.6°C. Al usar la solución acuosa de etilenglicol al 30%, la temperatura máxima fue de 97.7°C. Ambos valores de temperatura cubren la demanda de energía térmica requerida por el ciclo de absorción.

Se realizó un análisis teórico bajo las siguientes condiciones de diseño: $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$, $T_{CO,AB}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{EV}=10^{\circ}\text{C}$ y $\dot{Q}_{EV}=17.6\text{ kW}$. Se realizó el análisis del COP considerando las temperaturas experimentales registradas en los termotanques de la planta solar, en un rango de $T_{GE}=85, 90$ y 95°C , manteniendo constantes $T_{EV}=10^{\circ}\text{C}$ y $T_{AB,CO}=35$ a 45°C . El COP máximo calculado fue de 0.74 (adimensional).

Durante la operación de ciclo termodinámico, es de suma importancia determinar la concentración de NaOH en la mezcla de trabajo (H_2O -NaOH), para evitar problemas de cristalización; por tal motivo una correlación matemática que relaciona el índice de refracción con la temperatura y la concentración de NaOH en una solución acuosa fue propuesta y validada.

La velocidad de corrosión, es un parámetro importante debido al desgaste que pueden presentar los componentes del ciclo de absorción. El análisis fue hecho para acero inoxidable 316L, en presencia de la solución H_2O -NaOH a las condiciones de operación de ACASS.

Finalmente las emisiones de CO_2 eq entre un sistema comercial de aire acondicionado y ACASS fue comparado, mediante la metodología de Análisis de Ciclo de Vida. De acuerdo con Solano-Olivares, la instalación de ACASS, evita el 80.05% de las emisiones de CO_2 eq que emitiría un sistema comercial, lo que representa dejar de emitir 342.9 toneladas de CO_2 eq.

ABSTRACT

Commercial air conditioning systems demand huge amounts of electrical energy for the operation of the compressor. This energy demand negatively affects the environment and the user, due to the economic costs associated with the operation of these systems. This thesis shows the development of an air conditioning system by solar absorption, to cover the thermal load (17.6 kW) of the case study; composed of 5 offices.

ACASS (abbreviations in English Air Conditioning Absorption Solar System), is consist by a system of absorption type I and a solar plant of parabolic trough concentrators; which provides the thermal energy required by the absorption cycle.

The components of the absorption cycle: Generator, Condenser, Evaporator and Absorber, were calculated considering designs of commercial heat transfer equipment, with the purpose that the air conditioning system by absorption can be reproduced whit devices that they can be found in the market.

The 17 thermal kW solar plant consists of 15 parabolic trough concentrators (arranged in 3 lines), 6 safety valves, 2 track systems (automatic and manual) and 2 storage thermotank with a capacity of 300 liters each. The solar plant was evaluated experimentally during the August-December 2017 period, covering an office hours from 10:00 am to 4:00 pm. According to the results, when using water, the maximum registered temperature reached in the thermotank was 94.6 °C. By other hand, using the aqueous solution of ethylene glycol at 30%, the maximum temperature was 97.7 °C. Both temperature values satisfy the thermal energy demand required by the absorption cycle.

A theoretical analysis was carried out under the following design conditions: $T_{GE} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO,AB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{EV} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $Q_{EV} = 17.6\text{ kW}$. The analysis of the COP was made considering the experimental temperatures registered in the thermotanks of the solar plant, in a range of $T_{GE} = 85, 90$ and $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, keeping constant $T_{EV} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{AB,CO} = 35$ to $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. The calculated maximum COP was 0.74 (dimensionless).

During the thermodynamic cycle operation, it is very important to determine the concentration of NaOH in the working mixture (H_2O -NaOH), to avoid crystallization problems; for this reason a mathematical correlation that relates the refractive index with the temperature and the concentration of NaOH in an aqueous solution was proposed and validated.

The corrosion rate is an important parameter due to the wear that the components of the absorption cycle can present. The analysis was made for 316L stainless steel, in the presence of the H_2O -NaOH solution at the operating conditions of ACASS.

Finally, CO_2 eq emissions between a commercial air conditioning system and ACASS were compared, using the Life Cycle Analysis methodology. According to Solano-Olivares, the installation of ACASS avoids 80.05% of the CO_2 emissions eq that a commercial system would emit, which means to stop emitting 342.9 tons of CO_2 eq.

AGRADECIMIENTOS

Al **CONACYT** por el apoyo económico y el trabajo para elevar la educación en México.

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por permitirme realizar mis estudios de Doctorado en sus instalaciones.

Al Dr. **Rosenberg Javier Romero Domínguez** por su dirección y tiempo dedicado a fortalecer mi formación profesional.

Al Dr. **Moisés Montiel González** por compartir su conocimiento y el esfuerzo invertido en la presente tesis.

Al Honorable comité evaluador: **Dra. Martha Roselia Contreras Valenzuela, Dr. Antonio Rodríguez Martínez, Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, Dr. Juan Carlos García Castrjón y Dr. Miguel A. Basurto Pensado** por su tiempo y sugerencias para enriquecer éste trabajo.

A mis compañeros **María Luisa Álvarez, Karina Solano, Daniela Nanco, Leticia Velazquez, Valeria Valdez, Sara Hernández, Elba Reynoso, Juan Antonio García, Dr. Jorge Díaz, Eduardo Jasso, Santiago Jiménez, José Pereyra y Marco Valerio** por su amistad y apoyo incondicional.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

Gloria Luna Vargas y Juan Galindo Sarminas

Por su labor incansable, su ejemplo y su amor.

A MIS ABUELOS

Reynalda Sarminas[†] y Francisco Galindo[†]

Por su cuidado y consejo invaluable.

A MIS HERMANOS

Mayra, Jorge y Juan Carlos

Por la complicidad de la infancia y su apoyo incondicional en el presente.

A JONATHAN IBARRA

Por complementar mi vida, llenándola de amor.

Lista de productos

Revistas Indizadas

1. **Y.R. Galindo-Luna**, A. Torres-Islas, R.J. Romero, M. Montiel-González, S. Serna, “Corrosion behavior of AISI 316L stainless steel in a NaOH-H₂O mixture”, International Journal of Electrochemical. Science, 13 (2018) 631-641.
2. J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, J. Cerezo , C.V. Valdez-Morales, **Y.R. Galindo-Luna**, L. Velazquez-Avelar, “Experimental assessment of an absorption heat transformer prototype at different temperature levels into generator and into evaporator operating with water/Carrol mixture”, Experimental Thermal and Fluid Science, 60 (2015) 275–283.
3. J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, **Y.R. Galindo-Luna**, “Experimental Thermodynamic evaluation for a single stage heat transformer prototype build with comercial PHEs”, Applied Thermal Engineering , 75 (2015) 1262-1270.
4. J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, **Y.R. Galindo-Luna**, “Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with Water/Carrol mixture”, Experimental Thermal and Fluid Science 51 (2013) 257-263.

Capítulos de libro

1. **Y.R. Galindo-Luna**, J. Ibarra-Bahena, R. J. Romero, M. Montiel-González, J. Cerezo-Román, J.E. Jasso-Almazán, A. Rodríguez-Martínez, K. Solano-Olivares, A. M. Hdz-Jasso, S. Silva-Sotelo, J. A. García Ramos, A. Morales-Flores, B. Rivas-Herrera. Design and construction for hydroxides based air conditioning system with solar collector for confined roofs. Intech.
2. R.J. Romero, S. Silva-Sotelo, Y.R. Galindo-Luna, C.V. Valdez-Morales, J. Ibarra-Bahena, A. Hdz-Jasso, A. Rodríguez-Martínez, Air conditioning based on hydroxides with solar driving for low GHG emissions, In: Grammelis P. (eds) Energy, Transportation and global warming, Green energy and technology, Springer (2016).

Congresos Internacionales

1. A.M Hdz-Jasso, C.V. Valdéz-Morales, **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero, “Aproximación para la evaluación del índice de la capacidad de proceso Ppk en un dispositivo térmico de revalorización de calor solar”, Congreso Internacional de Investigación Academia Journals, Celaya, Guanajuato, México, **Noviembre 2017**.
2. **Y.R Galindo-Luna**, E. Gómez-Arias, J. Cerezo-Román , R. J. Romero, M. Montiel-González, Thermal analysis of air-conditioning absorption system coupled to an Organic Rankine Cycle driven by geothermal source, International Conference on Poligeneration, Cuernavaca, Morelos, México, **Mayo 2017**.
3. **Y.R Galindo-Luna**, R. J. Romero, Aire acondicionado solar por absorción utilizando energía solar como fuente térmica, Congreso Internacional en Tecnología, Innovación y Docencia, Instituto Tecnológico de Zacatepec Zacatapec de Hidalgo, México, **Abril 2017**.
4. **Y.R. Galindo-Luna**, M. Montiel-González, R.J. Romero, E. Venegas-Reyes, M.A. Basurto-Pensado, Absorption cooling system driven by solar cylindrical solar concentrator, Third International Symposium on Renewable Energy and Sustainability, Temixco, Morelos, México, **Septiembre 2015**.
5. **Y. R. Galindo-Luna**, C.V. Valdez-Morales, R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, “Synthesis of distillation sequences by minimal vapor flow methodology”, 9th World Congress of Chemical Engineering (WCCE9), Coex, Seoul, Korea, **Agosto 2013**.

Congresos nacionales

1. **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero D., “*Construcción y puesta en marcha de una planta de concentradores cilindro-parabólicos como fuente térmica para un sistema de aire-acondicionado por absorción*”, Séptimo Congreso Nacional de Investigación en Cambio Climático, Cd. Juarez, Chihuahua, **Octubre 2017**.
2. **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero D., “*Análisis exergético por componente de un sistema de aire-acondicionado por absorción solar utilizando la mezcla LiBr-H₂O*”, Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química A.C. (AMIDIQ 2016), Ixtapa Zihuatanejo, Guerrero, **Mayo 2017**.
3. **Y.R Galindo-Luna**, M. Montiel-González, R. J. Romero, “*Diseño y construcción de una planta de concentradores solares cilindro-parabólicos como fuente térmica para un sistema de aire-acondicionado por absorción*”,

Congreso regional de energías renovables, Centro de Investigaciones Ópticas, Aguascalientes, **Noviembre 2017**.

4. **Y.R. Galindo-Luna**, Romero Domínguez Rosenberg J., “*Dimensionamiento de un recuperador de calor de placas para un sistema de aire acondicionado por absorción*”, XIII encuentro participación de la mujer en la ciencia, León, Guanajuato, **Agosto 2016**.
5. **Y.R Galindo-Luna**, M. Montiel-González, R. J. Romero, “*Planta de colectores cilindro-parabólicos como fuente térmica de un sistema de aire acondicionado por absorción (etapa construcción)*”, Centro de Investigaciones en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, **Mayo 2016**.
6. **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero D., “*Diseño térmico de un condensador aletado para un sistema de aire acondicionado por absorción*”, Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química A.C. (AMIDIQ 2016), Puerto Vallarta, Jalisco, **Mayo 2016**.
7. **Y.R. Galindo-Luna**, Enrique Felipe Díaz Moronatti, Rosenberg J. Romero D. y Sergio Serna, “*Effects of temperature and concentration of the NaOH-H₂O mixture in a AISI 316 for absorption air-conditioning system*”, VII Congreso Nacional de Ciencia e Ingeniería en Materiales, Puebla, **Marzo de 2016**.
8. **Y.R. Galindo-Luna**, M. Montiel-González, R.J. Romero, “*Evaluación teórica de un sistema de aire acondicionado por absorción acoplado a colectores solares cilindro-parabólicos como fuente térmica*”, 3 Coloquio de sustentabilidad energética, Cuernavaca, Morelos, **Octubre de 2015**.
9. **Y.R. Galindo-Luna**, U. Dehesa-Carrasco, R.J. Romero, “*Análisis termodinámico de un sistema de aire acondicionado por absorción operando con la mezcla NaOH-H₂O y colectores solares planos como fuente térmica*”, Congreso Nacional de Estudiante de Energías Renovables CNEER, Temixco, Morelos, **Septiembre de 2015**.
10. **Y.R. Galindo-Luna**, Ibarra Bahena Jonathan, Romero Domínguez Rosenberg J., Quiñones Aguilar José de Jesús, “*Determinación de carga térmica para un laboratorio escolar*”, XII encuentro participación de la mujer en la ciencia, León, Guanajuato, **Mayo 2015**.
11. **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero D., “*Análisis comparativo del coeficiente de operación para diferentes mezclas de trabajo en un ciclo de refrigeración por absorción*”, Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química A.C. (AMIDIQ 2015), Cancún, Quintana Roo, **Mayo 2015**.
12. **Y.R. Galindo-Luna**, C.V. Valdez-Morales, A. Rodríguez- Martínez, J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, “*Distillation sequences by marginal vapor flow methodology programmed in Microsoft Excel®*”, Congreso Internacional en

Tecnología, Innovación y Docencia (CITID 2015), Zacatepec, Morelos, **Abril 2015.**

13. **Y.R. Galindo-Luna**, Elva Lilia Reynoso Jardón, R. J. Romero, Gustavo Urquiza B., *“Cálculo de perfiles de temperatura para una carga térmica acondicionada con un equipo híbrido solar-fuego directo”*, 2do coloquio de Sustentabilidad Energética, Cuernavaca, Morelos, **Noviembre de 2014.**
14. **Y.R. Galindo-Luna**, *“Impacto del análisis de ciclo de vida en la ingeniería industrial”*, Semana académica de Ingeniería Industrial, Zacatepec de Hidalgo, Morelos, 20-24 de **Octubre 2014.**
15. **Y.R. Galindo-Luna**, R.J. Romero D., *“Análisis térmico por CFD de un evaporador en arreglo cuadrado aire-agua acoplado a un sistema de refrigeración por absorción”*, 3er Simposio Nacional de Ingenierías Química y Bioquímica aplicadas, Cuernavaca, Morelos, 24-26 de **Septiembre 2014.**
16. **Y.R. Galindo- Luna**, J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, *“Diseño térmico de un serpentín mediante un método discreto para acondicionamiento de espacios”*, XI encuentro: participación de la mujer en la ciencia, León, Guanajuato, **Mayo 2014.**

ÍNDICE

1. ANTECEDENTES.....	19
1.1 Introducción.....	20
1.2 Sistemas de refrigeración por absorción.....	22
1.3 Energía solar.....	25
1.3.1 Colectores solares.....	25
1.4 Sistemas de absorción con aporte solar.....	27
1.5 Mezclas de trabajo.....	30
1.6 Justificación.....	32
1.6.0 Objetivo general.....	33
1.6.1 Objetivo específicos.....	33
1.7 Hipótesis.....	33
2. MARCO TEORICO.....	34
2.1 Aire acondicionado por absorción.....	35
2.1.0 Generador.....	36
2.1.1 Condensador.....	36
2.1.2 Evaporador.....	37
2.1.3 Absorbedor.....	37
2.2 Mezcla NaOH-H ₂ O.....	39
2.2.1 Propiedades de la mezcla.....	40
2.3 Colector cilindro-parabólico.....	41
2.3.1 Seguimiento solar.....	42
3. DESARROLLO TEORICO.....	44
3.1 Carga térmica.....	45
3.2 Dimensionamiento de los intercambiadores.....	51
3.2.1 Generador.....	51
3.2.2 Condensador.....	54
3.2.3 Evaporador.....	57
3.2.4 Absorbedor.....	57
3.2.5 Análisis teórico del sistema de absorción.....	59
3.2.6 índice de refracción de la mezcla NaOH-H ₂ O.....	61
3.3 Planta de colectores cilindro-parabólico.....	63
3.3.1 Diseño del sistema de seguimiento solar.....	63
3.3.2 Eficiencia.....	65
3.3.3 Construcción de la planta solar.....	65
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	78
4.1 Evaluación experimental de la planta solar.....	79
4.1.1 Evaluación utilizando agua como fluido caloportador... ..	80
4.1.2 Evaluación utilizando etilenglicol como fluido	

Caloportador.....	83
4.2 Ciclo de absorción.....	89
4.3 Determinación de la velocidad de corrosión.....	92
4.4 Evaluación emisiones de CO ₂ eq al ambiente.....	93
5. CONCLUSIONES FINALES Y RECOMENDACIONES.....	96
5.1 Conclusiones.....	97
5.2 Recomendaciones.....	100
6. REFERENCIAS.....	101
7. ANEXOS.....	112

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Colectores solares.....	25
Tabla 2.1 Sistemas experimentales de aire acondicionado por absorción.....	36
Tabla 3.1 Actuadores comerciales.....	64
Tabla 4.1 Propiedades de solución acuosa de etilenglicol 30%.....	83
Tabla 4.2 Resultados del análisis teórico.....	89
Tabla 4.3: Resultados de velocidad de corrosión.....	92

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama esquemático de un sistema de aire acondicionado por absorción.....	24
Figura 2.1. Diagrama de aire acondicionado por compresión.....	35
Figura 2.2. Diagrama de aire acondicionado por absorción.....	36
Figura 2.3. Colectores cilindro-parabólicos.....	41
Figura 3.1 Vista frontal del edificio “cubículos 2”.....	45
Figura 3.2 Distribución de las oficinas.....	46
Figura 3.3 Unidad evaporadora $\frac{3}{4}$ de tonelada de enfriamiento.....	57
Figura 3.4 Tubos aletados.....	59
Figura 3.5 Diagrama esquemático del ciclo de absorción 2.....	60
Figura 3.6 Valores del índice de refracción a diferentes concentración y temperatura.....	62
Figura 3.6 Determinación máxima y mínima distancia.....	63
Figura 3.7 Actuador lineal.....	64
Figura 3.8 Área destinada para la instalación del prototipo.....	66
Figura 3.9 Distribución de las bases de los concentradores.....	66
Figura 3.10 Ensamble de tubos estructurales.....	67
Figura 3.11 Ensamble de los perfiles parabólicos.....	67
Figura 3.12 Alineamiento de perfiles parabólicos.....	68
Figura 3.13 Lamina reflectora ensamblada a los perfiles parabólicos...	68
Figura 3.14 Ensamble de dos concentradores parabólicos.....	69
Figura 3.15 Construcción de los concentradores parabólicos.....	69

Figura 3.16 Colocación de los termotanques.....	70
Figura 3.17 Colocación termotanques 2.....	70
Figura 3.18 Colocación termotanques 3.....	71
Figura 3.19 Instalación estación meteorológica.....	71
Figura 3.20 Estación meteorológica instalada.....	72
Figura 3.21 Unidades evaporadoras instaladas.....	72
Figura 3.22 Instalación del sistema hidráulico de los concentradores... 73	
Figura 3.23 Válvula de alivio, ubicada al final de la línea.....	73
Figura 3.24 Instalación del tubo que conecta dos dispositivos.....	74
Figura 3.25 Dispositivos conectados por estructuras de soporte.....	74
Figura 3.26 Instalación de sistema de seguimiento mecánico.....	75
Figura 3.27 Instalación de sistema de seguimiento manual.....	76
Figura 3.28 Pruebas del sistema de seguimiento solar.....	76
Figura 3.29 Planta solar en operación.....	77
Figura 3.30 Termotanques en operación.....	77
Figura 4.1 Ubicación de los sensores para medir temperatura.....	79
Figura 4.2 Prueba realizada el 12 de Septiembre.....	80
Figura 4.3 Prueba realizada el 18 de Septiembre.....	81
Figura 4.4 Prueba realizada el 27 de Octubre.....	82
Figura 4.5 Prueba realizada el 21 de Noviembre.....	84
Figura 4.6 Prueba realizada el 27 de Noviembre.....	85
Figura 4.7 Prueba realizada el 29 de Noviembre.....	86
Figura 4.8 Prueba realizada el 1 de Diciembre.....	87
Figura 4.9 Prueba realizada el 5 de Diciembre.....	88

Figura 4.10 Diagrama sistema de aire-acondicionado por absorción....	89
Figura 4.11 Comparación del COP en función de la T_{GE}	90
Figura 4.12 Comparación del COP en función de la T_{GE} y T_{EV}	91
Figura 4.13 Comparación de ACASS vs ACS, en las etapas de construcción y operación.....	93
Figura 4.14 Porcentaje de CO2 eq evitado por la instalación de ACASS.....	93
Figura 4.15 Toneladas de CO2 eq evitado por la instalación de ACASS.....	94

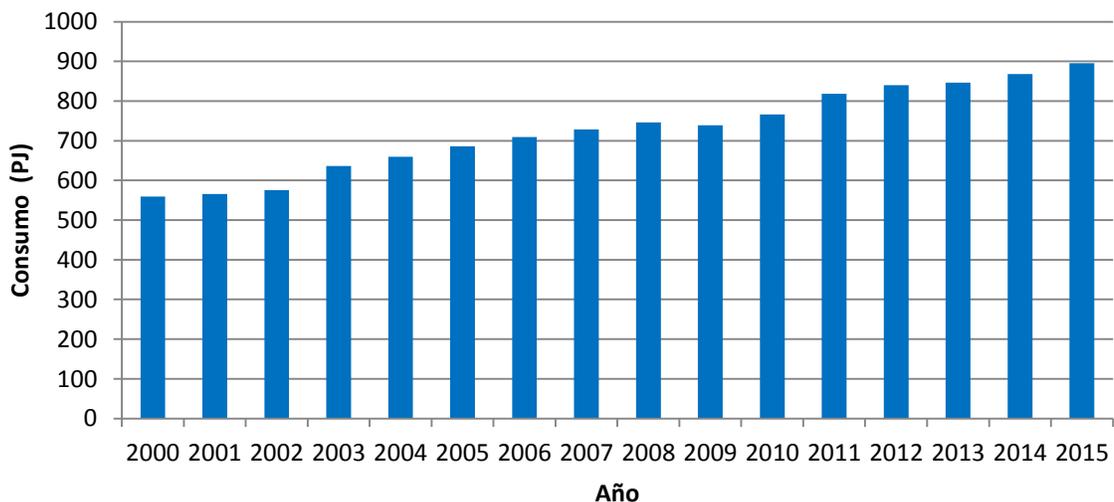
CAPITULO 1

ANTECEDENTES

1.1 Introducción

Los avances tecnológicos y el crecimiento económico de los países se encuentran basados en la energía. El aumento en la demanda energética conduce al incremento de emisiones de gases de efecto invernadero asociados a la quema de combustibles fósiles y contribuye al calentamiento global. Los seres humanos buscan mejorar su estilo de vida y su estado de confort, para tal fin; un número creciente de dispositivos y productos tecnológicos se introducen diariamente [1]. A nivel mundial, el sector eléctrico tiene como compromiso: la reducción de los gases de efecto invernadero (GEI). Ante esta situación todos los países deben impulsar la transición energética hacia un sector sustentable, eficiente y menos dependiente de los combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica [2]. La Gráfica 1, muestra el consumo eléctrico de nuestro país durante los últimos 15 años; en esta se observa un incremento de 336.2 petajoules entre el año 2010 hasta 2015.

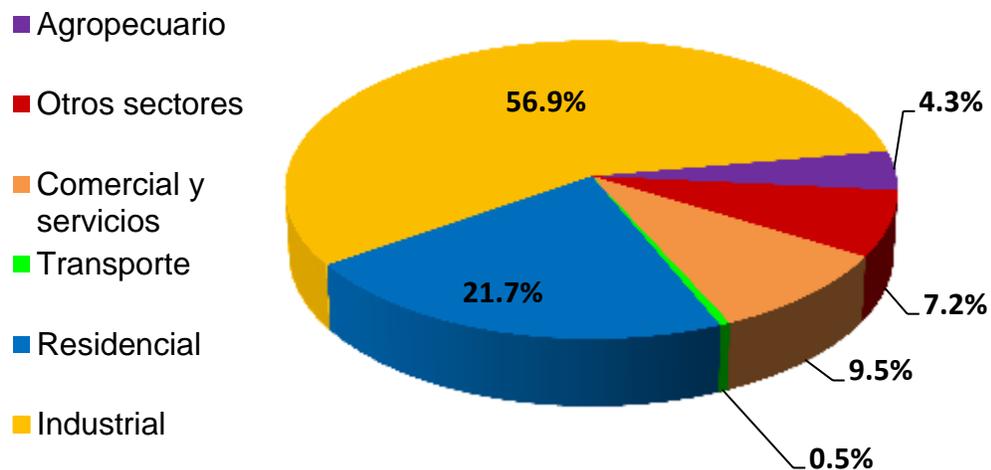
Grafica 1. Consumo eléctrico mexicano.



Fuente: SENER, 2017.

México presenta la tasa de crecimiento anual de 3.4%, derivado del crecimiento y el aumento de la actividad industrial, que consumen mayores cantidades de electricidad. La grafica 2 muestra el consumo de la electricidad por sector en GWh, dentro de la cual se destacan dos sectores importantes: actividad industrial con valor de 56.9%, seguido del sector residencial con un 21.7%.

Gráfica 2. Composición del consumo de electricidad por sector, 2013.



Fuente: SENER, 2017.

Los usos finales de demanda eléctrica residencial en nuestro territorio nacional obedece a la región de clima en la que el usuario se encuentre: región templada, semicálida o cálida. De acuerdo con Maqueda y Sánchez [3], sin considerar el consumo residual, en Ciudad de México (antes Distrito Federal) considerada región templada, la energía eléctrica es utilizada para el consumo del refrigerador en un 20.6% y 18.2% para el congelador. En Cuernavaca, Morelos; perteneciente a la región semicálida, los usuarios destinan el 35.5% del consumo de energía al refrigerador y el 0.6% al aire acondicionado. Finalmente, para una región cálida, por ejemplo: la ciudad de Mérida, Yucatán; el 20% es gastado en el aire acondicionado, 16% para el

refrigerador y un 5% para el uso de ventilador. Lo anterior representa el 41% del consumo total.

Sin embargo la demanda de energía necesaria para satisfacer los requerimientos de refrigeración y aire acondicionado va en aumento [4]. Los sistemas tradicionales de compresión mecánica de vapor han sido utilizados por décadas, no obstante el uso de refrigerantes sintéticos tales como: clorofluorocarbonos (CFCs), hidro-clorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofluorocarbonos (HFCs), representan un impacto negativo a la capa de ozono y contribuyen significativamente al efecto invernadero [5]. A finales de 1980, se estimó que las emisiones de estos refrigerantes por sistemas de refrigeración durante el funcionamiento, representaron el 33.3% de los gases de efecto invernadero [6]. Por otro lado, los sistemas convencionales de aire acondicionado demandan grandes cantidades de energía eléctrica, para el funcionamiento del compresor, esta demanda energética no solo afecta al medio ambiente, también impacta negativamente al usuario en términos económicos asociados al coste de funcionamiento [7]. Por lo tanto, se ha vuelto crucial diseñar sistemas de aire acondicionado que sean respetuosos con el medio ambiente y capaces de operar utilizando fuentes de energía de deshecho o renovable.

1.2 Sistemas de refrigeración por absorción

Un sistema de enfriamiento que funciona de acuerdo al principio de absorción se conoce como sistema de refrigeración por absorción [8]. Absorción se define como un proceso en el que dos fluidos que entran en diferentes estados como un gas o un líquido se combinan para lograr un sólo estado, ya sea gas o líquido. Sin embargo, es importante diferenciar entre los sistemas de refrigeración y los de aire acondicionado. Los primeros se utilizan para proporcionar refrigeración por debajo de 0°C, mientras que los sistemas utilizados para acondicionar un espacio, proporcionan

refrigeración por encima de los 0°C. El sistema de refrigeración por absorción fue introducido por primera vez en 1846 por Ferdinand Carrer, con el objetivo de producir hielo mientras se utilizaba calor como fuente de energía. La tecnología de refrigeración por absorción representa una alternativa viable en comparación con los sistemas por compresión de vapor, con respecto a la diversidad de fuentes energéticas y la protección al medio ambiente, ejemplo de lo anterior son las actuales aplicaciones prácticas: una serie de ciclos por absorción de alto rendimiento tanto industriales como residenciales [9].

En su configuración más sencilla, un sistema de absorción consiste en un evaporador, un condensador, un absorbedor, una bomba de solución, dos válvulas y una mezcla de trabajo, como se muestra en la Figura 1. En el generador la mezcla de trabajo se separa del refrigerante, concentrando la mezcla en absorbente. El refrigerante en fase vapor es conducido al condensador donde cede su calor latente al medio ambiente y cambia de fase. A continuación el fluido pasa a través de la válvula de expansión con presión y temperatura baja, en seguida entra al evaporador donde absorbe calor del espacio a ser climatizado y cambia a fase vapor; produciendo así el efecto de enfriamiento. Paso siguiente, el vapor del refrigerante es enviado al absorbedor donde entra en contacto con la mezcla concentrada en absorbente, dando lugar a una reacción exotérmica. Finalmente la mezcla es bombeada al generador para iniciar el ciclo una vez más.

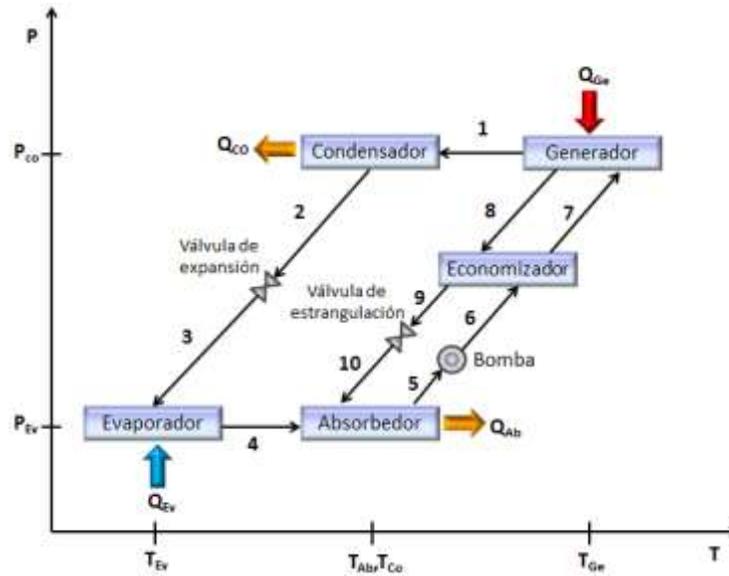


Figura 1.1. Diagrama esquemático de un sistema de aire acondicionado por absorción.

La eficiencia de estos sistemas es determinado por el coeficiente de operación COP (*Coefficient Of Performance*) definido como: la relación entre la energía útil y la energía suministrada en el sistema. En este caso la ecuación puede escribirse como sigue:

$$COP = \frac{Q_{Ev}}{Q_{Ge} + W_{bomba}} \quad (1)$$

El COP aumenta al disminuir la energía suministrada al generador. Es decir, esta tecnología es susceptible de utilizar alguna fuente de energía renovable para llevar a cabo el ciclo. Estas fuentes de energía pueden ser: geotérmica, biomasa o solar. Sin embargo, las ventajas de la energía solar en comparación con las demás son: es completamente limpia, ambientalmente disponible y gratuita.

1.3 Energía solar

Básicamente, todas las formas de energía en el mundo tal y como las conocemos son de origen solar. El petróleo, el carbón, el gas natural y las maderas fueron producidos mediante procesos fotosintéticos, seguidos de complejas reacciones químicas en las que la vegetación en descomposición fue sometida a temperaturas y presiones muy altas durante miles de años [10]. Incluso el viento y la energía de las mareas tiene origen solar, debido a que son causados por las diferencias de temperatura en diversas regiones de la tierra. Estos fenómenos naturales se convierten en energía útil mediante el uso de tecnologías de energía renovable. Estas tecnologías utilizan la energía del sol y sus efectos directos e indirectos. La reducción de la contaminación por Gases de Efecto Invernadero (*GEI*), debido a la sustitución de la energía eléctrica y combustibles fósiles; es la principal ventaja de la utilización de sistemas solares térmicos; por lo tanto, deben ser empleados siempre que sea posible con la finalidad de lograr un futuro sostenible [11].

1.3.1 Colectores solares

Los colectores de energía solar son tipos especiales de intercambiadores de calor, que transforman la energía de la radiación solar en energía interna del medio de transporte. El componente principal de cualquier sistema solar es el colector solar, este es un dispositivo que absorbe la radiación solar entrante, la convierte en calor y lo transfiere a un fluido (normalmente aire, agua o aceite) que fluye a través del colector. La energía solar así colectada se transporta desde el fluido circulante directamente al agua caliente o a un tanque de almacenamiento de energía térmica desde el cual se puede extraer para diversas aplicaciones [12].

Existen básicamente dos tipos de colectores solares: no concentradores o estacionarios y los concentradores. Un colector estacionario posee la misma

área para interceptar y para absorber la radiación solar, mientras que un concentrador solar tiene normalmente superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la radiación del haz solar a un área receptora más pequeña, aumentando así el flujo de radiación. Existen diversos tipos de colectores como se muestra en la Tabla 1.1, en esta se pueden observar el tipo de absorbedor que requieren así como los rangos de temperatura que estos sistemas son capaces de alcanzar.

Tabla 1.1 Colectores solares [13].

Movimiento	Tipo de colector	tipo de absorbedor	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	Colector plano (FPC)	Plano	30-80
	Colector de tubo evacuado (ETC)	Plano	50-200
	Colector parabólico compuesto (CPC)	Tubular	60-240
Seguimiento en un eje	Reflector lineal fresnel (LFR)	Tubular	60-300
	Colector cilindro parabólico (PTC)	Tubular	60-250
	Colector de canal parabólico (CTC)	Tubular	60-300
Seguimiento en dos ejes	Reflector de plato parabólico (PDR)	Puntual	100-500
	Colector de campo heliostato (HFC)	Puntual	150-2000

Los sectores industriales con las condiciones favorables para la aplicación de energía solar como fuente primaria de suministro de calor, demandan energía de mediana temperatura dentro de sus procesos. Los colectores solares adecuados para cubrir este requerimiento son los siguientes:

- **Colector de tubos evacuados:** Consta de dos tubos concéntricos, los cuales forman una cámara de aire, el cual es extraído o evacuado para formar un vacío que evitara la transferencia de calor por convección. El tubo interior es revestido con una aleación de Nitrato de Aluminio principalmente, para formar una superficie que capturar la radiación solar y convertirá los rayos solares en calor aprovechable,

mientras que el tubo exterior es construido con un cristal proveniente de la fundición de Boro y Silicio.

- Reflector lineal fresnel: Utiliza reflectores, lineales que son segmentos largos y delgados de espejos para concentrar la luz solar en un absorbedor fijo situado en un punto focal común a dichos reflectores. Estos concentradores son capaces de concentrar la energía del sol a aproximadamente 30 veces su intensidad normal. Generalmente el fluido térmico utilizado es agua o aceite.
- Colector parabólico compuesto: Constituido de dos superficies parabólicas cuyo foco es el mismo, en el foco es colocado un tubo de cobre que generalmente se pinta de negro para transformar la luz solar que llega a la superficie de cobre, en calor. El CPC concentra la luz en el foco y puede aún recibir rayos con incidencia oblicua de acuerdo a su ángulo de aceptación, mismo que puede ser aumentado con aletas de cobre soldadas a los tubos de cobre.
- Colector cilindro parabólico: Cuenta con un espejo en forma de cilindro parabólico, en el foco es colocado el tubo receptor, por donde fluye el fluido que transportará la energía [13].

El colector cilindro parabólico son capaces de operar a temperaturas por encima de los 100°C, con gran eficiencia térmica y utilizando un área de recolección inferior a las otras tecnologías solares. Por otro lado, los PTC representan la tecnología más madura entre los concentradores termosolares. El uso de un termotanque en el sistema, permite el almacenamiento de energía térmica temporal para su uso posterior.

1.4 Sistemas de absorción con aporte solar

El acoplamiento de los ciclos de absorción y el uso de colectores para su funcionamiento presenta una opción viable para cubrir la demanda de preservación de alimento y confort humano, al mismo tiempo que se protege

al medio ambiente. Entre los más destacados se encuentran los siguientes: Jakob et al. [14] presentó el análisis experimental y la simulación de un sistema de absorción de calor solar utilizando $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, con una capacidad de enfriamiento de 25 kW y un valor de COP de 0.38.

Agyenim et al. [15] diseño y evaluó el funcionamiento de un sistema de enfriamiento de absorción solar con la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, el COP promedio fue reportado con un valor 0.58, la temperatura más baja alcanzada fue de 7.4°C .

Qu et al. [16] desarrollo un sistema solar de refrigeración y calefacción térmica en la Universidad Carnegie Mellon usando $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como fluido de trabajo, los autores encontraron que el sistema solar térmico podría potencialmente suministrar el 39% de la refrigeración y el 20% de la energía de calefacción para un espacio de construcción en Pittsburgh.

Monné et al. [17] presentan el funcionamiento de un sistema de enfriamiento por absorción con energía solar, la instalación del sistema solar fue diseñada para resolver problemas de sobrecalentamiento de un campo solar existente. Los valores de COP fueron reportados superiores a 0.5 con capacidad de enfriamiento de 3.6 a 5.8 kW.

González- Gil et al. [18] evaluó experimentalmente un prototipo de aire directo refrigerado con la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ por absorción para un sistema de aire acondicionado solar, el autor reporto valores de COP alrededor de 0.6 y una capacidad de enfriamiento en un rango de 2 a 3.8 kW.

Achuthan et al. [19] fabricó un sistema de refrigeración solar compacto para aplicaciones de baja capacidad, utilizando $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como mezcla de trabajo. El uso de cinco toberas introducidas en el evaporador y en el absorbedor, hizo posible incrementar el COP de 0.3 a 0.6.

Moreno-Quintanar et al. [20] realizó la comparación experimental de un sistema de refrigeración intermitente solar para la producción de hielo, el cual opera con las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$. Los resultados muestran -8°C como temperatura del evaporador, durante un periodo de tiempo de 8 horas. El autor encontró que la mezcla ternaria el coeficiente de rendimiento solar (SCOP) puede ser hasta un 24% mayor que el que obtuvo con la mezcla binaria, la variación fue reportada con una variación de 0.066 a 0.093.

Lizarte et al. [21] desarrolló un prototipo refrigerado por aire directamente accionado por energía solar, para uso residencial. La temperatura del agua enfriada fue de 14.3°C y los valores promedio de COP solar fueron reportados en un rango de 0.53 a 0.06.

Gommed y Grossman [22] lograron mejorar un sistema de absorción solar abierto para deshumidificación y aire acondicionado, alcanzando un COP de 0.8.

Yin et al. [23] reportan una investigación experimental de un sistema mini-tipo de refrigeración por absorción bajo diferentes modos de enfriamiento, obteniendo una capacidad de enfriamiento de 4.6 kW y un COP de 0.31 durante un periodo de 9 horas.

Lizarte et al. [24] comparó el rendimiento experimental de dos enfriadores de absorción con la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ refrigerados por aire solar. El enfriador comercial logra agua enfriada con una temperatura de 18°C mientras que el prototipo alcanzó 16°C . El valor promedio de COP solar fue de 0.08 para ambos sistemas.

Xingjuan et al. [25] propone un nuevo tipo de sistema de aire acondicionado solar que añade el sistema de bomba de calor para mejorar la calidad de la aplicación solar, mediante el uso de colectores planos para obtener una

fuelle de calor de baja temperatura. A través del sistema de bomba de calor, la energía de baja calidad se convierte en energía de alto grado. El nuevo tipo de aire acondicionado puede reducir los requerimientos de una alta eficiencia del sistema de colección solar comparado con el original.

Aman et al. [26] evaluó el desempeño de un sistema de aire acondicionado a escala para uso residencial, la mezcla utilizada fue $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ con capacidad de 10 kW de enfriamiento. El análisis muestra que el absorbedor posee una pérdida de exergía del 63%, seguido del generador con 13% y finalmente el condensador con 11%.

Con base en la revisión bibliográfica, se observa que los ciclos de absorción son capaces de usar energía solar como fuente térmica y volverse amigables con el medio ambiente. Por otro lado, la mezcla de trabajo es necesaria para llevar a cabo el ciclo termodinámico y esta representa un punto clave en el desarrollo de los sistemas de absorción.

1.5 Mezclas de trabajo

El rendimiento de un sistema de absorción depende críticamente de las propiedades químicas y termodinámicas de la mezcla de trabajo [27]. La mezcla de trabajo está constituida por un refrigerante y un absorbente. Un requisito fundamental de este par de trabajo es que debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. Aunado a esto, la mezcla de trabajo debe cumplir con los siguientes requisitos:

- a) La elevación del punto de ebullición (la diferencia entre el punto de ebullición del refrigerante puro y la mezcla a la misma presión debe ser la más alta posible).
- b) El refrigerante debe contar con un calor de vaporización alto y una concentración alta dentro del absorbente, para mantener una velocidad de circulación baja entre el generador y el absorbedor por unidad de capacidad de enfriamiento.

- c) Las propiedades de transporte que influyen en la transferencia de calor y masa, por ejemplo: viscosidad, conductividad térmica y coeficiente de difusión deben ser favorables.
- d) Tanto el refrigerante como el absorbente deben ser no corrosivos, respetuosos con el medio ambiente y de bajo costo [28].

Desde la invención de los sistemas de refrigeración por absorción, la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ha sido ampliamente utilizada. Tanto el amoníaco como el agua son estables en un amplio rango de operación de temperatura y presión. NH_3 es considerado un refrigerante viable debido a su alto calor latente de vaporización y su punto de congelación de -77°C [29]. Sin embargo; la combinación del amoníaco con el aire es inflamable en una concentración del 25%, la toxicidad que presenta, el ataque por corrosión y la necesidad de un sistema adicional denominado rectificador [30], incrementa el costo del sistema de absorción.

La mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ posee una diferencia considerable entre los puntos de ebullición del agua y el bromuro de litio. Cuando el agua es utilizada como fluido refrigerante, la temperatura del evaporador no debe estar por debajo de los 5°C , los sistemas son operados con bajas presiones y presentan riesgo de cristalización sobre el 70% de concentración en peso de bromuro de litio [31]. Nuevas mezclas han sido analizadas como: $\text{LiBr}+\text{H}_2\text{N}(\text{CH}_2)_2\text{OH}+\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiBr}-(\text{HOCH}_2\text{CH}_2)_2\text{NH}+\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}+\text{H}_2\text{N}(\text{CH}_2)_2\text{OH}$ y $\text{LiBr}+(\text{HOCH}_2\text{CH}_2)_2\text{NH}$ para sistemas de aire acondicionado por absorción. Los resultados indican que estas soluciones son capaces de operar con seguridad a altas temperaturas del generador y condensador. Su alta viscosidad y corrosión son sus limitantes [32]. Las soluciones refrigerantes $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ fueron evaluados para su aplicación en aire acondicionado, las anteriores son capaces de alcanzar temperaturas en el evaporador más bajas que 0°C , sin embargo, la desventaja más grande que presenta esta mezcla es el alto consumo energético de las bombas debido a

su alta viscosidad [33]. La mezcla $H_2O+LiBr+LiNO_3$ fue analizada como una alternativa de la mezcla agua-bromuro de litio, la anterior era capaz de alcanzar un COP alto, sin embargo no se ha probado experimentalmente [34]. Con la finalidad de reducir el riesgo de cristalización de la mezcla agua-bromuro de litio, fue propuesta $H_2O+LiBr+LiI+LiNO_3+LiCl$, está disminuye la corrosión y la temperatura de cristalización alrededor de $35^{\circ}C$ más baja que la de la $H_2O-LiBr$ [35]. El desempeño teórico de la mezcla ternaria $NaOH,KOH,CsOH-H_2O$ fue desarrollado para sistemas de aire acondicionado. De acuerdo con los autores la mezcla puede operar disminuyendo el riesgo de cristalización y de manera estable en el absorbedor y condensador con temperaturas de 40 y $50^{\circ}C$. La limitación de esta mezcla radica en costo de la extracción del hidróxido de Cesio y a su reactividad [36]. Sin embargo, el Hidróxido de sodio representa una opción viable debido a su disponibilidad y bajo costo.

1.6 Justificación

Los sistemas comerciales de aire acondicionado demandan grandes cantidades de energía eléctrica, para el funcionamiento del compresor. Esta demanda energética afecta de forma negativa al ambiente y al usuario, debido a los costos económicos asociados al funcionamiento de estos sistemas. Por lo tanto, diseñar sistema de aire acondicionado capaces de utilizar energía renovable y usar fluidos amigables con el medio ambiente resulta un tema novedoso e importante.

La revisión bibliográfica indica que los sistemas de aire acondicionado por absorción, son capaces de utilizar energía solar como fuente térmica, para lo cual este trabajo propone el uso de colectores cilindro-parabólicos para coleccionar la energía del sol y transformarla en energía térmica que sirva al ciclo como fuente de alimentación. Por otro lado; $NaOH-H_2O$ se utilizará

como mezcla de trabajo, debido al bajo costo y menor impacto ambiental durante su producción, comparado con el par de trabajo LiBr-H₂O.

1.6.1 Objetivo general

Cálculo termodinámico, diseño y construcción de una planta piloto autónoma de 17 kW para el acondicionamiento de espacios, utilizando la mezcla NaOH-H₂O.

1.6.2 Objetivos específicos

- Diseño conceptual del sistema de aire acondicionado por absorción para un caso de estudio de estudio.
- Diseño mecánico del sistema de aire acondicionado por absorción para un caso de estudio.
- Caracterizar experimentalmente una planta solar de colectores cilindro-parabólicos para cubrir la demanda de energía térmica requerida por el sistema de aire acondicionado por absorción.
- Determinar la velocidad de corrosión de la mezcla H₂O-NaOH sobre el acero inoxidable 316 L.
- Evaluar las emisiones de CO₂ al ambiente del sistema aire acondicionado por absorción solar.

1.7 Hipótesis

Una planta de concentradores cilindro-parabólicos puede satisfacer la demanda de energía térmica que requiere un sistema de aire acondicionado por absorción que utiliza la mezcla H₂O-NaOH, reduciendo la cantidad CO_{2eq} durante las etapas de construcción y operación con la finalidad de mitigar el impacto al medio ambiente

CAPITULO 2

MARCO TEORICO

2.1 Aire acondicionado por absorción

La demanda energética asociada a los sistemas de aire acondicionado ha incrementado en recientes años [37]. La bomba de calor tipo I, es capaz de realizar el efecto de enfriamiento y ser utilizada como sistema de aire acondicionado. Un sistema convencional de aire acondicionado es mostrado en la Figura 2.1, en la cual se observa el sistema que consiste en 4 componentes; evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión.

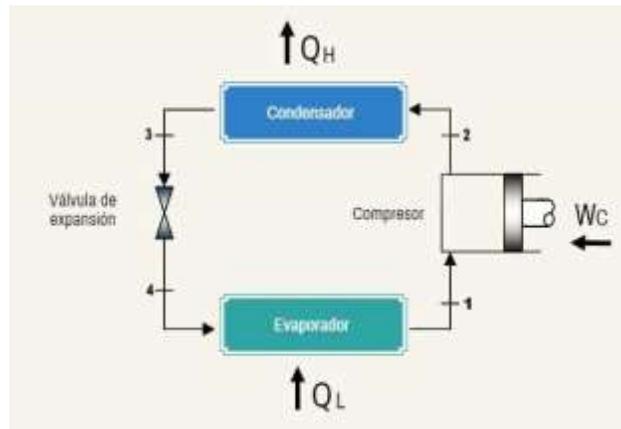


Figura 2.1. Diagrama de aire acondicionado por compresión.

El sistema de absorción sustituye el compresor por dos componentes: generador y absorbedor. Este sistema es mostrado en la Figura 2.2, en cual podemos observar dos zonas de presión y 3 de temperatura.

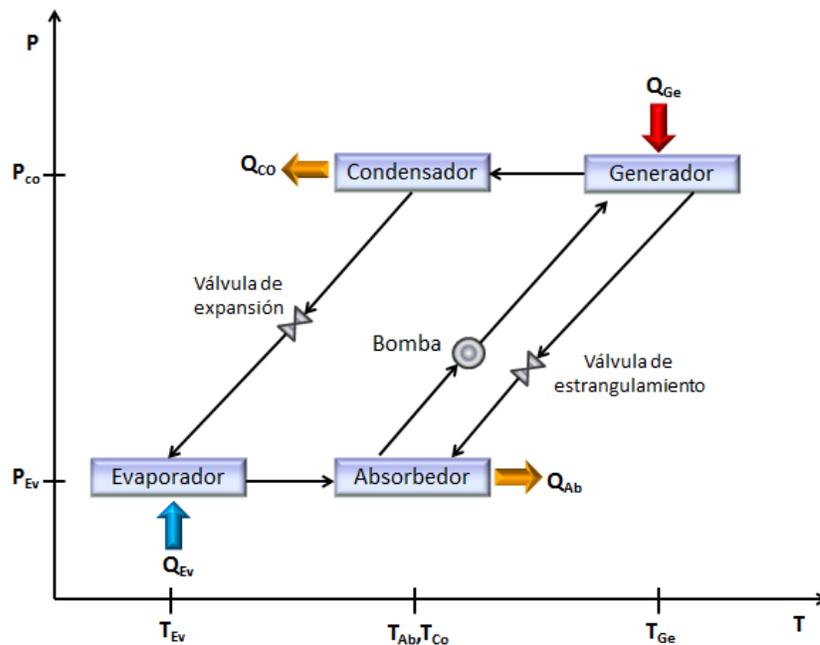


Figura 2.2. Diagrama de aire acondicionado por absorción [Galindo-Luna]

2.1.1 Generador

El trabajo del generador consiste en separar el refrigerante de la mezcla de trabajo utilizando calor como fuente de energía. Dentro de este dispositivo la mezcla de trabajo (Refrigerante-Absorbente) se calienta debido a la transferencia de calor desde una fuente térmica. A medida que la solución hierve, el refrigerante con una temperatura de ebullición menor comparada con el absorbente, abandona el generador por la parte superior en forma de vapor sobrecalentado. Por lo tanto la mezcla resultante se encuentra concentrada en absorbente. Y esta es llevada al absorbedor.

2.1.2 Condensador

Este intercambiador de calor es utilizado para enfriar el refrigerante del generador. En el condensador, el refrigerante vaporizado del generador expulsa calor al ambiente. El refrigerante deja el condensador y pasa a través de la válvula de expansión para entrar en el evaporador.

2.1.3 Evaporador

Este dispositivo es el encargado de enfriar el espacio, absorbiendo calor del espacio enfriado. Al paso por la válvula de expansión, la presión del refrigerante se reduce repentinamente, lo que da lugar a una mezcla saturada de refrigerante que es alta en contenido de vapor. El anterior, entra entonces en el evaporador donde absorbe calor del espacio enfriado y sale como refrigerante saturado. Este líquido es llevado al absorbedor.

2.1.4 Absorbedor

La función del absorbedor es mezclar el refrigerante del evaporador y la solución diluida del generador. El refrigerante del evaporador entra por la parte superior del absorbedor. La solución concentrada proveniente del generador pasa primero a través de la válvula de expansión, donde su presión cae a la del absorbedor antes de entrar en este dispositivo. El uso de una válvula de expansión antes de la llegada al absorbedor es necesario para asegurar que ambos fluidos se encuentran a la misma presión, antes de que se produzca el mezclado. El refrigerante y la solución concentrada se mezclan y al entrar en contacto, sucede una reacción exotérmica que libera calor al ambiente. Después de mezclar el refrigerante y la solución concentrada, esta es liberada como una solución diluida en absorbente, misma que es bombeada al generador, para iniciar el ciclo.

Los sistemas experimentales de aire acondicionado por absorción acoplados con colectores solares son los mostrados en la Tabla 2.1, la cual presenta las temperaturas de operación de los componentes principales, el COP, el tipo de colector que utiliza, el área de colección que se requiere y la mezcla de trabajo que utilizan.

Tabla 2.1 Sistemas experimentales de aire acondicionado por absorción

Autor	Par de trabajo	Carga de enfriamiento	Temperaturas (°C)				COP	Tipo de colector	Área (m ²)
			Generador	Absorbedor	Condensador	Evaporador			
Sumathy K. et al. (2002)[38]	LiBr-H ₂ O	100 kW	80	32	32	9	0.31-0.39	Cilindro parabólicos, placa plana y tubos evacuados	80
Bermejo P. et al. (2010)[39]	LiBr-H ₂ O	174 kW	145	36	36	8	1.16-1.25	Colectores Fresnel	352
Agynim et al. (2010)[40]	LiBr-H ₂ O	4.5 kW	75-92	24	24	10.1	0.66	Colector de placa plana	12
Balghouthi M. et al. (2012)[41]	LiBr-H ₂ O	12 kW	165	35	35	8	0.8-0.91	Colectores solares cilindro-parabólicos	39
Darkwa J. et al. (2012)[42]	LiBr-H ₂ O	--	91	--	--	12.2	0.69	Colector de tubos evacuados	220
Lizarte et al. (2012)[43]	LiBr-H ₂ O	4.5 kW	106-96	37.7	37.7	15-25	0.7525	Colector de placa plana	42.2
Rosiek S. et al. (2012)[44]	LiBr-H ₂ O	48.1 kW	70-95	27.5	27.5	9.3	0.86	Colector de placa plana	160
Y.L. et al. (2013)[45]	LiBr-H ₂ O	8 kW	--	--	--	7	0.25-0.38	Colector de tubos evacuado tipo "U"	92
Prasartkaew B. (2013)[46]	LiBr-H ₂ O	4.5 kW	75-100	--	--	14	0.55-0.81	Colectores solares planos	54
Hang Y. et al. (2014)[47]	LiBr-H ₂ O	23kW	180	--	--	7	0.91-1.02	Concentrador parabólico compuesto	54
Al-Ugla A. (2015)[48]	LiBr-H ₂ O	5kW	100-90	46	46	7.5	0.8567	Colector solar plano	22.2
De Francisco A. Et al.(2002)[49]	H ₂ O-NH ₃	2 kW	150	35	35	10	0.05	Colectores cilindro parabólicos	--
Abdulateef J. et al. (2010)[50]	H ₂ O-NH ₃	5.25 kW	60-80	23-39	23-39	3 a 16	0.6	Colectores de tubos evacuados	10
Boudéhenn F. et al. (2012)[51]	H ₂ O-NH ₃	4.2 kW	80	27	27	18	0.65	--	--

2.2 Mezcla H₂O-NaOH

El hidróxido de sodio acuoso posee diversas aplicaciones industriales durante los procesos de fabricación del papel, detergentes, pinturas y jabones. En 1979 fue registrado el concepto en la patente US 4151721 A que propone H₂O-NaOH como mezcla de trabajo para un sistema de aire acondicionado [52]. En 1997 fue publicado un análisis utilizando la mezcla acuosa de hidróxido de sodio en un transformador térmico [53] y en 2000 como parte de una mezcla ternaria para sistemas de aire acondicionado por absorción [36]. Sin embargo no se ha reportado el uso de la mezcla H₂O-NaOH de manera experimental como parte de un ciclo de absorción para la aplicación para aire acondicionado.

Esta mezcla H₂O-NaOH posee dos ventajas importantes con respecto a H₂O-LiBr que deben ser consideradas:

- Menor velocidad de corrosión: De acuerdo a Concha-Guzmán [54] la velocidad de corrosión para H₂O-LiBr posee valores de 0.36 a 4.0 mg/cm², cuando SS-316L es expuesto a la solución a una concentración al 50% en peso, en un rango de temperaturas de 25 a 80°C. Los resultados reportados por Galindo Luna et al. [55] al exponer SS-316L en solución de H₂O-NaOH al 50% peso, en un rango de temperaturas de 35 a 90°C fue 0.0045 a 0.0206 mA/cm².
- Disminución en el impacto ambiental por kg de producción: De acuerdo a los resultados del Análisis de Ciclo de Vida (ACV), con respecto a kg de CO_{2eq} durante la etapa de producción; la solución H₂O-LiBr fue reportado en 1.07 kg/kg de acuerdo a Hang et al. [56], con respecto a 0.6329 kg/kg de la solución H₂O-NaOH que fue analizado por Thannimalay et al. [57].

2.2.1 Propiedades de la mezcla H₂O- NaOH

Las propiedades de la mezcla fueron programadas de acuerdo con Olsson et al. [58].

La correlación de presión de vapor es basada en la ecuación de Antoine:

$$\ln P = a + \frac{b}{c+t} \quad (2)$$

La ecuación 1 es transformada la siguiente expresión (Ver anexo A)

$$\ln P = a_2 + \frac{a_1+a_2a_3}{-a_3+t} \quad (3)$$

Las constantes son obtenidas como sigue

$$a_1 = k_{p0} + k_{p1} \ln x + k_{p2} (\ln x)^2 + \dots + k_{p8} (\ln x)^8 \quad (4)$$

$$a_2 = l_{p0} + l_{p1} \ln x + l_{p2} (\ln x)^2 + \dots + l_{p10} (\ln x)^{10} \quad (5)$$

$$a_3 = m_{p0} + m_{p1} \ln x + m_{p2} (\ln x)^2 + \dots + m_{p10} (\ln x)^{10} \quad (6)$$

Los valores de las constantes numéricas k , l y m son tabuladas en el anexo B.

Densidad: Las constantes numéricas pueden consultarse en el anexo C.

$$\rho_{H_2O-NaOH} = b_1 + b_2 t + b_3 t^2 \quad (7)$$

Entalpía: Las constantes numéricas pueden consultarse en el anexo D.

$$h = c_1 + c_2 t + c_3 t^2 + c_4 t^3 \quad (8)$$

En todas las expresiones la temperatura es representada con t (°C) y la concentración H₂O-NaOH con x (%).

2.3 Colector cilindro- parabólico (CCP)

El diseño de un *CCP* se compone de una lámina de material reflectante, un tubo concéntrico transparente y un tubo absorbedor. Las superficies reflectantes son ensambladas con forma parabólica, estas pueden estar dispuestas para formar largos canales. El tubo absorbedor es generalmente un tubo de metal negro, confinado en un tubo de vidrio para evitar las pérdidas de calor por convección. El tubo absorbedor es fijado al foco de la parábola [59]. El ensamble anterior es soportado desde el suelo mediante estructuras en ambos extremos. El fluido de transferencia de calor fluye a través de receptor recolectando y transportando energía térmica hacia los termotanques. El fluido de transferencia de calor, debe tener un alto punto de ebullición y baja volatilidad, para estos concentradores generalmente es utilizada agua o aceite.



Figura 2.3. Colectores cilindro-parabólicos.

Cuando la parábola se encuentra dispuesta hacia el sol, los rayos paralelos inciden en el reflector y son reflejados en el tubo receptor. La radiación concentrada llega al receptor calienta al fluido que circula a través de él. Un sistema de seguimiento en un eje es suficiente. El colector puede ser orientado en dirección Este-Oeste y el sistema de seguimiento Norte-Sur. En

caso contrario puede estar orientado Norte-Sur y el seguimiento será Este-Oeste [60].

2.3.1 Seguimiento solar

Debido al movimiento aparente del sol en el cielo, los concentradores deben seguir el movimiento diario del sol. Un seguidor solar es un dispositivo mecánico capaz de orientar colectores solares de forma tal, que los dispositivos permanezcan perpendiculares a los rayos del sol. De esta manera, la energía solar puede ser captada por el tubo receptor [61]. Existen dos métodos por los cuales el movimiento del sol puede ser rastreado:

Altazimut, el cual requiere que el dispositivo de seguimiento gire tanto en altitud como en azimut, es decir, cuando se realiza correctamente, este método permite que el concentrador siga exactamente al sol. Los colectores solares parabólicos utilizan generalmente este sistema.

El segundo es el seguimiento de un eje en el que el colector sigue al sol en una sola dirección, de Este a Oeste o de Norte a Sur. Los CCP utilizan este sistema, requieren un ajuste continuo y preciso para compensar los cambios en la orientación del sol.

Durante el periodo de un año, un campo horizontal orientado Norte-Sur, recolecta más energía que un horizontal orientado Este-Oeste. Sin embargo, un campo orientado Norte-Sur recolecta más energía en verano que en invierno. El campo Este-Oeste recolecta más energía en el invierno y menos en verano, proporcionando una producción anual más constante. Por lo tanto, la elección de la orientación depende de la aplicación y si requiere mayor energía durante el verano o el invierno [62].

En diseño de un concentrador solar cilindro-parabólico debe considerar parámetros geométricos y ópticos, flujo másico del fluido de transferencia de

calor y las condiciones ambientales, la Figura 2.3 muestra los parámetros más importantes que pueden afectar el rendimiento térmico del CCP [59].

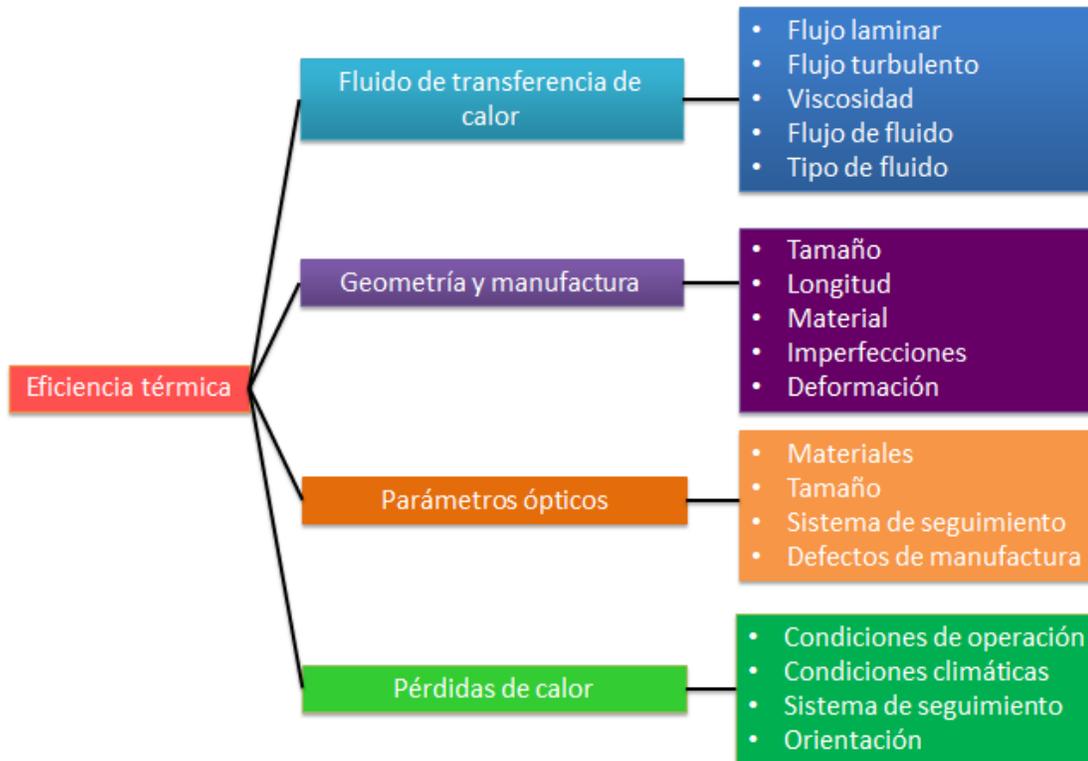


Figura 2.3. Parámetros que afectan el rendimiento de los CCP.

CAPITULO 3

METODOLOGÍA

3.1 Carga térmica

Acondicionar un espacio significa controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Con el objetivo de procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, escuelas etcétera, o bien, en la industria, mantener productos alimenticios, productos químicos a bajas temperaturas para evitar su contaminación [63].

Carga térmica es la cantidad de energía que se requiere vencer en un volumen para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (por ejemplo confort humano). La cantidad de calor que se retira de un espacio definido, se expresa en BTU [64]. Ciertas condiciones ambientales como 23°C y 50% de humedad relativa, proporcionan una sensación placentera, esto se conoce como condiciones de confort humano [65].

La Figura 3.1 muestra el área designada para realizar la experimentación, este edificio se encuentra ubicada dentro del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (*CIICAp*), en Cuernavaca, Morelos. Este lugar posee una temperatura promedio de 26.51°C y 35.6°C como máxima durante los meses de Abril y Mayo de acuerdo con la base de datos de Instituto de Energías Renovables (*IER*)[66].



Figura 3.1 Vista frontal del edificio “cubículos 2”, [Galindo-Luna 2015].

El espacio que se desea acondicionar posee las siguientes dimensiones: 14.15 m de largo, 5.55 m de ancho y 2.75 m de alto, el edificio se encuentra dividido en 6 oficinas, la Figura 3.2 muestra la distribución de estos espacios.



Figura 3.2 Distribución de las oficinas [Galindo-Luna].

La carga térmica total se encuentra en función de la carga por transmisión, ocupantes, iluminación y electrónicos, como se muestra a continuación:

$$Q_{Total} = Q_{Transmisión} + Q_{Ocupantes} + Q_{Iluminación} + Q_{Eléctricos} \quad (9)$$

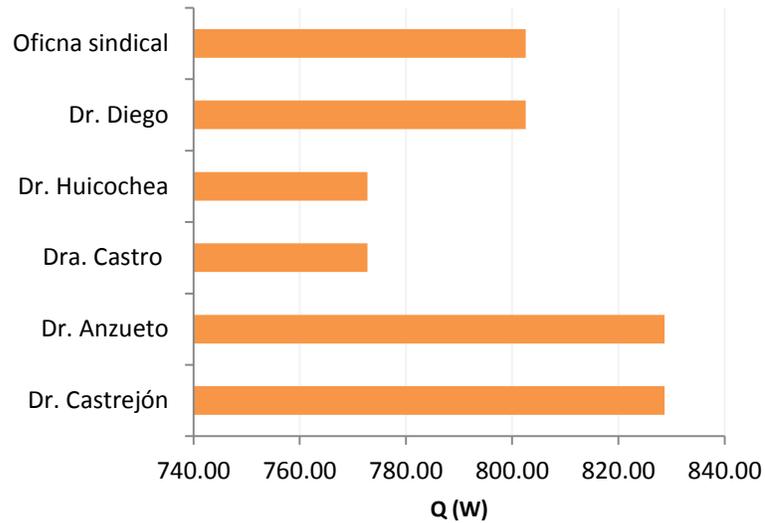
- **Carga por transmisión:**

Referente al aporte de techo, piso y muros. Calculada con la metodología propuesta por Trejo [64] con la siguiente expresión:

$$Q = AU\Delta T \quad (10)$$

El área (A) es obtenida de manera directa con las medidas de cada elemento, el coeficiente global de transferencia de calor (U) se calcula en función del material que compone a cada elemento y del coeficiente de película (h). La diferencia de temperatura toma en cuenta la temperatura del aire al interior (28°C), exterior del salón (35.6°C) y un factor de corrección de temperatura por efecto solar. La Grafica 3 muestra la carga por transmisión de las 6 oficinas. Las medidas y las propiedades de cada muro y pared fueron tomadas de los planos originales.

Grafica 3: Carga por transmisión.



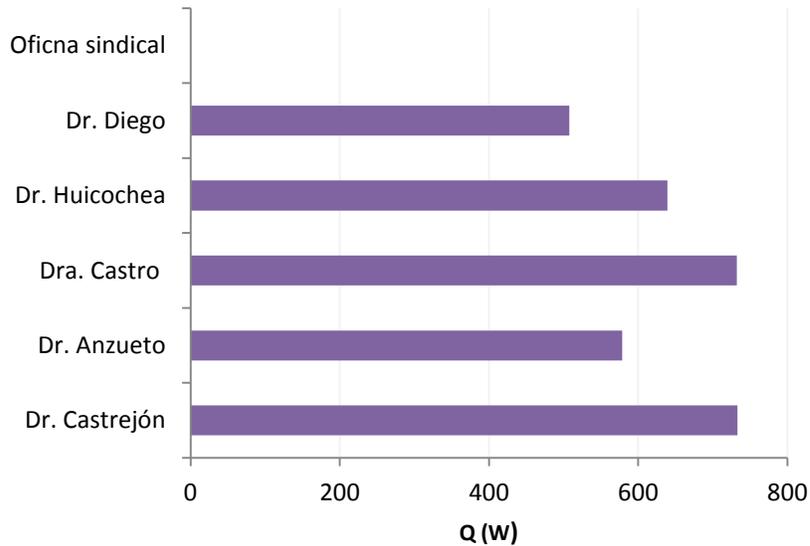
- **Carga por ocupantes**

La carga fue obtenida con base en la metodología de Pinazo [67] y una encuesta realizada en cada oficina, la anterior toma en cuenta la relación del peso del cuerpo humano y el peso de un hombre estándar (70 kg) por la energía metabólica que desarrolla un hombre estándar durante una actividad (M_N). Lo anterior se expresa como sigue:

$$Q_{persona} = \left(\frac{\text{Peso}}{\text{Peso estándar}} \right) M_{N \text{ estándar}} \quad (11)$$

Los cálculos se realizaron con base en los datos recabados en la encuesta, la Grafica 4 muestra la carga por ocupantes en cada oficina del edificio que se requiere acondicionar, este cálculo toma en cuenta el número y las características de los estudiantes que trabajan dentro de las oficinas.

Grafica 4: Carga por ocupantes

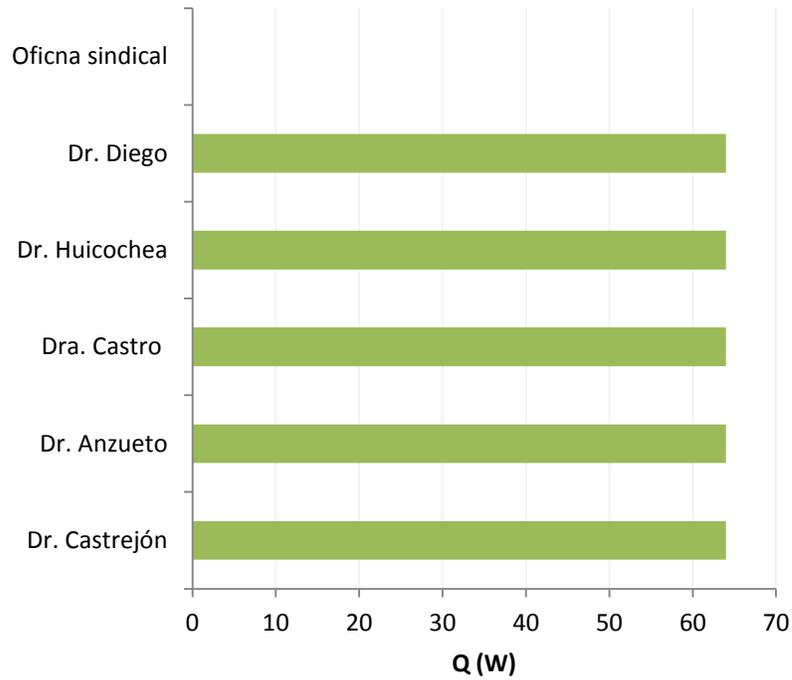


- **Carga por iluminación**

Todas las oficinas cuentan con una lámpara mediana que posee las siguientes dimensiones 1.25m de largo y 0.3m de ancho. Las cargas por iluminación se observan en la Grafica 3, estas permanecen constantes debido a que no se registró el funcionamiento de alguna lámpara adicional, fuera de las existentes dentro el edificio. Los datos sobre las potencias de dichos equipos fueron tomadas de los planos del edificio.

$$Q_{lámpara} = (\text{Área})(\text{potencia calorífica}) \quad (12)$$

Grafica 5: Carga por iluminación.

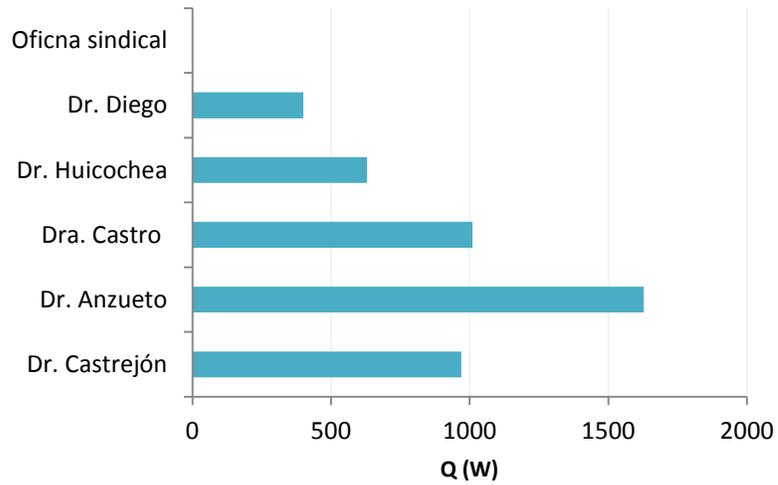


Carga por equipos electrónicos

Se consideraron todos los equipos electrónicos reportados por los ocupantes de las oficinas, entre los cuales destacan computadoras, laptops, impresoras y un radio, la carga se define como sigue:

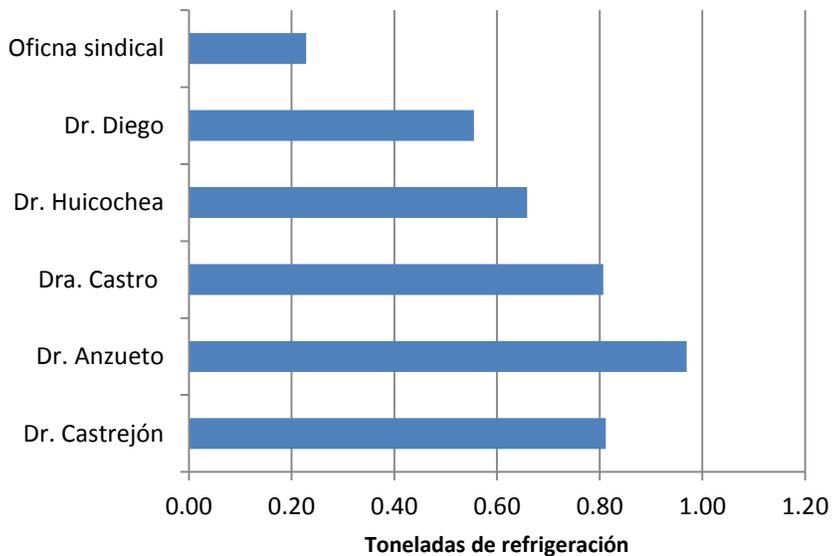
$$Q_{electrónicos} = Q_{equipo} n_{equipos} \quad (13)$$

Grafica 6: Carga por equipos electrónicos



Finalmente se presenta el requerimiento en toneladas de refrigeración para cada oficina. La sumatoria de estas cargas resulta en un equipo de aproximadamente 5 toneladas de refrigeración, las cuales mantendrán condiciones de confort en todo el edificio.

Grafica 7: Requerimiento de aire acondicionado



3.2 Dimensionamiento de los intercambiadores

3.2.1 *Generador*

Para realizar el análisis térmico de cualquier intercambiador existen tres técnicas prominentes, MLTD, ϵ -NTU y P-NTU. Las anteriores comparten la misma metodología con algunas variaciones sutiles. El primer método es complicado ya que no se encuentra en función de la diferencia entre la temperatura constante y la media aritmética de la temperatura variable, y esto se debe a que las temperaturas de ambos fluidos cambian durante su paso dentro del intercambiador [68]. La metodología P-NTU se utiliza a menudo para calcular el factor F (factor de corrección) para LMTD [65]. El método ϵ -NTU se basa en el hecho de que las diferencias de temperatura en un intercambiador son función del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área del intercambiador (A) y el producto de las masas y de las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, por tanto evita iteraciones engorrosas a través de términos logarítmicos y representa un método elegante utilizando parámetros adimensionales de manera sencilla para dimensionar equipo nuevo o calcular el rendimiento de uno en uso [4]. Estos métodos de diseño se basan intrínsecamente en las siguientes simplificaciones e idealizaciones:

1. El intercambiador de calor opera en estado estacionario.
2. Todas las propiedades físicas son constantes en el PHE (Plate Heat Exchanger). Por lo tanto, la influencia de las variaciones de la propiedad del fluido dependiente de la temperatura se ignoran, y el coeficiente global de transferencia de calor y el número de unidades de transferencia de calor de ese modo se consideran constantes a lo largo de la longitud del flujo.
3. La temperatura es uniforme y la distribución de flujo de fluido en cada paso del intercambiador, y cada corriente de fluido es perfectamente

mezclada en cualquier sección cruzada al interior de cada canal de flujo.

4. La conducción de calor es principalmente perpendicular al flujo de fluido en los canales inter-placa.
5. La pérdida de calor a los alrededores, externo al intercambiador se desprecia, el PHE se encuentra bien aislado, así como los espacios entre la cubierta y las placas, para asegurar estas condiciones.
6. No existe cambio de fase (condensación o ebullición) en cualquier corriente de flujo, o si un fluido experimenta cambio de fase, entonces se produce bajo condiciones de temperatura constante de saturación (presión constante) y condiciones constantes del coeficiente global de transferencia de calor; la tasa de capacidad de calor efectiva para este produce entonces $C_{max} = \infty$ [68]

El dimensionamiento de un intercambiador de calor se determinara por el método ε -NTU, el coeficiente global de transferencia de calor es calculado como sigue:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{\delta}{k_p} + \frac{1}{h_c}} \quad (14)$$

Los coeficientes de ensuciamiento $R_{f,h}$ y $R_{f,c}$ son depreciados debido a que el equipo es nuevo, las características de la placa fueron tomadas del trabajo de Chung [69] y González [70]. C es la velocidad de flujo de la capacidad de flujo de calor o el producto de la masa y la capacidad calorífica tanto del fluido frío (c), como del caliente (h).

$$C_h = \dot{m}_h C p_h \quad (15)$$

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (16)$$

Relación de capacidad (R): Cociente entre el producto C frío o caliente que numéricamente sea menor entre el mayor.

$$R = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (17)$$

Efectividad (ε): Cociente del calor que se transfiere en el equipo y el máximo valor que termodinámicamente podría alcanzarse.

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (18)$$

Considerando flujo cruzado la efectividad es definida como:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-R)NTU]}{1 - R \exp[-(1-R)NTU]} \quad (19)$$

Número de unidades de transferencia (NTU): Representa una medida del tamaño del intercambiador.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (20)$$

El coeficiente global de transferencia de calor involucra a los coeficientes de película del fluido frío y caliente, los cuales han sido calculados con la ecuación de Hewitt con base en los trabajos reportados por Ibarra-Bahena et al. [71] y Marcos et al. [72].

$$h_{liq} = 0.4 \frac{k_{liq}}{d} Re^{0.64} Pr^{0.4} \quad (21)$$

Dónde:

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \quad (22)$$

$$G = \frac{m}{Nbw} \quad (23)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_{liq}} \quad (24)$$

3.2.2 Condensador

Este componente ha sido diseñado para su aplicación en refrigeración, bajo las siguientes suposiciones: el dispositivo posee refrigerante en dos fases, la temperatura de pared es igual a la temperatura del refrigerante y el coeficiente de transferencia de calor del lado exterior y sus propiedades físicas se mantienen constantes [73], de esta manera la transferencia de calor se calcula como sigue:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = \varepsilon\dot{m}C_p(T_s - T_i) \quad (25)$$

En un condensador de tubos aletados, el refrigerante fluye dentro de los tubos mientras el aire fluye transversalmente a través del haz de tubos con aletas. El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado, dentro se condensa y sale como líquido subenfriado, sin embargo el proceso de condensación se da a temperatura constante, por lo tanto la región predominante se encuentra en condiciones de saturación y la ecuación 25 puede reescribirse como:

$$\dot{Q}_{sat} = \dot{m}_r(h_v - h_l) = \varepsilon_{sat}\dot{m}_a C_{p_a}(t_{r,sat} - t_{a,i}) \quad (26)$$

Donde ε es la efectividad del intercambiador de calor, $t_{a,i}$ es la temperatura del aire a la entrada de intercambiador, $t_{r,sat}$ es la temperatura del refrigerante en condiciones de saturación. Considerando la temperatura del refrigerante uniforme en la región de dos fases de fluido, la efectividad del intercambiador de calor puede calcularse como [74]:

$$\varepsilon_{sat} = 1 - \exp(-NTU) \quad (27)$$

Dónde:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (28)$$

La presencia de incrustaciones es despreciada para el fluido refrigerante como para el aire, así como la resistencia térmica de la pared del tubo, de esta manera la conductancia del intercambiador de calor se puede calcular a partir de:

$$UA^{-1} = (\eta_{aleta} \alpha_a A_o)^{-1} + (\alpha_r A_i)^{-1} \quad (29)$$

Dónde η es la eficiencia de la aleta circular de perfil rectangular, la cual puede expresarse como [75]:

$$\eta_{aleta} = \frac{1}{mL} \quad (30)$$

$$m = \sqrt{2\alpha_a/kt} \quad (31)$$

L es la altura de la aleta, α_a es el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire, k la conductividad térmica del material de la aleta y t es el grosor de la aleta. El área de la superficie aletada es denotada por A_o , mientras que A_i es el área interior de los tubos.

El coeficiente global de transferencia de calor del lado del aire α_a fue determinado de la siguiente manera:

La convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica, así como de su orientación, las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt (Nu) en la convección natural son de la forma:

$$Nu = \frac{\alpha_a L_c}{k} = C Ra_L^n \quad (32)$$

Dónde:

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (33)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (34)$$

El Nu promedio para la convección natural para una superficie aletada se puede calcular como:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (35)$$

Igualando la ecuación 31 y 32, obtenemos α_a .

Durante la condensación dentro de tubos, pueden existir una gran variedad de patrones de flujo, en tubos horizontales la transición del flujo anular al estratificado es lo más importante. Breber et al. [76] propone un método simple para predecir el patrón de flujo en transición definido como:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd_i\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{1/2}} \quad (36)$$

El parámetro de Lockhart-Martinelli (X_{tt}) se encuentra definido como [77]:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (37)$$

Para flujos laminares, el coeficiente promedio de transferencia de calor sobre toda la superficie puede ser expresado por un Nusselt modificado como [78]:

$$h_m = \Omega \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fg}}{\mu_l d_i (T_s - T_{w,i})} \right]^{1/4} \quad (38)$$

Dónde el coeficiente Ω depende de la fracción del tubo que es estratificada, Jaster and Kosky han demostrado que Ω está relacionado con la fracción de vacío del vapor α_g , como se muestra a continuación:

$$\Omega = 0.728\alpha_g^{3/4} \quad (39)$$

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + \left[\frac{1-x}{x}\right] \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{2/3}} \quad (40)$$

3.2.3 Evaporador

El evaporador fue diseñado como parte del proyecto de maestría [79], sin embargo la reglamentación de construcción de la universidad, no permite la instalación de unidades con grandes dimensiones. Por tal motivo, se optó por la adquisición e instalación de dispositivos comerciales denominados Fan & Coils. Estos equipos fueron re-calculados con las áreas, potencia, flujo y temperaturas para seleccionar la mejor opción en el mercado. La capacidad de estos equipos es de $\frac{3}{4}$ de tonelada de refrigeración de acuerdo con el requerimiento para cada espacio. La Figura 3.3 muestra una unidad evaporadora para acondicionamiento de aire modelo MCW200C.



Figura 3.3 Unidad evaporadora $\frac{3}{4}$ de tonelada de enfriamiento [Galindo-Luna].

Estas unidades fueron instaladas en cada oficina.

3.2.4 Absorbedor

Al interior del absorbedor la mezcla de trabajo concentrada absorbe el refrigerante en fase vapor, proveniente del evaporador. Durante este proceso, la transferencia de calor y masa ocurren de manera simultánea.

El diseño de este equipo, se encuentra basado en la transferencia de calor y se propone un absorbedor de columna empacada, el dimensionamiento se realizó de la siguiente manera:

$$Q_{AB} = UA\Delta T \quad (41)$$

Dónde $\Delta T = MLDT \cdot Ft$, para las configuraciones con igual número de pasos en ambas corrientes, el factor Ft es aproximadamente uno [80].

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (42)$$

Se conoce la potencia del absorbedor y se considera un coeficiente global de transferencia de calor para soluciones acuosas como $U = 400 \text{ kJ/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ [81].

El área necesaria para el absorbedor es calculada como:

$$A_{AB} = \frac{Q_{AB}}{U\Delta T} \quad (43)$$

Se consideran tubos aletados de acero inoxidable 304 y aletas corrugadas de aluminio (Figura 3.4) con las siguientes características: 2.36 m de largo, diámetro exterior 0.0254 m, calibre 16 y 8 aletas por pulgada con una altura de 10.21 mm.



Figura 3.4 Tubos aletados [Galindo-Luna].

El empaque del absorbedor serán anillos Rasching, hechos de acero inoxidable; químicamente inerte a la mezcla de trabajo y resistentes al ataque por corrosión. Debido a que el empaque no debe ser mayor que $1/8$ del diámetro del tubo [82], se ha considerado tubing de $1/8$ de pulgada y 1 cm de altura.

3.2.5 Análisis teórico del sistema de absorción

Con la finalidad de analizar el comportamiento del sistema de absorción (Figura 3.5), se realizó un análisis teórico bajo las siguientes consideraciones:

- El sistema se encuentra en equilibrio termodinámico.
- El análisis se realiza considerando condiciones en sistema estable.
- El absorbente no se evapora en un rango de temperaturas bajo consideración, por tal motivo no es necesario el uso de un rectificador.
- La refrigerante se encuentra saturada al abandonar el generador y el absorbedor y el absorbente se encuentra saturado al abandonar el condensador y evaporador.

- Las pérdidas de calor y presión dentro de la tubería y los componentes, se considera despreciable.
- El flujo a través de las válvulas es isoentálpico y la solución no presenta evaporación.
- Las temperaturas a la salida de los componentes principales (T_1 , T_2 , T_4 y T_5) y la potencia de evaporador son conocidas.
- Se puede prescindir del intercambiador de calor denominado “economizador”, de acuerdo al análisis reportado por Galindo-Luna et. al. [83].

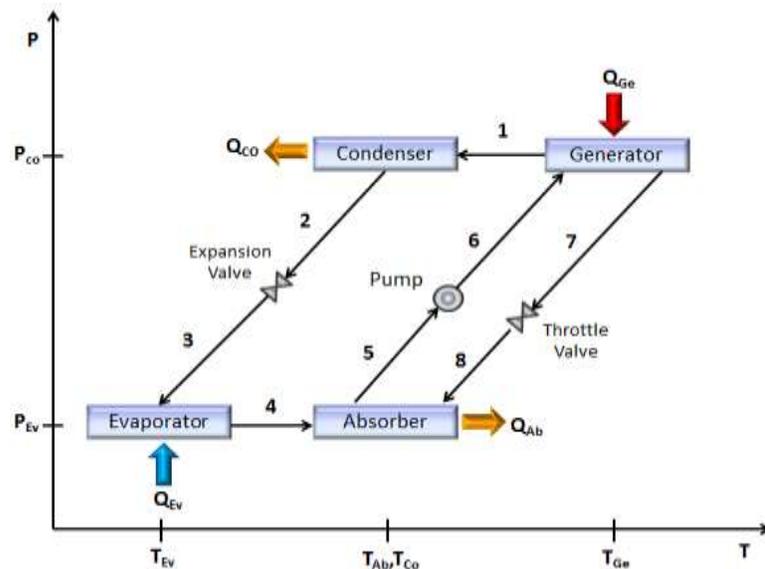


Figura 3.5 Diagrama esquemático del ciclo de absorción 2.

Los balances de masa y energía son definidos como:

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_4 (h_4 - h_3) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{AB} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_5 h_5 \quad (47)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE}} \quad (48)$$

En la ecuación 45, note que el trabajo de la bomba se considera despreciable debido a que representa el 12% de la energía total consumida [71, 84].

3.2.6 Índice de refracción de la mezcla H₂O-NaOH

Durante la operación de los ciclos de absorción, es de suma importancia la medición de la concentración de la solución por dos aspectos: el primero; la concentración influencia fuertemente las propiedades de la mezcla de trabajo y el segundo; evita serios problemas ocasionados por la cristalización [85]. Diversos métodos han sido utilizados para medir la concentración de las soluciones [86-88], sin embargo, una manera sencilla de calcularla es mediante una correlación que relaciona; el índice de refracción con la temperatura de la solución.

El índice de refracción (IR) es una constante física, el cual varía en un rango de 1.3 a 1.7. Para una sustancia líquida IR es la relación entre la velocidad de la luz en vacío (C_{VAC}) y la velocidad de la luz en el medio líquido (C_{MAT}), la cual se expresa como [89]:

$$IR = \frac{C_{VAC}}{C_{MAT}} \quad (49)$$

El índice de refracción fue medido experimentalmente bajo las siguientes condiciones: concentración ($X_{H_2O/NaOH}$) en un rango de 20 a 50%, y temperatura en un rango de 10 a 60°C. La Figura 3.6, muestra los registros de índice de refracción promedio [90].

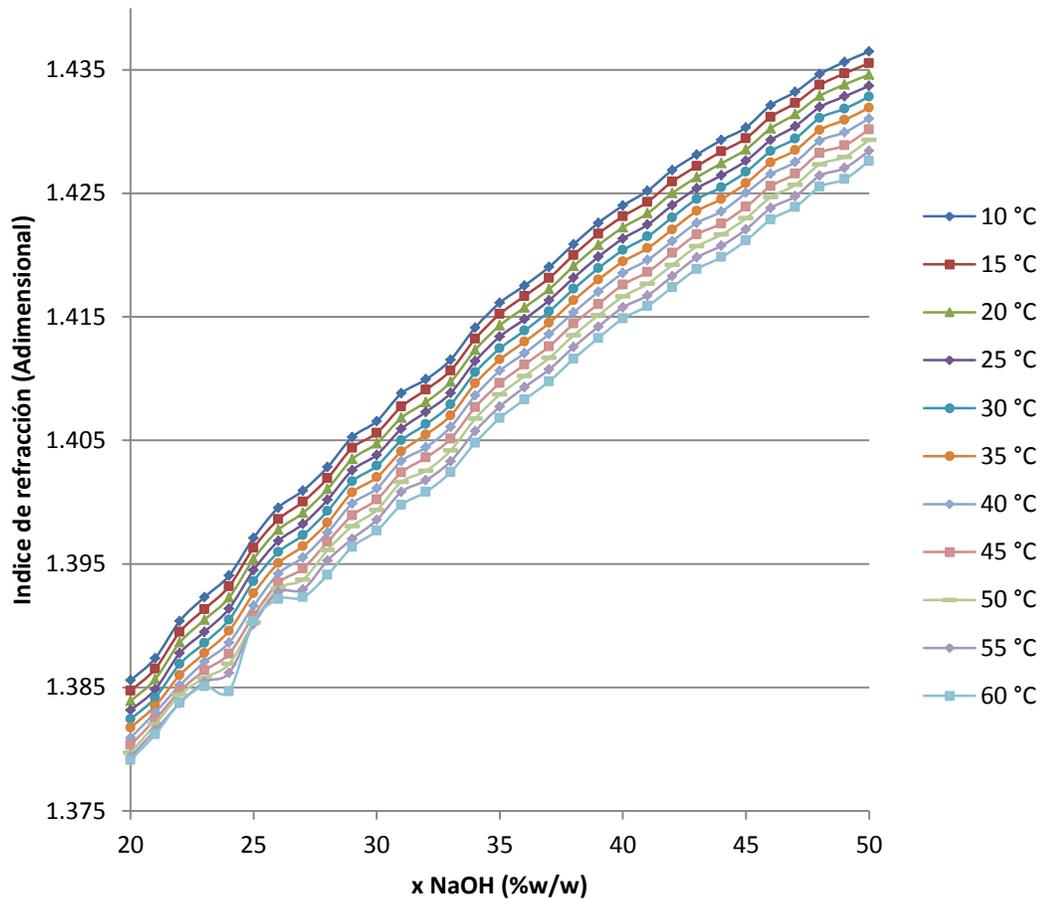


Figura 3.6 Valores del índice de refracción a diferentes concentración y temperatura.

De acuerdo con la tendencia, el modelo de regresión fue de segundo orden, la ecuación obtenida se expresa como:

$$X_{H_2O/NaOH} = \frac{-b_1(T) \pm \sqrt{(b_1(T))^2 - 4(b_2(T))(b_0(T) - n)}}{2(b_2(T))} \quad (50)$$

Los términos b_0 , b_1 y b_2 son mostrados en el anexo E.

La ecuación fue validada con un set de pruebas de 50 registros experimentales (concentración), el máximo error relativo fue calculado en 0.16% a 60°C de temperatura y 25% de concentración de NaOH.

3.3 Planta de colectores cilindro-parabólicos

3.3.1 Diseño del sistema de seguimiento solar

El diseño del sistema de seguimiento solar propuesto por J. Diaz-Salgado y J.A. García- Ramos, debe cumplir las siguientes restricciones:

- El sistema debe ser diseñado con elementos de precios accesibles y comerciales.
- Elementos compactos debido al área del techo (75 m^2) que se utilizará.
- Bajo consumo eléctrico, capaz de ser alimentado mediante paneles solares.
- Dispositivos ligeros, o construido con materiales que eviten aportar mayor peso al prototipo.

Para el seguimiento solar en un eje se ha propuesto el desarrollo de un algoritmo de localización del sol. El cual se encuentra basado en la determinación de los ángulos cuando el sistema se encuentra orientado Este-Oeste, a partir de los ángulos azimut y su elevación [91].

La Figura 3.6 muestra la diferencia entre la extensión máxima calculada en 1050 mm a 90° y la mínima como 600 mm a 44° , el resultado es 46° .

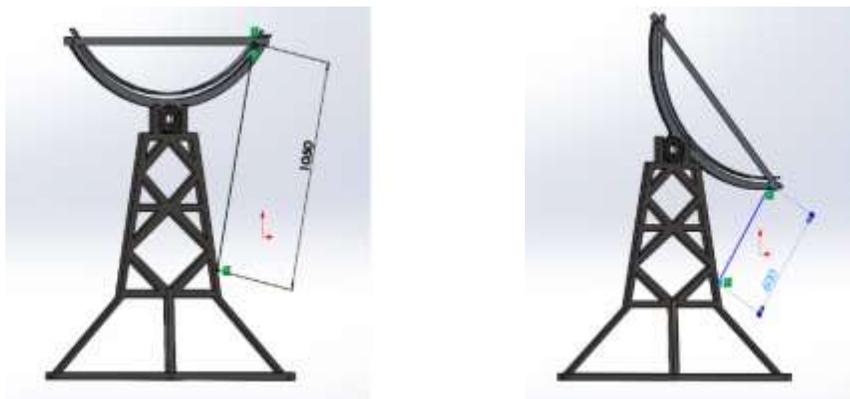


Figura 3.6 Determinación máxima y mínima distancia [Diaz-Salgado].

La Tabla 3.1 presenta un comparativo de varios actuadores comerciales, esta contempla: precio, rango de ángulo, el peso y la corriente que demandan, con la finalidad de encontrar la mejor opción.

Tabla 3.1 Actuadores comerciales

actuador	tipo	Rango de ángulo [°]	Precio [\$USD/Nm]	Peso [kg/Nm]	Consumo [mA/Nm]
Slew drive	rotacional	360	0.57	0.042	6.00
CD motor acoplado con un reductor	rotacional	360	2.19	0.091	0.88
CD motor acoplado con bands-sprokets	rotacional	360	6.45	0.160	0.86
Actuador lineal	longitudinal	~90	0.05	0.002	3.00

De acuerdo a los resultados obtenidos es necesario un actuador lineal por cada línea de concentradores. La Figura 3.7, muestra el actuador que cubre los requerimientos para su instalación en la planta solar.



Figura 3.7 Actuador lineal [Diaz-Salgado].

3.3.2 Eficiencia

De acuerdo al estándar ANSI/ASHRAE 93:2003, el cual establece que las pruebas de eficiencia deben ejecutarse por un periodo de estado permanente o 5 minutos, bajo la siguiente expresión [92]:

$$\eta = \frac{Q_u}{G_B A_a} \quad (51)$$

Donde el término Q_u es el calor útil, el cual debe obtenerse de manera experimental mediante la siguiente:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (52)$$

La anterior relaciona \dot{m} que se refiere al aflujo másico y las temperaturas de entrada (T_i) y salida (T_o) del concentrador solar.

3.2.3 Construcción de la planta solar

Las bases de los concentradores fueron modificadas con base en el diseño reportado por Venegas- Reyes [93] y fabricadas en PTR, unidas con soldadura y pintadas con primer para evitar ataque por corrosión.



Figura 3.8 Área destinada para la instalación del prototipo.



Figura 3.9 Distribución de las bases de los concentradores.

Tubos de acero de $\frac{3}{4}$ fueron ensamblados en las estructuras para servir como soporte de los perfiles parabólicos.



Figura 3.10 Ensamble de tubos estructurales.



Figura 3.11 Ensamble de los perfiles parabólicos.

5 perfiles parabólicos fueron ensamblados y alineados con espacios de 25 cm, para formar un concentrador.



Figura 3.12 Alineamiento de perfiles parabólicos.

Una vez armada la estructura parabólica, la lámina reflectora fue pegada con silicón transparente de alta temperatura.



Figura 3.13 Lámina reflectora ensamblada a los perfiles parabólicos.

Dos concentradores parabólicos fueron acoplados juntos, para aprovechar el área total del techo.



Figura 3.14 Ensamble de dos concentradores parabólicos.

Los concentradores fueron armados en la parte transversal del espacio confinado para la experimentación.



Figura 3.15 Construcción de los concentradores parabólicos.

Los termotanques fueron colocados en el segundo nivel, para evitar incrementar el peso límite de la estructura.



Figura 3.16 Colocación de los termotanques.



Figura 3.17 Colocación termotanques 2.



Figura 3.18 Colocación termotanques 3.

Se instaló una estación meteorológica para registrar datos como temperatura, viento, humedad y radiación solar.



Figura 3.19 Instalación estación meteorológica.



Figura 3.20 Estación meteorológica instalada.

Las unidades evaporadoras fueron instaladas en cada oficina.



Figura 3.21 Unidades evaporadoras instaladas.

Al terminar la construcción de los concentradores, se comenzó con la instalación hidráulica y válvulas de alivio por seguridad durante la operación de la planta solar.



Figura 3.22 Instalación del sistema hidráulico de los concentradores.



Figura 3.23 Válvula de alivio, ubicada al final de la línea.

El sistema de seguimiento solar propuesto por J. Díaz- Salgado y J.A. García-Ramos [90], necesitó que las líneas de concentradores fueran conectados, formando una sola línea compuesta por 5 dispositivos.



Figura 3.24 Instalación del tubo que conecta dos dispositivos.



Figura 3.25 Dispositivos conectados por estructuras de soporte.

Las láminas de aluminio fueron remachadas a los perfiles parabólicos. Para después comenzar con la instalación del sistema de seguimiento solar manual.



Figura 3.26 Instalación de sistema de seguimiento mecánico.

El sistema de seguimiento también contempla dos brazos manuales, hechos en el taller mecánico. Estos están constan de un esparrago soldado a dos chumaceras.

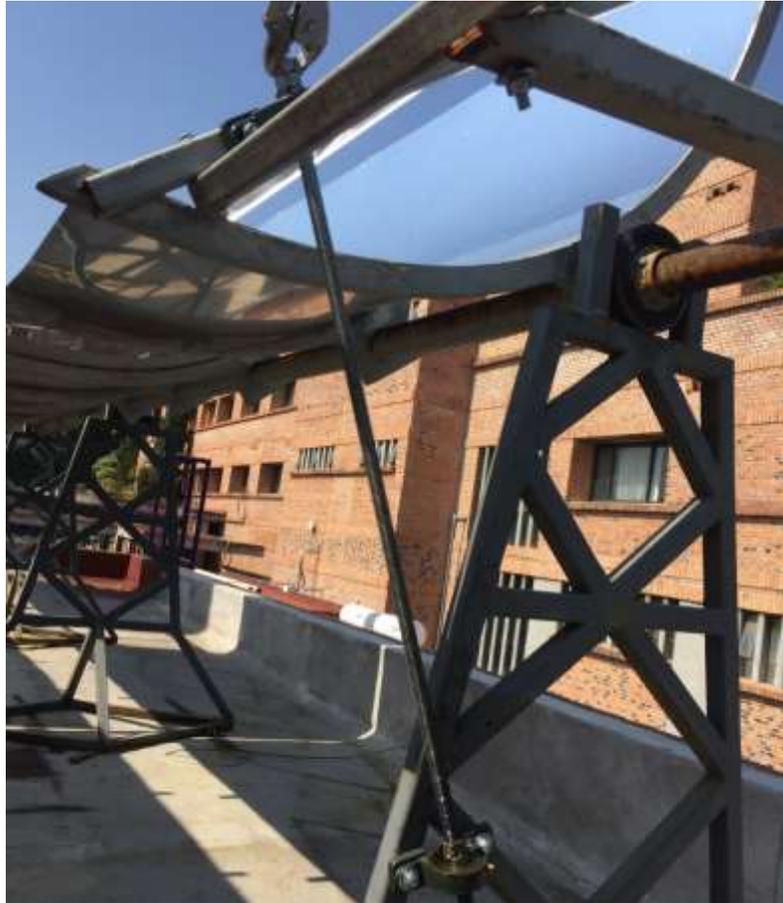


Figura 3.27 Instalación de sistema de seguimiento manual.



Figura 3.28 Pruebas del sistema de seguimiento solar.

La planta solar comenzó operaciones el 18 de Agosto de 2017, con 15 concentradores solares, dispuestos en 3 líneas, sistema de seguimiento solar por línea (un brazo automático y dos manuales) y 2 termotanques con capacidad de 300 litros cada uno.



Figura 3.29 Planta solar en operación.



Figura 3.30 Termotanques en operación.

CAPITULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Evaluación experimental de planta solar

La evaluación de la planta de concentradores cilindro-parabólica fue realizada con agua como fluido caloportador. Los 15 dispositivos han sido colocados en serie de acuerdo con el análisis de Jímenes-Avila [94]. La Figura 5.1 muestra la distribución de los concentradores y ubicación de los sensores para el registro de las temperaturas.

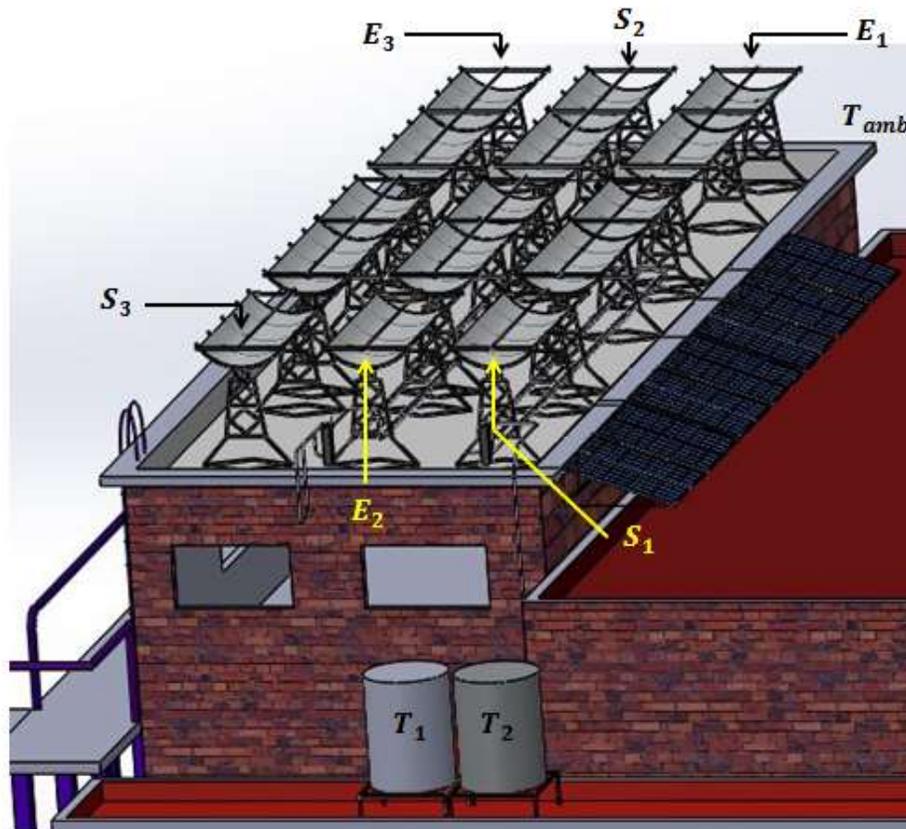


Figura 4.1 Ubicación de los sensores para medir temperatura.

Dónde: E representa la entrada y S salida de la línea de concentradores. Los subíndices 1-3 la línea en la que se encuentran localizados. T representa los sensores ubicados en el interior de los termotanques 1 y 2. Adicionalmente fue colocado un sensor para registrar la temperatura ambiente.

4.1.1 Evaluación utilizando agua como fluido caloportador

Las evaluaciones experimentales fueron realizadas de 10:00 am a 4:00 pm, cubriendo un horario de oficina. La temperatura mínima que permite la operación del ciclo de absorción de acuerdo con los resultados del simulador es de 85°C, por lo tanto se requieren temperaturas en el termotanque sobre 90°C. Se realizaron 20 pruebas de las cuales las más destacadas son:

Prueba del 12 de Septiembre de 2017.

En la Figura 5.2, se grafica el comportamiento de la irradiación directa (W/m^2), la temperatura promedio de los termotanques ($T_{1,2}$), temperatura de entrada (E_1) y salida de los concentradores (S_3). En la cual se observa el aumento de temperatura $T_{1,2}$, E_1 y S_3 directamente proporcional al aumento de la irradiación directa. La prueba inicio con temperatura del fluido caloportador de 54°C. Con registros de irradiación directa de 912 W/m^2 como máxima y 611.36 W/m^2 en promedio. Bajo estas condiciones la temperatura máxima alcanzada fue de 88.7°C en los termotanques. La energía útil calculada fue 123119.70 MJ.

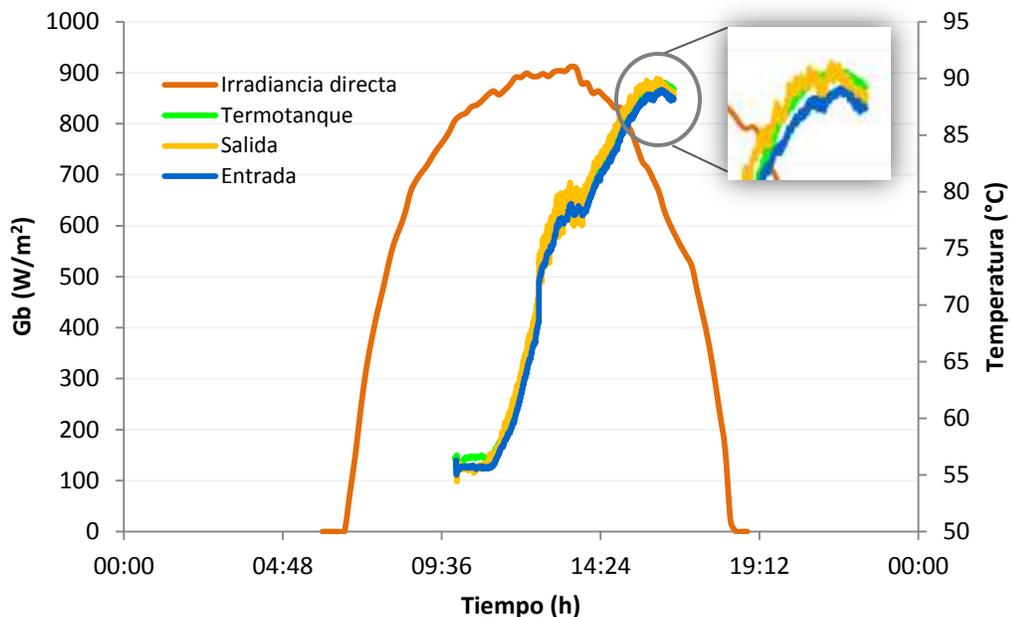


Figura 4.2 Prueba realizada el 12 de Septiembre.

Prueba 18 de Septiembre

El comportamiento de la radiación directa obedece a un día con nubosidad, con valores máximo y promedio registrados de 765 y 390.9 W/m². Como puede observarse en la Figura 5.3 en esta prueba el fluido caloportador inicio con temperatura ambiente de 22.8°C, misma que va incrementándose hasta alcanzar 80.6°C al interior de los termotanques. A medida que la irradiación directa disminuye la temperatura de salida (S₃) disminuye también. La energía útil durante el periodo de operación calculado fue 322275.00 MJ.

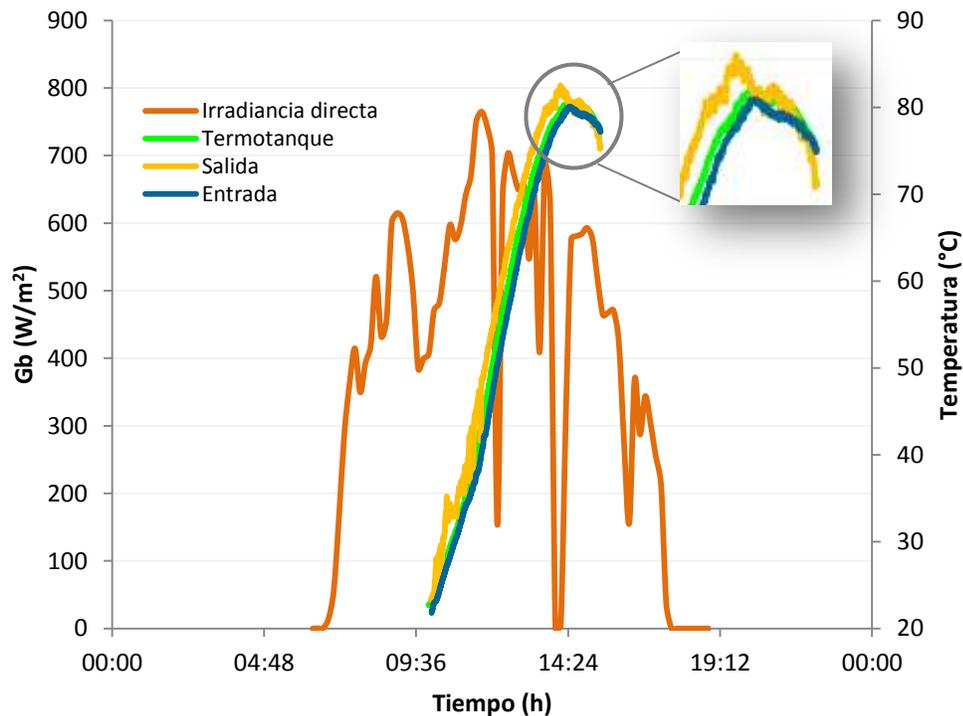


Figura 4.3 Prueba realizada el 18 de Septiembre.

Prueba 27 de Octubre

La prueba comenzó con temperatura del fluido caloportador en 68.6°C y fue incrementando a medida que la irradiación incrementaba también. La Figura 5.4 muestra una variación en la temperatura de salida (S_3), la cual se debe al desenfoco realizado, para evitar el cambio de fase del agua al interior de los tubos absorbedores; cuando se alcanzan los 94.9°C . Bajo estas condiciones la temperatura promedio de los termotanques fue registrada en 94.6°C . Con valor máximo de irradiación directa de 864 W/m^2 . La energía útil calculada fue 179507.91 MJ .

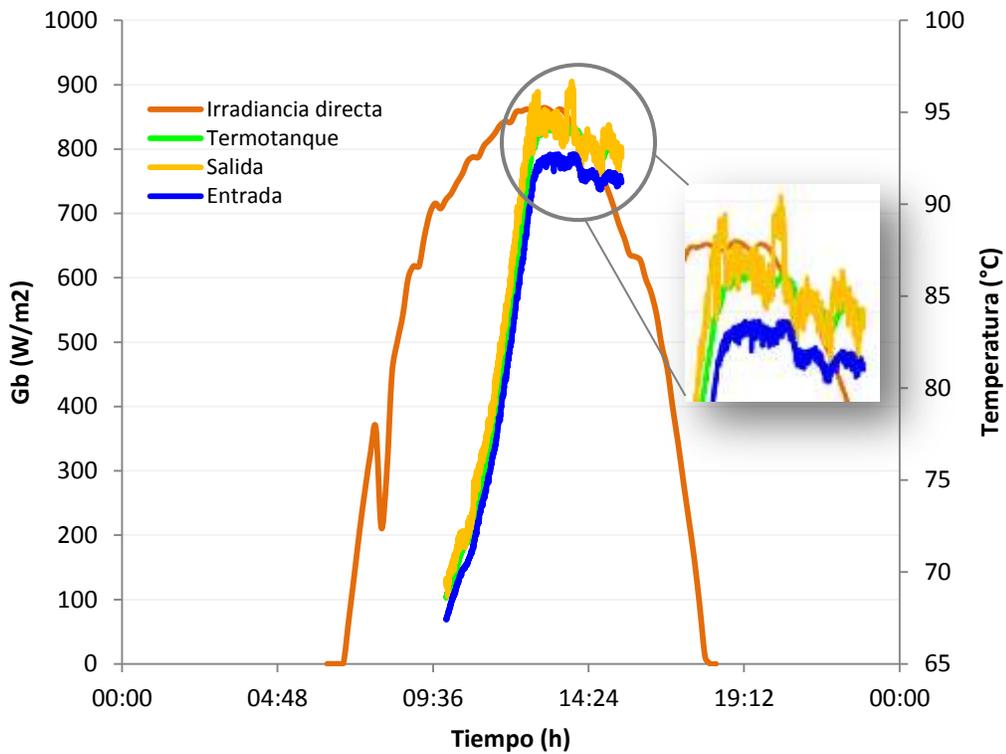


Figura 4.4 Prueba realizada el 27 de Octubre.

4.1.2 Evaluación utilizando etilenglicol como fluido caloportador

El uso del agua como fluido de trabajo, limita el aumento de temperatura a 94.9°C, por tal motivo se decidió cambiarlo por la solución acuosa de etilenglicol al 30%. Las propiedades a tomar en cuenta son las siguientes:

Tabla 4.1 Propiedades de solución acuosa de etilenglicol 30%

Propiedad	Valor	Unidad
Intervalo de ebullición	107-125	°C
PH	8.5-11	
Densidad	1119	Kg/m ³
Punto de inflamación	163	°C

Las evaluaciones experimentales fueron realizadas bajo las mismas condiciones de horario y con el mismo flujo que las pruebas utilizando agua. Se realizaron 15 pruebas con etilenglicol, las más interesantes son mostradas a continuación:

Prueba 21 de Noviembre

En la Figura 5.5, se grafica el comportamiento de la irradiación directa (W/m^2), la temperatura promedio de los termotanques ($T_{1,2}$), temperatura de entrada (E_1) y salida de los concentradores (S_3). La temperatura de inicio del fluido caloportador fue de $34.5^\circ C$, misma que aumenta hasta alcanzar un valor máximo de $86.7^\circ C$ en la salida (S_3). Debido a la aparición de un banco de nubes alrededor de la 13:40 pm la irradiación directa cae, afectando el comportamiento de las temperaturas E_1 , S_3 y $T_{1,2}$, mismas que disminuyen rápidamente. La energía útil calculada fue $106758.93 MJ$. El valor de G_b máximo registrado fue de $838 W/m^2$. Pese a las condiciones ambientales los termotanques alcanzaron una temperatura promedio de $85.5^\circ C$ como máximo.

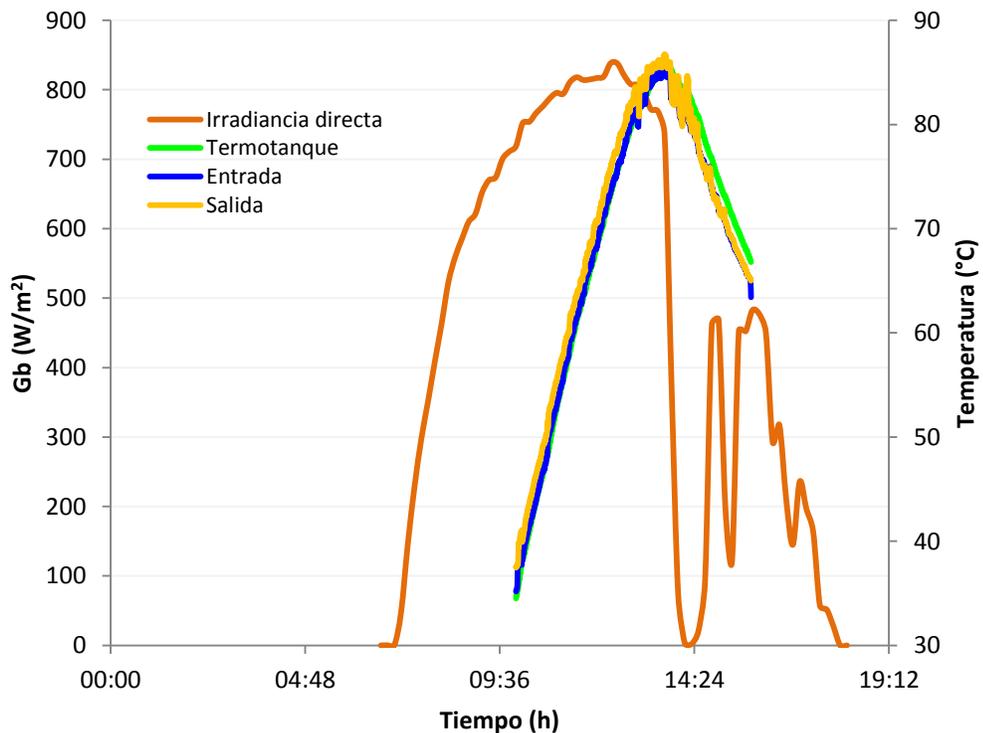


Figura 4.5 Prueba realizada el 21 de Noviembre.

Prueba 27 de Noviembre de 2017

En esta grafica podemos observar un día completamente soleado, con un valor máximo de irradiación directa de 946 W/m^2 . La Figura 5.6 muestra el comportamiento del fluido calorportador iniciando con 44°C hasta alcanzar un valor máximo de 105.3°C a la salida (S_3). A medida que G_b disminuye la temperatura S_3 también disminuye. Por razones de seguridad; debido a que el etilenglicol alcanza su temperatura de ebullición a 102°C , la línea 3 de concentradores fue desenfocada. Sin embargo la temperatura promedio de los termotanques ($T_{1,2}$) registro un valor máximo de 97.4°C . La energía útil calculada fue 1471543.25 MJ .

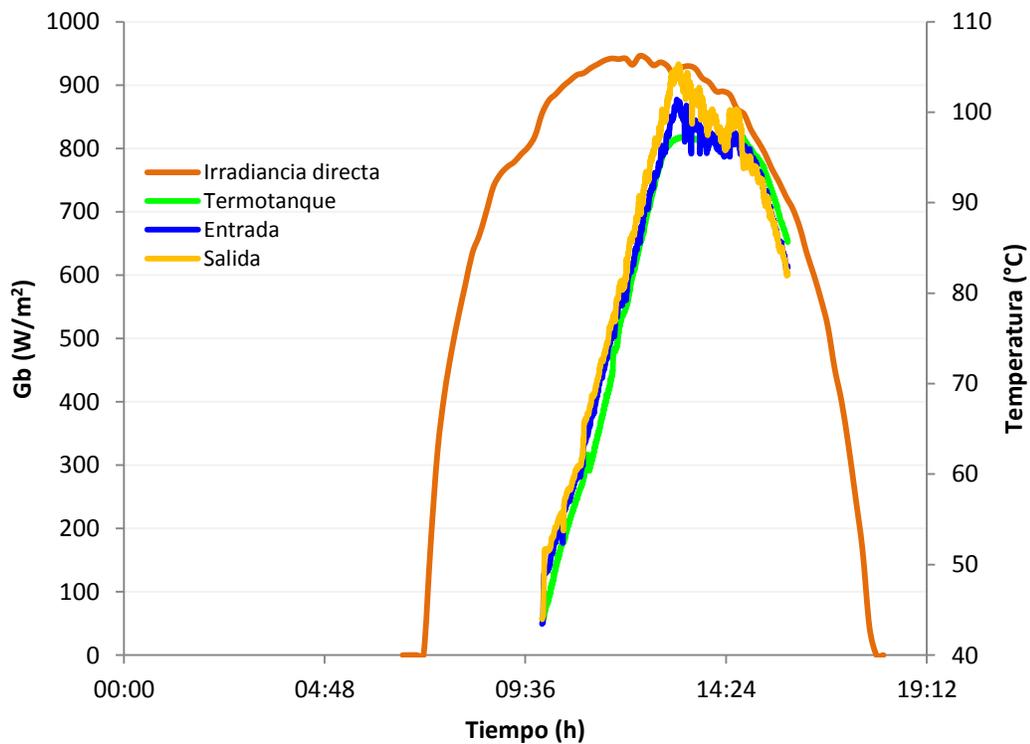


Figura 4.6 Prueba realizada el 27 de Noviembre.

Prueba 29 de Noviembre

Durante el desarrollo de la prueba experimental el día se mantuvo soleado, como se observa en la Figura 5.7, el registro de G_b con valor máximo fue de 835 W/m^2 . La temperatura de inicio del fluido caloportador fue de 66.0°C , el cual fue incrementando hasta alcanzar 102.7°C en la salida (S_3). Con la disminución de G_b las temperaturas E_1 , S_3 y $T_{1,2}$ disminuyen, sin embargo note que no lo hacen de forma precipitada. El comportamiento anterior se debe a que no se desenfoco durante la prueba y por lo tanto las pérdidas disminuyeron, logrando así que los termotanques pudieran mantener la temperatura por un tiempo más prolongado; con respecto a las pruebas realizadas con agua. La temperatura máxima registrada en los termotanques fue de 97.7°C . La energía útil calculada fue 152836.83 MJ .

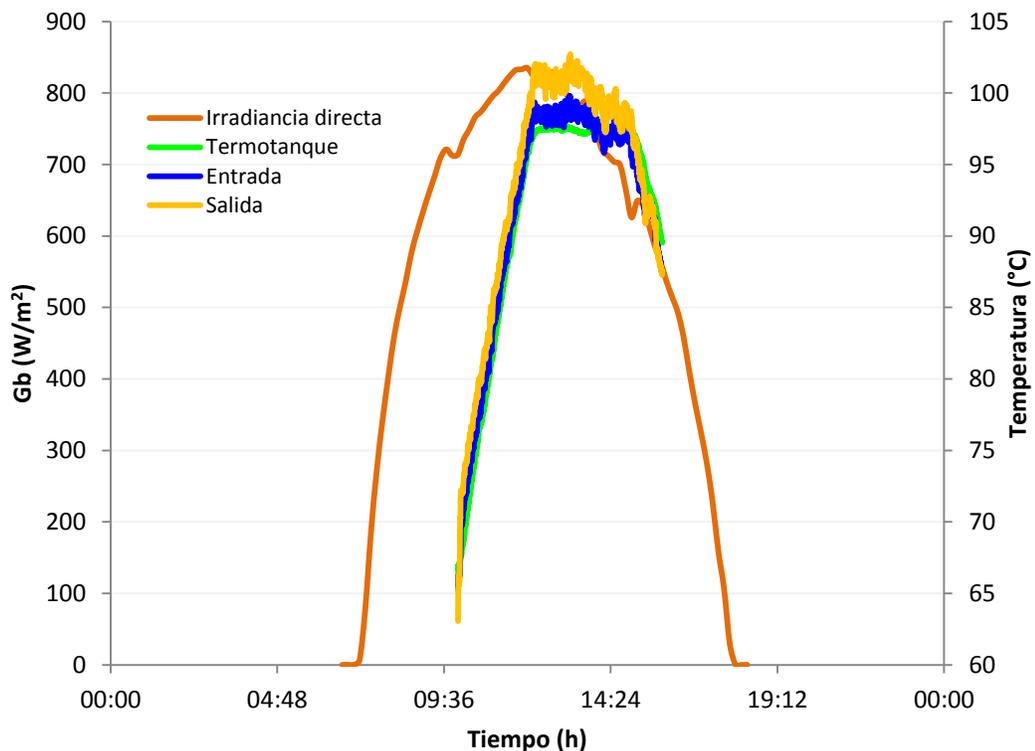


Figura 4.7 Prueba realizada el 29 de Noviembre.

Prueba 1 de Diciembre

La temperatura del fluido caloportador comenzó con 60.1 °C, la irradiación directa registró un valor máximo de 930 W/m². El día estuvo completamente soleado. Como se observa en la Figura 5.8 las temperaturas E₁, S₃ y T_{1,2} incrementan con al mismo ritmo de la irradiancia directa. La máxima temperatura registrada en la salida fue de 102.3°C y la temperatura promedio de los termotanques fue de 97.31°C. De nueva cuenta la temperatura en los termotanques se mantuvo por más tiempo con respecto a las primeras pruebas. La energía útil calculada fue 1407147.55 MJ.

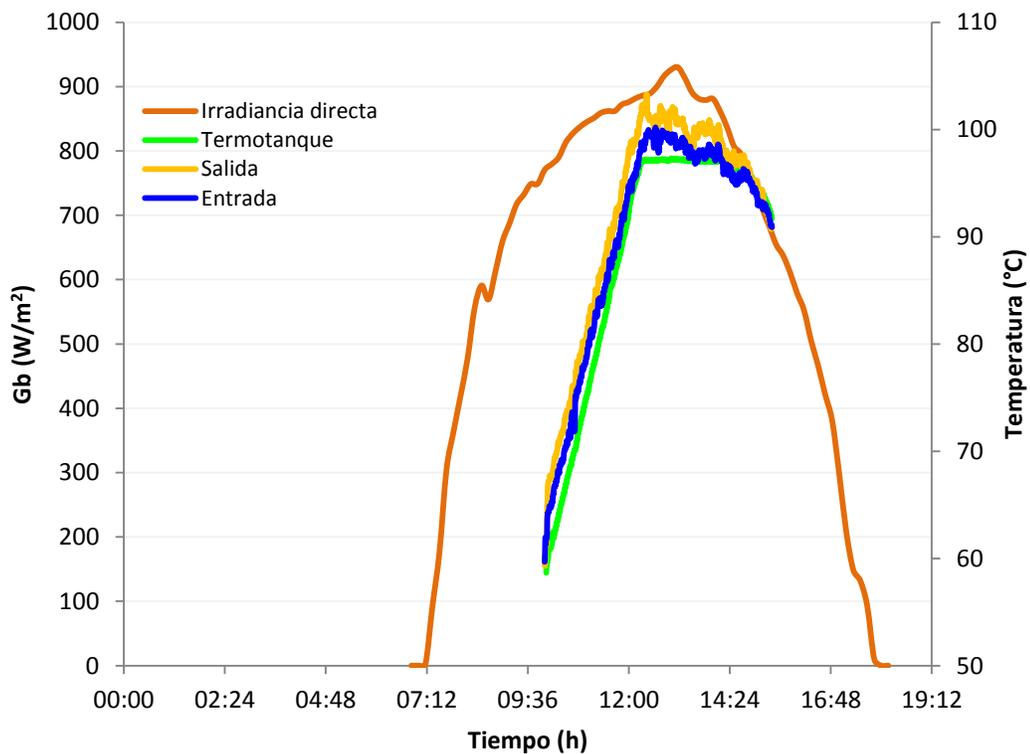


Figura 4.8 Prueba realizada el 1 de Diciembre.

Prueba 5 de Diciembre

La Figura 5.9 muestra un día con presencia de nubosidad, sin embargo la irradiancia directa logro alcanzar un valor máximo de 859.0 W/m^2 . Como se ha observado en las pruebas anteriores las temperaturas de termotanque, salida y entrada incrementan con el aumento de la irradiancia directa, la temperatura máxima registrada en los termotanques fue de 97.3°C , mientras que la temperatura máxima registrada en la salida (S_3) fue de 101.3°C . La energía útil calculada fue 135753.35 MJ .

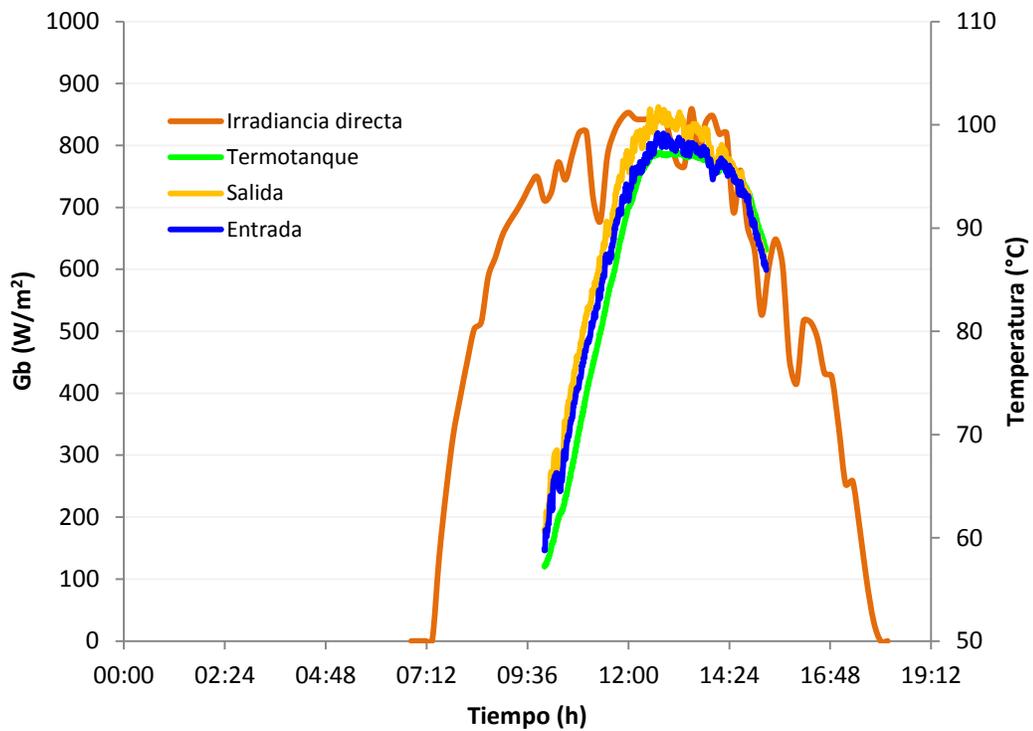


Figura 4.9 Prueba realizada el 5 de Diciembre.

4.2 Ciclo de absorción

El análisis teórico del sistema de aire-acondicionado fue hecho bajo las siguientes condiciones de diseño: $T_{GE} = 90^{\circ}\text{C}$, $T_{CO,AB} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{EV} = 10^{\circ}\text{C}$ y $\dot{Q}_{EV} = 17.6 \text{ kW}$ (Figura 5.10). La Tabla 5.1, muestra las temperaturas de las corrientes ($^{\circ}\text{C}$), el flujo másico (g/s), la concentración de la solución $\text{H}_2\text{O}-\text{NaOH}$ (%) y la entalpía (kJ/kg).

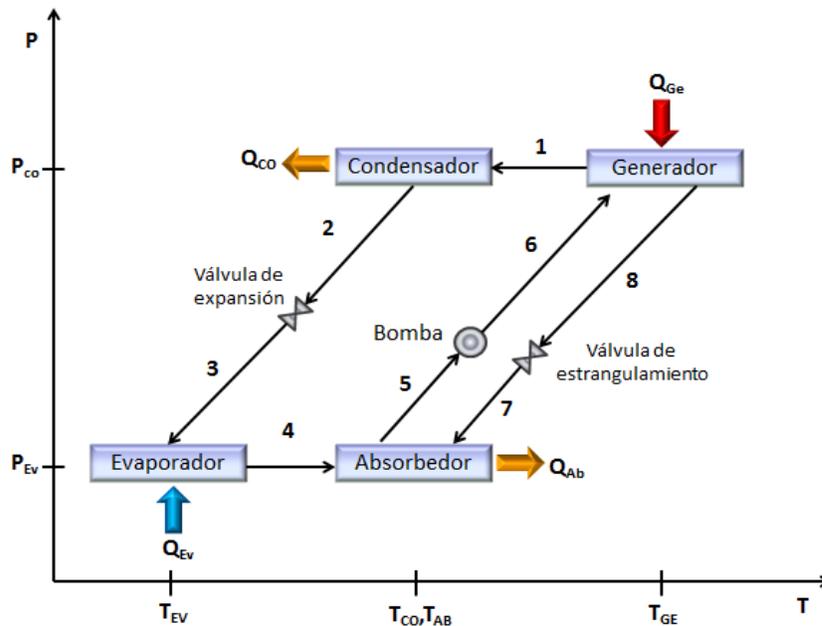


Figura 4.10 Diagrama sistema de aire-acondicionado por absorción.

Tabla 4.2 Resultados del análisis teórico

Corriente	T ($^{\circ}\text{C}$)	m(g/s)	x (%)	h (kJ/kg)
1	90.0	7.42	0	2659.56
2	35.0	7.42	0	146.65
3	10.0	7.42	0	146.65
4	10.0	7.42	0	2519.22
5	35.0	22.22	40.3	211.36
6	35.0	22.22	40.3	211.36
7	90.0	14.80	60.5	656.63
8	90.0	14.80	60.5	656.63

De acuerdo a la evaluación experimental, la temperatura alcanzada en los termotanques ($T_{1,2}$), utilizado etilenglicol al 30% como fluido caloportador fue de 97°C . Se realizó el análisis del COP considerando la variación de la temperatura que la planta solar es capaz de proveer al generador. La Figura 5.11 muestra el comportamiento del *coeficiente de operación* con respecto a $T_{GE} = 85, 90$ y 95°C , manteniendo constantes $T_{EV}=10^{\circ}\text{C}$ y $T_{AB,CO}=35$ a 45°C . Sin embargo, sí la temperatura del ambiente permite que los procesos de condensación y absorción sean realizados por debajo de 35°C , el ciclo puede operar a 85°C (T_{GE}). En ésta se observa que el COP disminuye cuando $T_{AB,CO}$ incrementa, esto se debe a que las propiedades termodinámicas de la solución (entalpía y calor específico) aumentan con la temperatura y la concentración.

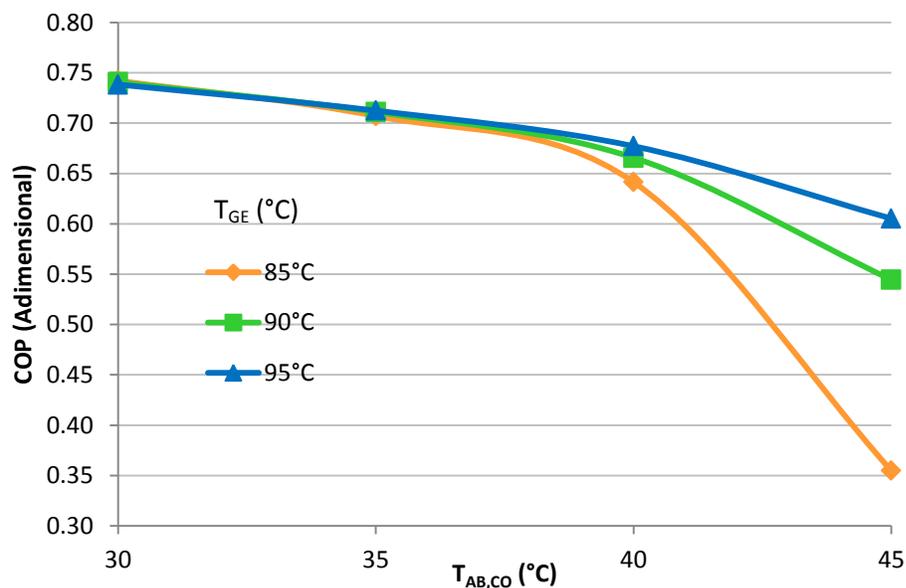


Figura 4.11 Comparación del COP en función de la T_{GE} .

La temperatura del evaporador (T_{EV}) juega un papel importante, debido a que en este dispositivo tiene lugar el intercambio de calor entre el fluido refrigerante y el aire dentro del espacio. La Figura 5.12, muestra el comportamiento del COP con respecto a la temperatura del generador. La

variación de $T_{EV} = 10$ a 25°C . En la figura se observa que el COP incrementa cuando T_{EV} incrementa también. Esto se debe al incremento en las propiedades del refrigerante.

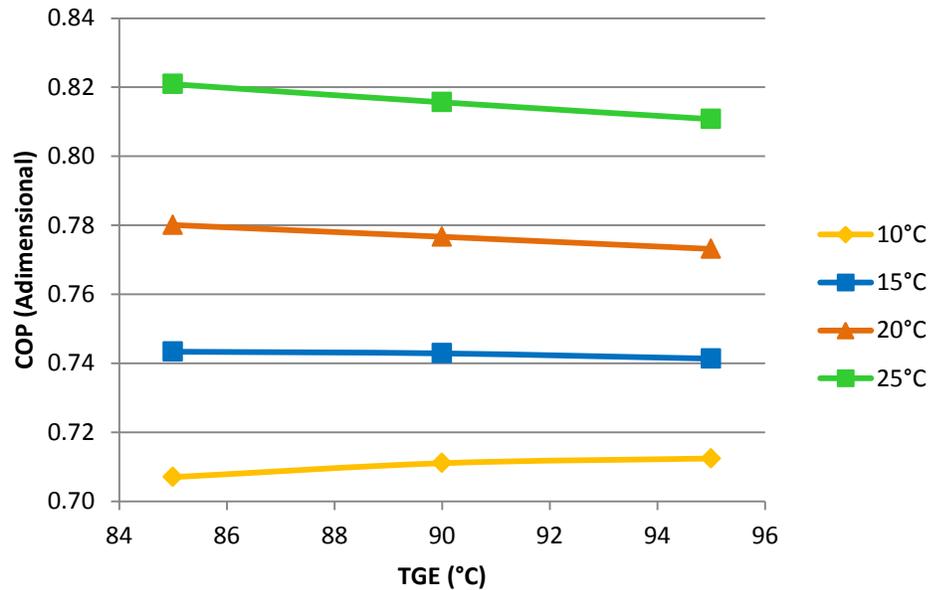


Figura 4.12 Comparación del COP en función de la T_{GE} y T_{EV} .

4.3 Determinación de la velocidad de corrosión

Se realizaron análisis para determinar la velocidad de corrosión del acero inoxidable 316L, cuando es expuesto a la solución acuosa de hidróxido de sodio en las condiciones de operación del sistema de aire-acondicionado por absorción. Se consideraron 2 concentraciones: 40 y 50% (peso/peso) de $\text{H}_2\text{O}-\text{NaOH}$ y la temperatura a 35°C ; correspondientes a T_{EV} y 90°C correspondiente a T_{GE} . Las técnicas utilizadas fueron: análisis de polarización potenciodinámica y espectroscopia de impedancia [55]. La Tabla 5.2 muestra las velocidades de corrosión, de las condiciones de operación del ciclo de absorción.

Tabla 4.3 Resultados de velocidad de corrosión

	Material	Temp °C	I_{corr} (mA/cm ²)
set de pruebas	SS316L	40%-35°C	0.0045
	SS316L	50%-35°C	0.0164
	SS316L	40%-90°C	0.0156
	SS316L	50%-90°C	0.0206

La contribución completa puede ser consultada con doi: 10.20964/2018.01.64.

4.4 Evaluación emisiones de CO₂ eq al ambiente

Solano-Olivares [95] realizó un estudio comparativo de impactos ambientales de un sistema de aire acondicionado por absorción solar (prototipo) y un sistema comercial que demanda energía eléctrica. Se utilizó la metodología Análisis de Ciclo de Vida (ACV) conforme a las normas internacionales ISO 14040 e ISO 14044. El análisis contempló las etapas de construcción, operación y disposición final. Para la evaluación de los impactos se utilizó el software SimaPro y el método de análisis seleccionado fue TRACI.

La Figura 4.13, muestra los resultados en las etapas de construcción y operación al comparar un sistema de aire acondicionado por absorción solar y un sistema comercial de la misma capacidad.

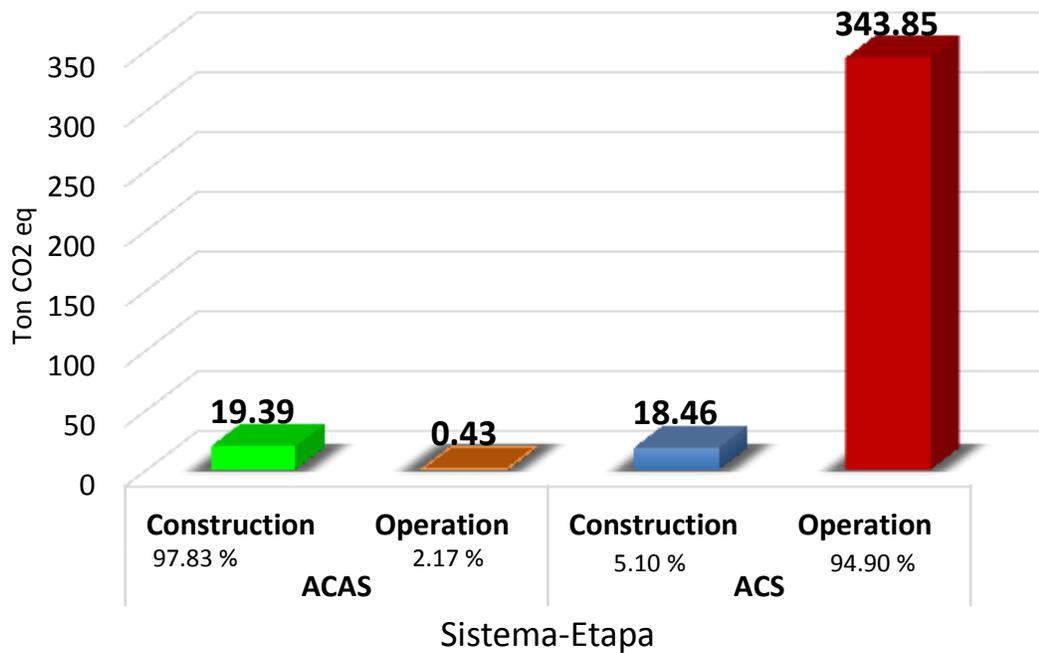


Figura 4.13 Comparación de ACASS vs ACS, en las etapas de construcción y operación [Solano-Olivares, 2018].

Las emisiones de CO₂ eq que evita la instalación de un sistema de absorción para acondicionamiento de espacios, fueron analizados; obteniendo los resultados mostrados en la Figura 4.14.

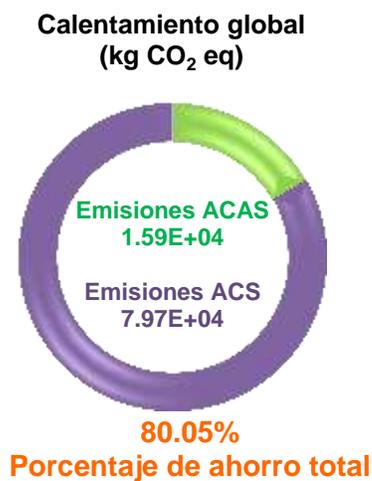


Figura 4.14 Porcentaje de CO₂ eq evitado por la instalación de ACASS [Solano-Olivares, 2018].

Los resultados anteriores nos indican que ACASS es capaz de evitar 342.49 toneladas de CO₂ eq, durante la etapa de construcción y operación. Lo anterior se muestra en la Figura 4.15.

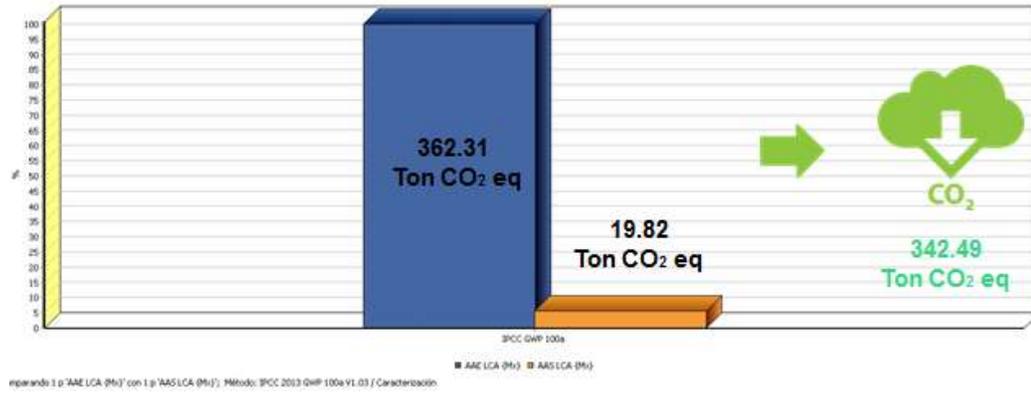


Figura 4.15 Toneladas de CO₂ eq evitado por la instalación de ACASS [Solano-Olivares, 2018].

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Al finalizar el presente trabajo de tesis, se presentan las siguientes conclusiones:

- La carga térmica que se requiere para el acondicionamiento del espacio considerado como caso de estudio, que incluye 5 oficinas fue calculada. La carga térmica total resulta en la sumatoria de la carga por transmisión, carga por ocupantes, carga por iluminación y por aparatos electrodomésticos. En promedio cada oficina demanda 1 tonelada de refrigeración (3.517 kW).
- Los intercambiadores de calor para las condiciones de diseño requerido por el ciclo de absorción, fueron dimensionados. Los componentes del ciclo de absorción (Generador, Condensador, Evaporador y Absorbedor) fueron calculados considerando diseños de equipos comerciales de transferencia de calor, con la finalidad de que el sistema de aire acondicionado por absorción pueda ser reproducido si problema de disponibilidad de los componentes.
- La planta solar con capacidad de 17 kW fue construida e instrumentada sobre el techo del edificio del espacio que se consideró como caso de estudio. La planta solar consta de 15 concentradores solares cilindro-parabólicos (dispuesta en 3 líneas), 6 válvulas de seguridad, 2 sistemas de seguimiento (automático y manual) y 2 termotanques de almacenamiento con capacidad de 300 litros cada uno.
- Una correlación matemática para calcular la concentración de NaOH en la mezcla de trabajo (H_2O -NaOH) fue determinada, la cual relaciona el índice de refracción con la temperatura y la concentración de NaOH en una solución acuosa. La correlación propuesta fue validada con datos experimentales y el máximo error relativo calculado

fue de 0.16% a 60°C de temperatura y 25% de concentración de NaOH.

- La planta solar fue evaluada experimentalmente durante el periodo Agosto-Diciembre de 2017. La evaluación consideró dos fluidos de trabajo: agua y una solución acuosa de etilenglicol al 30% (en peso). Las pruebas experimentales fueron realizadas de 10:00 am a 4:00 pm, cubriendo un horario de oficina. De acuerdo con los resultados, al utilizar agua, la máxima temperatura registrada alcanzada en los termotanques fue 94.6°C. Al usar la solución acuosa de etilenglicol al 30%, la temperatura máxima fue de 97.7°C. Ambos valores de temperatura cubren la demanda de energía térmica requerida por el ciclo de absorción.
- El análisis teórico del sistema de aire acondicionado por absorción fue hecho bajo las siguientes condiciones de diseño: $T_{GE}= 90^{\circ}\text{C}$, $T_{CO,AB}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{EV}=10^{\circ}\text{C}$ y $\dot{Q}_{EV} =17.6 \text{ kW}$. Se realizó el análisis del COP considerando las temperaturas experimentales registradas en los termotanques de la planta solar, en un rango de $T_{GE}= 85, 90$ y 95°C , manteniendo constantes $T_{EV}=10^{\circ}\text{C}$ y $T_{AB,CO} =35$ a 45°C . Los COP calculados fueron de 0.35 a 0.74 (adimensional).
- La velocidad de corrosión del acero inoxidable 316L, en presencia de la solución H_2O -NaOH a las condiciones de operación del sistema de aire acondicionado por absorción fue analizado, mediante curvas de polarización y espectroscopia de impedancia. De acuerdo con los resultados la velocidad de corrosión presenta un rango de 0.0045 a 0.0206 mA/cm^2 .
- La comparación de emisiones de CO_2 eq entre un sistema comercial de aire acondicionado y del sistema propuesto en la presente tesis, fue realizado mediante la metodología de Análisis de Ciclo de Vida (ACV). De acuerdo a los resultados, la etapa de construcción de un sistema comercial representa el 18.46% de las emisiones de CO_2 eq,

mientras que, para la misma etapa, las emisiones de CO₂ eq del sistema propuesto fueron de 19.39%. En la etapa de operación del sistema comercial, las emisiones de CO₂ eq representa el 94.90%, mientras que las emisiones de CO₂ eq del sistema propuesto fueron 0.43%. La instalación del sistema propuesto en la presente tesis, evita el 80.05% de las emisiones de CO₂ eq que emitiría un sistema comercial, lo que representa dejar de emitir 342.9 toneladas de CO₂.

5.2 Recomendaciones

A continuación se enlistan las recomendaciones con base a la experiencia de trabajo, con la finalidad de mejorar el prototipo:

- Adquirir e Instalar los dos sistemas automáticos de seguimiento solar, a las líneas faltantes.
- Diseñar y programar los algoritmos que nos permitan automatizar el sistema hidráulico de la planta solar. Controlando caudales, para obtener los mejores niveles térmicos dependiendo de la variación de G_b .
- Agregar al sistema hidráulico de la planta solar, válvulas de descarga en cada línea, esto facilitara el mantenimiento y la reparación de fugas.
- Agregar a la mezcla $H_2O-NaOH$ algún inhibidor de corrosión y analizar el comportamiento bajo condiciones de operación.
- Redactar un plan de mantenimiento, que contemple limpieza a todos los equipos, cambio de tuberías en las unidades evaporadoras dentro de las oficinas y cambio de revestimiento de termotanques.

6. REFERENCIAS

- [1] Y. Fan, L. Lou, B. Souyri, Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 11 (2007) 1758- 1775.
- [2] Secretaria de energía, *Prospectiva del sector eléctrico 2015-2029*, SENER, México, 2015.
- [3] M. R. Maqueda Zamora, L.A. Sánchez Viveros, *Curvas de demanda de energía eléctrica en el sector doméstico de dos regiones de México*. Estados Unidos, Agosto, 2008.
- [4] A. Ali Alili, Y. Hwang, R. Radermacher, Review of solar thermal air conditioning technologies, *Int. J. Refrig.* 39 (2014) 4-22.
- [5] I. Sarbu, C. Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration system, *Energ. Convers. Manage.* 105 (2015) 403-422.
- [6] J.A. Edminds, D.L. Wuebles, M.J. Scott, Energy and radiative precursor emissions, In: *proceedings of the 8th international conference on alternative energy sources*, Miami; pp: 14-60, 1987.
- [7] M.U. Siddiqui, S.A.M. Said, A review of solar powered absorption system, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 42 (2015) 93-115.
- [8] I. Dincer, T. A. Hussain Ratlamwala, *Integrated absorption refrigeration system, Comparative energy and exergy analyses*, Springer International, Suiza 2016.
- [9] H.M. Henning, Solar assisted air conditioning of buildings-an overview. *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 1734-1749.
- [10] F. Kreith, J.F. Kreider, *Principles of solar engineering*. New York: Mc Graw-Hill, 1978.

- [11] O. Ayadi, M. Aprile, M. Motta, Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors- an overview, *Energy Procedia*. 30 (2012) 875-883.
- [12] S. A. Kalogiru, Solar thermal collectors and applications, *Prog. Energ. Combust.* 30 (2004) 231-295.
- [13] D. Kumar Lamba, A review on parabolic trough type solar collectors: innovation, applications and thermal energy storage, *Proceedings of the National Conference on Trends and Advantages in Mechanical Engineering*, YMCA University of Science & Technology, Faridabad, Haryana, October, 2012.
- [14] U. Jakob, U. Eicker, D. Schneider, A.H. Taki, M.J. Cook, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. *Appl. Therm. Eng.* 28(2008) 1138-1150.
- [15] F. Agyenim, I. Knight, M. Rhodes, Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store, *Sol. Energy*. 84 (2010) 735-774.
- [16] M. Qu, H. Yin, D.H. Archer, A solar cooling and heating system for a building: experimental and model based performance analysis and design, *Sol. Energy*. (2010) 166-182.
- [17] C. Monné, S. Alonso, F. Palacín, J. Guallar, Stationary analysis of a solar LiBr-H₂O absorption refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 518-526.
- [18] A. González- Gil, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios, Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide-water absorption prototype for solar air conditioning, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3358-3368.

- [19] M. Achutahn, A. Venkataraman, R. Rathnasamy, Experimental analysis on the performance and characteristics of compact solar refrigeration system, *Distrib. Gener. Altern. Energy J.* 26 (2011) 66-80.
- [20] G. Moreno- Quintanar, W. Rivera, R. Best, Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ and $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$. *Renew. Energy.* 38 (2012) 62-68.
- [21] R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios, An innovative solar-driven directly air-cooled $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ absorption chiller prototype for residential use, *Energy Build.* 47 (2012) 1-11.
- [22] K. Gommed, G. Grossman, Investigation of an improved solar-powered open absorption system for cooling, deshumidification and air conditioning, *Int. J. Refrig.* 35 (2012) 676-684.
- [23] Y.L. Yin, Z.P. Spong, Y. Li, R.Z. Wang, X.G. Zhai, Experimental investigation of a mini-type solar absorption cooling system under different cooling modes, *Energy Build.* 47 (2012) 131-138.
- [24] R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios, Experimental comparison of two solar-driven air-cooled $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ absorption chillers: indirect versus direct air-cooled system, *Energy Build.* 62 (2013) 323-334.
- [25] Z. Xingjuan, S. Bojie, B. Qingyan, Y. Chunxin, Performance analysis on a new type of solar air conditioning system, *Energy Build.* 60 (2013) 280-285.
- [26] J. Aman, D.S.- K. Ting, P. Henshaw, Residential solar air conditioning: energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 62 (2014) 424-432.
- [27] H. Perez Blanco, Absorption heat pump performance for different types of solution. *Int. J. Refrig.* 7 (1984) 115-122.

- [28] P. Holmberg, T. Berntsson, Alternatives working fluids in heat transformers. ASHRAE Transactions, 96 (1990) 1582-1589.
- [29] Y.M. El-Sayed, M. Tribus, Thermodynamic properties of H₂O-NH₃ mixtures: theoretical implementation for use in power cycle analysis. ASME Pub AES, 1 (1985) 89-95.
- [30] S. Steiu, D. Salavera, J.C. Bruno, A. Coronas, A basis for the development of new NH₃-H₂O-sodium hydroxide absorption chillers. Int. J. Refrig. 32 (2009) 577-587.
- [31] J. Sun, L. Fu, S. Zhang, A review of working fluids of absorption cycles. Renew. Sust. Energ. Rev. 16 (2012) 1899-1906.
- [32] J.S. Kim, Y. Park, H. Lee, Performance evaluation of absorption chiller using LiBr+H₂N(CH₂)₂OH+H₂O, LiBr+HO(CH₂)₂OH+H₂O, and LiBr+(HOCH₂CH₂)₂NH+H₂O as working fluids. Appl. Therm. Eng. 19 (1999) 217-225.
- [33] D. Cai, G. He, Q. Tian, W. Tang, Exergy analysis of a novel air-cooled non-adiabatic absorption refrigeration cycle with NH₃-NaSCN and NH₃-LiNO₃ refrigerant solutions. Energ. Convers. Manage. 88 (2014) 66-78.
- [34] J. Sun, L. Fu, S.G. Zhang, Performance calculation of single effect absorption heat pump using LiBr+LiNO₃+H₂O as working fluid. Appl. Therm. Eng. 30 (2010) 2680-2684.
- [35] B. Mahmoud, V. Manel, M. Marc, A. Coronas, Absorption of H₂O vapour in the falling film of H₂O-(LiBr+LiI+ LiNO₃+LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. Int. J. Therm. Sci. 44 (2005) 491-498.
- [36] R.J. Romero, W. Rivera, R. Best, Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with wáter/lithium

bromide and an aqueous ternary hydroxide. *Sol. Energ. Mat. Sol. C.* 63 (2000) 387-399.

[37] S. Xinwei, H. Yingduo, Z. Shouzhen, L. Qingsheng, N. Jing, Comprehensive power-supply planning for active distribution system considering cooling, heating and power load balance. *J. Mod. Power. Syst. Clean. Energy.* 3 (2015) 485-493.

[38] K. Sumathy, Z.C. Huang, Z.F. Li, Solar absorption cooling with low grade heat source a strategy of development in south China. *Sol. Energy.* 72 (2002) 155-165.

[39] P. Bermejo, F.J. Pino, F. Rosa, Solar absorption cooling plant in Seville, *Sol. Energy.* 84 (2010) 1503-1512.

[40] F. Agyenim, I. Kniht, M. Rhodes, Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr-H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold storage. *Sol. Energy.* 84 (2010) 735-744.

[41] M. Balghouthi, M.H. Chahbani, A. Guizani, Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia, *Build. Environ.* 43 (2008) 1459-1470.

[42] J. Darkwa, S. Fraser, D.H.C. Chow, Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system, *Energy*, 39 (2012) 395-402.

[43] R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios, An innovative solar-driven air cooled LiBr-H₂O absorption chiller prototype for residential use, *Energy Build.* 47 (2012) 1-11.

[44] S. Rosiek, F.J. Batles, Shallow geothermal energy applied to a solar-assisted air-conditioning system in southern Spain: two year experience, *Appl. Energ.* 100 (2012) 267-276.

- [45] Y.L. Yin, X.Q. Zhai, R.Z. Wang, Experimental study on the performance analysis of a mini-type solar absorption cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 59 (2013) 267-277.
- [46] B. Prasarykaew, S. Kumar, Experimental study on the performance of a solar-biomass hybrid air-conditioning system, *Renew. Energ.* 57 (2013) 86-93.
- [47] Y. Hang, Q. Ming, R. Winston, L. Jiang, B. Widyolarc, H. Poiryc, Experimental based energy performance analysis and life cycle assessment for solar absorption cooling system at University of Californian, Merced, *Energ. Buildings.* 82 (2014) 746-757.
- [48] A. Al-Ugla, M.A.I. El-Shaarawi, S.A.M. Said, Alternative designs for a 24-hours operating solar powered LiBr-water absorption air-conditioning technology, *Int. J. Refrig.* 53 (2015) 90-100.
- [49] A. De-Francisco, R. Illanes, J.L. Torres, M. Castillo, M. De-Blas, E. Prieto, Development and testing of a prototype of low power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications, *Renew. Energ.* 25 (2002) 37-44.
- [50] J.M. Abdulateef, M.A. Alghoul, A. Zaharim, K. Sopian, Experimental investigation on solar absorption refrigeration system in Malaysia. In: *Proceedings of the 3 third WSEAS international conference on renewable energy sources*, 2010.
- [51] F. Boudéhemn, H. Demasles, J. Wyttenbach. X. Jobard, D. Chéze, P. Papillon, Development of a 5 kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller for solar cooling applications, *Energy Procedia*, 30 (2012) 35-43.
- [52] E. L. Kumm, Solar powered air conditioning system employing hidoxide water solution, US 4151721 A, Patente, 1979.

- [53] K. Stephan, M. Schmitt, D. Hebecker, T. Bergmann, Dynamics of a heat transformer working with the mixture NaOH-H₂O, *Int. J. Refrig.* 20, 7 (1997) 483-495.
- [54] M. O. Concha Guzmán, Determinación del desempeño del SS-316L en una solución acuosa de LiBr-H₂O a diferentes temperaturas aplicando técnicas electroquímicas y el método de pérdida de peso, Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, México, 2007.
- [55] Y.R. Galindo-Luna, A. Torres-Islas, R.J. Romero, M. Montiel-González, S. Serna, Corrosion behavior of AISI 316L stainless steel in a NaOH-H₂O mixture, *Int. J. Electrochem. Sci.* 13 (2018) 631-641.
- [56] Y. Hang, M.Qu, F. Zhao, Economical and environmental assessment of an optimized solar cooling system for a medium-size benchmark office building in Los Angeles, California, *Renew. Energ.* 36 (2011) 648-658.
- [57] L. Thannimalay, S. Yusoff, N. Zin Zawawi, Life cycle assessment of sodium hydroxide, *Aus. J. Bas. Appl. Sci.* 7 (2013) 421-431.
- [58] J. Olsson, A. Jernqvist, G. Aly, Thermophysical properties of aqueous NaOH-H₂O solutions at high concentrations, *Int. J. Thermophys.* 18, 3 (1997) 779-793.
- [59] V.K. Jebasingh, G.M. Joselin Herbert, A review of solar parabolic trough collector, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 54 (2016) 1085-1091.
- [60] S.A. Kalogiru, S. Lloyd, J. Ward, P. Eleftheriou, Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar-collector system, *Appl. Energ.* 47 (1994) 341-354.
- [61] L. Salgado Conrado, Diseño y construcción de un sistema de control para la orientación de un concentrador solar cilindro-parabólico Este-Oeste. Instituto Politécnico Nacional, Tesis de maestría, México D.F., 2010.

- [62] S.A. Kalogiru, Solar energy engineering: processes and system, 1^{er} edición, Elsevier, Academia Press, 2009, pp. 260-265.
- [63] L. Salgado Conrado, A. Rodríguez-Pulido, G. Calderón, Thermal performance of parabolic trough solar collector, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 67 (2017) 1345-1359.
- [64] P.M. Trejo García, Cálculo y selección del equipo de un sistema de aire acondicionado para un teatro en Puerto Vallarta, Jalisco. Tesis de licenciatura, Instituto Politécnico Nacional, México, D.F., 2009.
- [65] Carrier International Limited, Manual de aire acondicionado, Marcombo, ediciones técnicas, 2009.
- [66] J.J. Quiñones, Base de datos correspondientes a los meses de Abril y Mayo del año 2015, sitio en internet: http://xml.ier.unam.mx/xml/se/cs/datos_rad.xml.
- [67] Pinazo Ojer José Manuel, Manual de climatización, tomo II: cargas térmicas, Universidad Politécnica de Valencia, España, 1999.
- [68] L. Wang, B. Sundén, R.M. Manglik, Plate heat exchanger: design, applications and performance, WIT Press, 2007.
- [69] Chung Woo Jung, Seung Sun An, Yong Tae Kang, Thermal performance estimation of ammonia-water plate bubble absorber for compression/absorption hybrid heat pump application, *Energy*, 75;371-378, 2014.
- [70] F. González Nerga, Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas, Tesis de licenciatura, Universidad Carlos III de Madrid, España, 2008.
- [71] Ibarra-Bahena J., Romero R.J., Velazquez-Avelar L., Valdez-Morales C.V., Galindo-Luna Y.R., Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a

plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with Water/Carrol mixture, *Exp. Therm. Fluid. Sci.* 51 (2013) 257–263.

[72] Marcos J.D., Izquierdo M., Lizarte R., Palacios C.A., Infante Ferreira, Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperatura generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture, *Int. J. Refrig.* 35 (2009) 627-637.

[73] Hermes Christian J.L., Thermodynamic design of condenser and evaporator: formulation and application, *Int. J. Refrig.*, 36 (2013) 633-640.

[74] Hermes Christian J.L., de Lima e Silva Jr. Waldyr, De Castro Felipe A.G., Thermal-hydraulic of fan-supplied tube-fin condenser for refrigeration cassettes aimed at minimum entropy generation, *Appl. Therm. Eng.*, 36 (2012) 307-313.

[75] Cengel Yunus A., *Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico*, tercera edición, Mc Graw Hill, 2007.

[76] Breber G., Palen J.W., Taborek J., Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria, *J. Heat Transfer*, 102 (1980) 471.

[77] Souza A.L., Chato J.C., Jabardo J.M.S, Wattelet J.P., Panek J., Christoffersen B., Rhines N., *Pressure drop during two-phase flow of refrigerants in horizontal smooth tubes*, Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois, 1992.

[78] Rohsenow Waren M., Hartnett James P., Cho Young I., *Handbook of heat transfer*, 3 edición, Mc Graw Hill, 1998.

[79] Y.R. Galindo Luna, *Diseño y análisis de un evaporador aire-agua en un ciclo termodinámico por absorción para acondicionamiento de espacios*,

Tesis de maestría, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, México, 2014.

[80] Cao E., Transferencia de calor en ingeniería de procesos, Nueva librería, Tercera edición, 2008.

[81] Kern D. Q., Procesos de transferencia de calor, Editorial Patria, Cuadragésima tercera reimpresión, 2012.

[82] Hines A. L., Maddox R. N., Transferencia de masa, fundamentos y aplicaciones, Prentice Hall, Primera edición, 1984.

[83] Y.R. Galindo-Luna, R.J. Romero Domínguez, Dimensionamiento de un recuperador de calor de placas para un sistema de aire acondicionado por absorción, XIII encuentro participación de la mujer en la ciencia, León, Guanajuato, Agosto 2016.

[84] Y.R. Galindo-Luna, M. Montiel-González, R.J. Romero, E. Venegas-Reyes, M.A. Basurto-Pensado, Absorption cooling system driven by solar cylindrical solar concentrator, Third International Symposium on Renewable.

[85] K. Wang, O. Abdelaziz, P. Kisari, E.A. Vineyard. State-of-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps. Int. J. Refrig. 34 (2011) 1325-1337.

[86] L. Labra, D. Juarez Romero, J. Siqueiros, D. Salavedra, Measurement of properties of lithium bromide aqueous solutions for the determination of a concentration for a prototype absorption machine, Appl. Therm. Eng. (2016) doi: 10.1016/j.applthermeng.2016.10.162.

[87] E.W. Heinonen, R.E. Trapscott, Secondary properties of aqueous lithium bromide solutions, ASHRAE Trans. 10 (1999) 804-813.

[88] K.E. Herold, R. Radermacher, S.A. Klein, Absorption chillers and heat pumps, CRC Press: Boca Raton, FL. USA. (1996) 329.

- [89] R.J. Romero, M.A. Basurto Pensado, A.H. Jiménez Heredia, J.J. Sanchez-Mondragón, Working fluid concentration measurement in solar air conditioning system, *Sol. Energy.* 80 (2006) 177-181.
- [90] A. Morales Flores, Y.R. Galindo Luna, R.J. Romero, Correlación del índice de refracción para la mezcla NaOH-H₂O en ciclos de absorción, Congreso Internacional en Tecnología, Innovación y Docencia, Instituto Tecnológico de Zacatepec, México 2017.
- [91] J. Diaz-Salgado, M.A. Basurto- Pensado, R.J. Romero, Diseño y dimensionamiento del actuador de un sistema de seguimiento solar de un cilindro-parabólico para una planta solar de aire-acondicionado utilizando herramientas de simulación por software,
- [92] L. G. Vidriales Escobar, Colector de canal parabólico para la generación directa de vapor para calor de proceso, Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2007.
- [93] E. Venegas Reyes, Diseño, construcción y evaluación de un arreglo de concentradores de canal parabólico para calor de proceso, Tesis doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2013.
- [94] L. S. Jiménez Ávila, Evaluación de la configuración serie-paralelo para suministro de energía solar en un ciclo termodinámico para acondicionamiento de espacios, tesis de maestría, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, México 2017.
- [95] K. Solano-Olivares, Análisis teórico de impactos ambientales en la construcción, operación y disposición final de un sistema de aire acondicionado solar, Tesis de maestría, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, México, 2018.

Anexo A:

$$\ln P = a + \frac{b}{c + t}$$

Multiplicar por el término $c + t$ ambos lados de la ecuación

$$(c + t)\ln P = a + \frac{b}{c + t}(c + t)$$

$$c\ln P + t\ln P = ac + at + b$$

$$t\ln P = ac + at + b - c\ln P$$

$$t\ln P = [ac + b] + at - c\ln P$$

La constante "c" es cambiada por "a" para resolver el sistema de ecuaciones

$$a = a_2$$

$$b = a_1 + a_2 a_3$$

$$c = -a_3$$

Sustituyendo

$$\ln P = a_2 + \frac{a_1 + a_2 a_3}{-a_3 + t}$$

Anexo B: Valores numéricos de las constantes

kp ₀	-113.93947	lp ₀	16.240074	mp ₀	-226.80157
kp ₁	209.82305	lp ₁	-11.864008	mp ₁	293.17155
kp ₂	494.77153	lp ₂	-223.47305	mp ₂	5081.8791
kp ₃	6860.833	lp ₃	-1650.3997	mp ₃	36752.126
kp ₄	2676.6433	lp ₄	-5997.3118	mp ₄	131262
kp ₅	-21740.328	lp ₅	-12318.744	mp ₅	259399.54
kp ₆	-34750.872	lp ₆	-15303.153	mp ₆	301696.22
kp ₇	-20122.157	lp ₇	-11707.48	mp ₇	208617.9
kp ₈	-4102.989	lp ₈	-5364.9554	mp ₈	81774.024
		lp ₉	-1338.5412	mp ₉	15648.526
		lp ₁₀	-137.96889	mp ₁₀	906.29769

Anexo C: Valores numéricos de las constantes para la densidad

$$b_1 = k_{p0} + k_{p1}x^{1/2} + k_{p2}x + k_{p3}x^{3/2} + k_{p4}x^2 + k_{p5}x^{5/2}$$

$$b_2 = l_{p0} + l_{p1}x^{1/2} + l_{p2}x + l_{p3}x^{3/2} + l_{p4}x^2 + l_{p5}x^{5/2}$$

$$b_3 = m_{p0} + m_{p1}x^{1/2} + m_{p2}x + m_{p3}x^{3/2} + m_{p4}x^2 + m_{p5}x^{5/2}$$

kp0	5007.22796	lp0	-64.7862691	mp0	0.24436777
kp1	-25131.1642	lp1	525.343606	mp1	-1.97377223
kp2	74107.6926	lp2	-1608.44719	mp2	6.04601497
kp3	-104657.487	lp3	2350.97532	mp3	-8.90906149
kp4	69821.7732	lp4	-1660.90351	mp4	6.37146769
kp5	-18145.9118	lp5	457.643744	mp5	-1.78160831

Anexo D: Valores numéricos de las constantes para la entalpía

$$c_1 = \frac{k_{n0} + k_{n2}x + k_{n4}x^2 + k_{n6}x^3}{1 + k_{n1}x + k_{n3}x^2 + k_{n5}x^3 + k_{n7}x^4}$$

$$c_2 = l_{n0} + l_{n1}x + \dots + l_{n8}x^8$$

$$c_3 = m_{n0} + m_{n1}x + \dots + m_{n7}x^7$$

$$c_4 = n_{n0} + n_{n1}x + \dots + n_{n7}x^7$$

kn0	1288.4485	ln0	2.3087919	mn0	0.0230286	nn0	-8.51E-05
kn1	-0.49649131	ln1	-9.0004252	mn1	-0.37866056	nn1	1.37E-03
kn2	-4387.8908	ln2	167.59914	mn2	2.4529593	nn2	-8.76E-03
kn3	-4.0915144	ln3	-1051.6368	mn3	-8.2693542	nn3	2.92E-02
kn4	4938.2298	ln4	3394.3378	mn4	15.728833	nn4	-5.49E-02
kn5	7.2887292	ln5	-6115.0986	mn5	-16.944427	nn5	5.84E-02
kn6	-1841.189	ln6	6220.8249	mn6	9.6254192	nn6	-3.28E-02
kn7	-3.0202651	ln7	-3348.8098	mn7	-2.2410628	nn7	7.54E-03
		ln8	743.87432				

Anexo E: Constantes para calcular IR

$$n = b_2(T) * X^2 + b_1(T) * X + b_0(T)$$

$$b_0(T) = 6.0402x10^{-6} * T^2 - 3.9457x10^{-4} * T + 1.3341$$

$$b_1(T) = -3.1079x10^{-7} * T^2 + 1.0999x10^{-5} * T + 3.0839x10^{-3}$$

$$b_2(T) = 3.8343x10^{-9} * T^2 - 1.3631x10^{-7} * T - 1.9914x10^{-5}$$