



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
ENERGÍA – ENERGÍA SOLAR FOTOTÉRMICA

DESARROLLO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN  
ENFRIADO POR AIRE OPERANDO CON DIVERSAS MEZCLAS REFRIGERANTE-  
ABSORBENTE Y DISEÑO Y PUESTA EN MARCHA DE DOS PLANTAS  
DEMOSTRATIVAS EN MÉXICO

**TESIS**  
**QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:**

DOCTOR EN INGENIERÍA

**PRESENTA:**  
M.I. PEDRO ARTURO GUILLERMO DE JESÚS SOTO PARRA

**TUTOR PRINCIPAL:**  
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, INSTITUTO DE ENERGÍAS  
RENOVABLES

**COMITÉ TUTOR:**  
DR. ROBERTO BEST Y BROWN, INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES,  
UNAM  
DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, INSTITUTO DE ENERGÍAS  
RENOVABLES, UNAM  
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA  
DEL ESTADO DE MORELOS  
DR. JESÚS CEREZO ROMÁN, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE  
MORELOS

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD.MX., OCTUBRE, 2018



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**JURADO ASIGNADO:**

|                             |                                       |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| Presidente:                 | Dr. Roberto Best Y Brown              |
| Secretario:                 | Dr. Octavio García Valladares         |
| Vocal:                      | Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco      |
| 1 <sup>er.</sup> Suplente:  | Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez |
| 2 <sup>d o.</sup> Suplente: | Dr. Jesús Cerezo Román                |

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables - UNAM

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

---

**FIRMA**

# Índice general

---

|                                                                          |           |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Resumen</b>                                                           | <b>13</b> |
| <b>Abstract</b>                                                          | <b>15</b> |
| <b>Dedicatoria</b>                                                       | <b>17</b> |
| <b>Agradecimientos</b>                                                   | <b>19</b> |
| <b>Nomenclatura</b>                                                      | <b>22</b> |
| <b>1. Introducción</b>                                                   | <b>23</b> |
| 1.1. Motivación . . . . .                                                | 24        |
| 1.2. Situación energética mundial 2016-2017 . . . . .                    | 26        |
| 1.2.1. Reservas probadas de petróleo . . . . .                           | 27        |
| 1.2.2. Consumo de petróleo . . . . .                                     | 28        |
| 1.2.3. Reservas probadas de gas natural . . . . .                        | 28        |
| 1.2.4. Consumo de gas natural . . . . .                                  | 29        |
| 1.2.5. Reservas probadas de carbón . . . . .                             | 29        |
| 1.2.6. Consumo de carbón . . . . .                                       | 29        |
| 1.2.7. Consumo de Energía Nuclear e Hidroeléctrica . . . . .             | 29        |
| 1.2.8. Consumo de energía de otras Fuentes Renovables . . . . .          | 30        |
| 1.2.9. Producción de biocombustibles . . . . .                           | 31        |
| 1.2.10. Consumo mundial de Energía primaria . . . . .                    | 32        |
| 1.3. Situación energética en México . . . . .                            | 33        |
| 1.3.1. Generación de electricidad . . . . .                              | 33        |
| 1.3.2. Indicadores nacionales . . . . .                                  | 34        |
| 1.3.3. Producción de energía primaria . . . . .                          | 35        |
| 1.3.4. Consumo final de energía . . . . .                                | 37        |
| 1.4. Consumo energético por refrigeración y aire acondicionado . . . . . | 37        |
| 1.4.1. Sector Residencial . . . . .                                      | 37        |
| 1.4.2. Sector Comercial . . . . .                                        | 37        |
| 1.4.3. Sector Industrial . . . . .                                       | 38        |
| 1.5. Cambio climático . . . . .                                          | 39        |
| 1.6. Fuentes renovables de energía en México . . . . .                   | 41        |
| 1.6.1. Centrales hidroeléctricas . . . . .                               | 41        |
| 1.6.2. Energía geotermoeléctrica . . . . .                               | 42        |
| 1.6.3. Energía eólica . . . . .                                          | 44        |
| 1.6.4. Energía Solar fotovoltaica . . . . .                              | 45        |
| 1.7. Antecedentes de la refrigeración . . . . .                          | 46        |
| 1.8. Refrigeración solar . . . . .                                       | 47        |
| 1.8.1. Refrigeración por absorción . . . . .                             | 47        |
| 1.9. Refrigeración comercial por absorción . . . . .                     | 48        |
| 1.10. Revisión bibliográfica . . . . .                                   | 50        |
| 1.10.1. Investigación experimental . . . . .                             | 50        |



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

|                                                                                                             |            |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 1.10.2. Investigación teórica . . . . .                                                                     | 54         |
| 1.10.3. Revisión de la tecnología y evaluaciones técnico-económicas . . . . .                               | 55         |
| 1.11. Justificación . . . . .                                                                               | 56         |
| 1.12. Objetivos . . . . .                                                                                   | 57         |
| 1.12.1. Objetivo general . . . . .                                                                          | 57         |
| 1.12.2. Objetivos específicos . . . . .                                                                     | 57         |
| 1.13. Estructura de la tesis . . . . .                                                                      | 57         |
| <b>2. Marco teórico</b>                                                                                     | <b>59</b>  |
| 2.1. Ciclo de Refrigeración de Carnot . . . . .                                                             | 59         |
| 2.2. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor . . . . .                                            | 61         |
| 2.3. Ciclo de refrigeración por absorción . . . . .                                                         | 64         |
| 2.4. Simulación y selección de condiciones de diseño de componentes . . . . .                               | 68         |
| <b>3. Procedimiento de cálculo de componentes enfriados por aire</b>                                        | <b>71</b>  |
| 3.1. Intercambiadores de calor tipo compactos . . . . .                                                     | 71         |
| 3.2. Condensador . . . . .                                                                                  | 71         |
| 3.2.1. Descripción del sistema . . . . .                                                                    | 71         |
| 3.2.2. Fundamento teórico . . . . .                                                                         | 74         |
| 3.2.3. Diagrama general de flujo del proceso de diseño del condensador . . . . .                            | 84         |
| 3.2.4. Cálculo y dimensionamiento del condensador . . . . .                                                 | 87         |
| 3.3. Procedimiento de cálculo del Absorbedor tipo burbuja de tubos aletados . . . . .                       | 91         |
| 3.3.1. Región de flujo tapón . . . . .                                                                      | 92         |
| 3.3.2. Región de flujo en burbujas . . . . .                                                                | 92         |
| 3.3.3. Modelo presentado por Dr. Jesús Cerezo . . . . .                                                     | 92         |
| 3.3.4. R2, Coeficiente de transferencia de calor entre el seno de la solución y la pared del tubo . . . . . | 93         |
| 3.3.5. R3 y R4 . . . . .                                                                                    | 94         |
| 3.4. Cálculo del absorbedor tipo burbuja enfriado por aire . . . . .                                        | 94         |
| 3.4.1. Paso 1: Configuración geométrica . . . . .                                                           | 94         |
| 3.4.2. Paso 2: Cálculo del coeficiente $h$ del banco de tubos sin aletas . . . . .                          | 95         |
| 3.4.3. Paso 3: Cálculo de la eficiencia del banco de tubos aletados . . . . .                               | 98         |
| 3.4.4. Paso 4: Cálculo del coeficiente $h$ del banco de tubos aletados . . . . .                            | 100        |
| 3.4.5. Paso 5: Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor $U$ . . . . .                        | 101        |
| 3.4.6. Justificación del uso de ecuaciones de Infante en flujo tapón . . . . .                              | 102        |
| 3.4.7. Regímenes de flujo en tuberías horizontales . . . . .                                                | 102        |
| 3.4.8. Paso 6: Cálculo de la LMTD . . . . .                                                                 | 105        |
| 3.4.9. Paso 7: Cálculo de la transferencia de calor para el banco de tubos aletados . . . . .               | 107        |
| <b>4. Descripción del sistema a evaluar</b>                                                                 | <b>109</b> |
| 4.1. Descripción del equipo . . . . .                                                                       | 110        |
| 4.2. Componentes Principales . . . . .                                                                      | 111        |
| 4.2.1. Absorbedor . . . . .                                                                                 | 111        |
| 4.2.2. Condensador . . . . .                                                                                | 113        |
| 4.2.3. Intercambiadores de calor contruidos a base de placas . . . . .                                      | 114        |
| 4.2.4. Bomba de circulación . . . . .                                                                       | 118        |
| 4.2.5. Válvulas de estrangulamiento . . . . .                                                               | 119        |
| 4.3. Componentes secundarios . . . . .                                                                      | 120        |
| 4.3.1. Estructura de soporte . . . . .                                                                      | 120        |
| 4.3.2. Conexiones . . . . .                                                                                 | 120        |
| 4.3.3. Sistema de Instrumentación y Control . . . . .                                                       | 121        |
| 4.3.4. Sensores de temperatura . . . . .                                                                    | 123        |
| 4.3.5. Sensores de presión . . . . .                                                                        | 124        |
| 4.3.6. Sensores de flujo volumétrico (Flujómetros) . . . . .                                                | 124        |
| 4.3.7. Sensores de flujo másico tipo Coriolis . . . . .                                                     | 124        |
| 4.3.8. Sistema de adquisición de datos . . . . .                                                            | 125        |

|           |                                                                             |            |
|-----------|-----------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.4.      | Sistemas auxiliares . . . . .                                               | 126        |
| 4.4.1.    | Carga térmica . . . . .                                                     | 126        |
| 4.4.2.    | Fuente de calor de alta temperatura . . . . .                               | 126        |
| 4.5.      | Preparación del sistema, seguridad y manejo . . . . .                       | 127        |
| 4.5.1.    | Presurizado del sistema (pre-carga) . . . . .                               | 127        |
| 4.5.2.    | Preparación del fluido de trabajo . . . . .                                 | 128        |
| 4.5.3.    | Carga de refrigerante . . . . .                                             | 130        |
| 4.5.4.    | Ingreso del fluido de trabajo al sistema . . . . .                          | 130        |
| 4.6.      | Operación del sistema . . . . .                                             | 132        |
| 4.6.1.    | Puesta a punto . . . . .                                                    | 132        |
| 4.6.2.    | Arranque de operación del sistema . . . . .                                 | 133        |
| 4.6.3.    | Protocolo de operación . . . . .                                            | 133        |
| 4.6.4.    | Procedimiento de paro . . . . .                                             | 133        |
| 4.6.5.    | Procedimiento de seguridad en caso de fugas . . . . .                       | 134        |
| <b>5.</b> | <b>Evaluación experimental del sistema de absorción</b>                     | <b>135</b> |
| 5.1.      | Evaluación experimental . . . . .                                           | 136        |
| 5.1.1.    | Metodología . . . . .                                                       | 136        |
| 5.1.2.    | Resultados de la evaluación experimental . . . . .                          | 137        |
| 5.2.      | Amoniaco-Nitrato de litio: Concentración de refrigerante $X=0.56$ . . . . . | 138        |
| 5.3.      | Amoniaco-Nitrato de litio: Concentración de refrigerante $X=0.53$ . . . . . | 144        |
| 5.4.      | Comparación de los dos bloques de pruebas . . . . .                         | 150        |
| 5.5.      | Mezcla Amoniaco-Agua: concentración de refrigerante $X=0.43$ . . . . .      | 153        |
| 5.6.      | Evaluación de las propiedades del amoniaco . . . . .                        | 159        |
| 5.7.      | Propagación de errores . . . . .                                            | 159        |
| <b>6.</b> | <b>Planta demostrativa en Morelos, México</b>                               | <b>161</b> |
| 6.1.      | Memoria descriptiva . . . . .                                               | 161        |
| 6.2.      | Diagrama a bloques del equipo de adsorción . . . . .                        | 162        |
| 6.3.      | Descripción de los equipos . . . . .                                        | 163        |
| 6.3.1.    | Unidad generadora de agua helada . . . . .                                  | 163        |
| 6.3.2.    | Torre de enfriamiento . . . . .                                             | 164        |
| 6.3.3.    | Sistema de bombeo integrado a la UGAH . . . . .                             | 164        |
| 6.3.4.    | Unidad manejadora de aire . . . . .                                         | 164        |
| 6.3.5.    | Campo de colectores solares . . . . .                                       | 165        |
| 6.4.      | Elaboración de planos . . . . .                                             | 165        |
| 6.5.      | Requerimientos de instalación hidráulica . . . . .                          | 172        |
| 6.5.1.    | Llenado de los circuitos hidráulicos . . . . .                              | 172        |
| 6.5.2.    | Ventilación o purgado de los circuitos . . . . .                            | 172        |
| 6.5.3.    | Tanques de expansión . . . . .                                              | 173        |
| 6.5.4.    | Conexiones terminales de equipo y válvulas de seccionamiento . . . . .      | 173        |
| 6.5.5.    | Válvula de 3 vías para control de UMA . . . . .                             | 173        |
| 6.5.6.    | Aislamiento térmico . . . . .                                               | 173        |
| 6.6.      | Requerimientos de instalación eléctrica . . . . .                           | 173        |
| 6.7.      | Cuantificación de mano de obra: Catálogo de conceptos . . . . .             | 174        |
| 6.8.      | Puesta a punto del sistema de adsorción . . . . .                           | 177        |
| 6.8.1.    | Cambio de idioma en el controlador Sortech . . . . .                        | 177        |
| 6.8.2.    | Evacuación del sistema . . . . .                                            | 177        |
| 6.8.3.    | Aislamiento de canalizaciones . . . . .                                     | 178        |
| 6.8.4.    | Instalación de sensores . . . . .                                           | 179        |
| 6.8.5.    | Revisión . . . . .                                                          | 179        |
| 6.8.6.    | Arranque del sistema Sortech . . . . .                                      | 179        |
| 6.9.      | Desarrollo de programas en HP.VEE . . . . .                                 | 180        |
| 6.10.     | Evaluación preliminar de un sistema de adsorción . . . . .                  | 185        |
| 6.10.1.   | Balances de energía . . . . .                                               | 185        |
| 6.11.     | Operación y Evaluación preliminar del sistema Sortech . . . . .             | 185        |

|                                                                                               |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 6.11.1. Condiciones de operación . . . . .                                                    | 186        |
| 6.11.2. Pruebas en estado pseudo-transitorio . . . . .                                        | 186        |
| 6.11.3. Pruebas en estado estacionario . . . . .                                              | 192        |
| 6.11.4. Prueba estado estacionario $T_G=65^\circ\text{C}$ . . . . .                           | 192        |
| 6.11.5. Pruebas estado estacionario $T_G=70^\circ\text{C}$ . . . . .                          | 195        |
| 6.11.6. Pruebas estado estacionario $T_G=75^\circ\text{C}$ . . . . .                          | 198        |
| 6.11.7. Pruebas estado estacionario $T_G=82.5^\circ\text{C}$ . . . . .                        | 200        |
| 6.11.8. Comparación con valores promediados en el tiempo . . . . .                            | 203        |
| <b>7. Planta demostrativa en Sinaloa, México</b>                                              | <b>205</b> |
| 7.1. Introducción . . . . .                                                                   | 205        |
| 7.2. Diseño de la planta demostrativa . . . . .                                               | 205        |
| 7.2.1. Planta arquitectónica . . . . .                                                        | 205        |
| 7.2.2. Participantes en la evaluación experimental del equipo . . . . .                       | 216        |
| 7.3. Evaluación experimental: Primer bloque . . . . .                                         | 216        |
| 7.3.1. Prueba 1 . . . . .                                                                     | 217        |
| 7.3.2. Prueba 2 . . . . .                                                                     | 220        |
| 7.3.3. Prueba 3 . . . . .                                                                     | 223        |
| 7.3.4. Prueba 4 . . . . .                                                                     | 226        |
| 7.3.5. Comparación de las pruebas . . . . .                                                   | 229        |
| 7.4. Evaluación experimental: Segundo bloque . . . . .                                        | 237        |
| 7.4.1. Prueba 5 . . . . .                                                                     | 237        |
| <b>8. Conclusiones y recomendaciones</b>                                                      | <b>245</b> |
| 8.1. Conclusiones . . . . .                                                                   | 246        |
| 8.1.1. Sobre el sistema de absorción enfriado por aire, objeto de la presente tesis . . . . . | 246        |
| 8.1.2. Sobre la planta demostrativa de adsorción, instalada en Morelos, México . . . . .      | 247        |
| 8.1.3. Sobre la planta demostrativa de absorción, instalada en Sinaloa, México . . . . .      | 247        |
| 8.2. Recomendaciones . . . . .                                                                | 247        |
| 8.3. Proyección a futuro . . . . .                                                            | 247        |
| <b>A. Ecuaciones y balances de energía</b>                                                    | <b>249</b> |
| A.1. Propiedades de la solución $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ . . . . .                       | 249        |
| A.1.1. Presión de equilibrio . . . . .                                                        | 249        |
| A.1.2. Calor específico ( $C_P$ ) . . . . .                                                   | 249        |
| A.1.3. Entalpía de líquido (h) . . . . .                                                      | 249        |
| A.1.4. Volumen específico ( $\nu$ ) . . . . .                                                 | 250        |
| A.2. Cálculo de las potencias térmicas externas . . . . .                                     | 250        |
| A.2.1. Cálculo de la potencia externa en los componentes del sistema . . . . .                | 250        |
| A.2.2. COP externo ( $\text{COP}_e$ ) . . . . .                                               | 250        |
| A.3. Cálculo de las potencias térmicas internas . . . . .                                     | 250        |
| A.3.1. Calor interno en el evaporador ( $\dot{Q}_{Ei}$ ) . . . . .                            | 251        |
| A.3.2. Potencia interna en el condensador ( $\dot{Q}_{Ci}$ ) . . . . .                        | 251        |
| A.3.3. Potencia interna del generador ( $\dot{Q}_{Gi}$ ) . . . . .                            | 251        |
| A.3.4. Potencia interna del absorbedor ( $\dot{Q}_{Ai}$ ) . . . . .                           | 252        |
| A.3.5. Potencia de la bomba ( $W_b$ ) . . . . .                                               | 252        |
| A.3.6. COP interno ( $\text{COP}_i$ ) . . . . .                                               | 252        |
| <b>B. Memoria de cálculo de Planta demostrativa en Morelos, México</b>                        | <b>255</b> |
| B.0.1. Cálculo de ductos para aire y difusores . . . . .                                      | 255        |
| B.0.2. Dimensionamiento de tuberías para agua . . . . .                                       | 258        |
| B.0.3. Dimensionamiento de cableado eléctrico y canalizaciones . . . . .                      | 262        |
| <b>C. Anexo fotográfico de proyecto Jiutepec</b>                                              | <b>271</b> |
| <b>D. Referencias bibliográficas</b>                                                          | <b>281</b> |

# Índice de figuras

---

|                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1. Participación del petróleo en el mundo. . . . .                                                                                   | 27 |
| 1.2. Reservas probadas de petróleo por región (Izq) e histórico 1986-2016 (Der) presentadas en miles de millones de barriles . . . . . | 27 |
| 1.3. Reservas probadas de Gas Natural por región (Izq) e histórico 1986-2016 (Der) en años . .                                         | 28 |
| 1.4. Comportamiento Producción (Izq.) y Consumo (Der.) de Gas Natural (miles de millones de metros cúbicos) 1991-2016 . . . . .        | 29 |
| 1.5. Comportamiento Producción (Izq.) y Consumo (Der.) de carbón en el mundo (Mtep) 1991-2016 . . . . .                                | 30 |
| 1.6. Consumo mundial de energía nuclear e hidroeléctrica 1991-2016 (Mtep) . . . . .                                                    | 30 |
| 1.7. Consumo mundial de energías renovables (Izq) producción mundial (Der) 1996-2016 (Mtep)                                            | 31 |
| 1.8. Producción por región 1996-2016 (Izq.) y por tipo de combustible (Der.) en Mtep . . . . .                                         | 31 |
| 1.9. Consumo mundial de energía primaria 1991-2016 (Mtep) . . . . .                                                                    | 32 |
| 1.10. Patrones de consumo mundial por región en 2016 expresados en porcentajes . . . . .                                               | 32 |
| 1.11. Generación bruta de electricidad en México a noviembre de 2013 . . . . .                                                         | 33 |
| 1.12. Generación bruta y generación neta de electricidad en México a noviembre de 2013 . . . .                                         | 33 |
| 1.13. Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México . . . . .                                                                | 34 |
| 1.14. Generación de energía eléctrica en México, 2017 . . . . .                                                                        | 34 |
| 1.15. Comportamiento del PIB así como del Consumo energético . . . . .                                                                 | 35 |
| 1.16. Producción de energía primaria . . . . .                                                                                         | 36 |
| 1.17. Componentes de la producción de energía primaria . . . . .                                                                       | 36 |
| 1.18. Consumo de energía en sector comercial (2012) . . . . .                                                                          | 37 |
| 1.19. Distribución del consumo de eléctrico del sector comercial (2012) . . . . .                                                      | 38 |
| 1.20. Consumo de energía en sector industrial . . . . .                                                                                | 38 |
| 1.21. Distribución del consumo eléctrico en sector industrial . . . . .                                                                | 39 |
| 1.22. Causas de emisión de GEI en México (2013) . . . . .                                                                              | 40 |
| 1.23. Cuantificación de emisiones de GEI en México (2013) . . . . .                                                                    | 40 |
| 1.24. Capacidad instalada y generación bruta de centrales hidroeléctricas en México . . . . .                                          | 41 |
| 1.25. Capacidad instalada y generación bruta de centrales hidroeléctricas por área de control, 2015 . . . . .                          | 42 |
| 1.26. Capacidad instalada y generación bruta de centrales geotérmicas en México . . . . .                                              | 43 |
| 1.27. Centrales de generación geotérmica, 2015 . . . . .                                                                               | 44 |
| 1.28. Capacidad instalada y generación bruta de centrales eólicas en México . . . . .                                                  | 44 |
| 1.29. Capacidad instalada y generación bruta de centrales eólicas por área de control . . . . .                                        | 45 |
| 1.30. Capacidad instalada y generación bruta de centrales solares fotovoltaicas . . . . .                                              | 45 |
| 1.31. Capacidad instalada y generación bruta de centrales fotovoltaicas por área de control . . .                                      | 46 |
| 1.32. Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2017) . . . . .                                     | 49 |
| 1.33. (Continuación) Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2017) . . . . .                      | 49 |
| 2.1. Ciclo de carnot de refrigeración con vapor. . . . .                                                                               | 60 |
| 2.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. . . . .                                                                           | 61 |
| 2.3. Diagrama T-s del ciclo ideal de compresión de vapor. (Thermodynamics, Yunus Cengel) .                                             | 62 |
| 2.4. Diagrama T-s del ciclo real de compresión de vapor. (Thermodynamics, Yunus Cengel) . .                                            | 63 |

|                                                                                                                                        |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.5. Diagrama de componentes de un sistema simple de refrigeración por absorción. (Thermodynamics, Yunus Cengel) . . . . .             | 65  |
| 2.6. Diagrama y componentes del ciclo de absorción de simple efecto con recuperador de calor. (Thermodynamics, Yunus Cengel) . . . . . | 66  |
| 2.7. Componentes del ciclo simple de refrigeración por absorción con recuperador de calor. . .                                         | 67  |
| 2.8. Simulación del sistema de absorción de simple efecto amoniaco-nitrato de litio . . . . .                                          | 69  |
| 3.1. Corte transversal del diseño geométrico propuesto. (Cotas: metros) . . . . .                                                      | 72  |
| 3.2. Diseño geométrico tridimensional, propuesto para el condensador de amoniaco . . . . .                                             | 72  |
| 3.3. Principales dimensiones a considerar en el diseño del banco de tubos. . . . .                                                     | 73  |
| 3.4. Detalles del extractor propuesto . . . . .                                                                                        | 74  |
| 3.5. Configuraciones usuales para un banco de tubos. . . . .                                                                           | 76  |
| 3.6. Efecto de turbulencia en banco de tubos en línea (Izq.) y escalonado (Der.) . . . . .                                             | 78  |
| 3.7. Condensación en película dentro de tubos horizontales . . . . .                                                                   | 79  |
| 3.8. Configuración de un banco aletado de tubos en línea (Urgilés Remache) . . . . .                                                   | 81  |
| 3.9. Resistencia máxima $\phi_{max}$ en eje Y, $R_e/R_b$ en eje X; para aletas anulares (Urgilés Remache)                              | 81  |
| 3.10. Factor de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares (Urgilés Remache)                                       | 82  |
| 3.11. Resistencias térmicas en el banco de tubos aletados. . . . .                                                                     | 83  |
| 3.12. Proceso de diseño del condensador . . . . .                                                                                      | 84  |
| 3.13. Proceso de diseño térmico del condensador . . . . .                                                                              | 86  |
| 3.14. Condiciones iniciales del cálculo del condensador . . . . .                                                                      | 87  |
| 3.15. Cálculo de la eficiencia de la aleta . . . . .                                                                                   | 88  |
| 3.16. Coeficiente $h$ del banco de tubos . . . . .                                                                                     | 89  |
| 3.17. Potencia térmica total . . . . .                                                                                                 | 90  |
| 3.18. Determinación de la temperatura de las paredes del tubo . . . . .                                                                | 91  |
| 3.19. Esquema del proceso de absorción por burbujas de vapor . . . . .                                                                 | 93  |
| 3.20. Resistencias térmicas en el proceso de absorción . . . . .                                                                       | 93  |
| 3.21. Configuración actual del absorbedor . . . . .                                                                                    | 95  |
| 3.22. Distancias para distintos arreglos (Urgilés Remache) . . . . .                                                                   | 96  |
| 3.23. Distancias para el arreglo a analizar . . . . .                                                                                  | 96  |
| 3.24. Cálculo de coeficiente $h$ banco de tubos lisos para Absorbedor . . . . .                                                        | 98  |
| 3.25. Coeficiente $h_a$ banco de tubos lisos para Absorbedor . . . . .                                                                 | 98  |
| 3.26. Hoja de cálculo de la eficiencia de las aletas . . . . .                                                                         | 100 |
| 3.27. Coeficiente $h$ del banco de tubos aletados y Temperatura de aire que sale del banco . . . .                                     | 101 |
| 3.28. Representación del flujo en burbujas (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                             | 102 |
| 3.29. Representación del flujo tipo pistón (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                             | 102 |
| 3.30. Representación del flujo estratificado suave (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                     | 103 |
| 3.31. Representación del flujo estratificado ondulante (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                 | 103 |
| 3.32. Representación del flujo intermitente tipo tapón (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                 | 103 |
| 3.33. Representación del flujo anular (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                                  | 103 |
| 3.34. Representación del flujo disperso (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                                | 104 |
| 3.35. Cálculo de parámetros adimensionales para encontrar el régimen de flujo bifásico horizontal                                      | 105 |
| 3.36. Regímenes de flujo bifásico en tubos horizontales (Fuente: PDVSA-FF-05) . . . . .                                                | 105 |
| 3.37. Factor de corrección de la LMTD (Heat transfer, Cengel, 2nd edition) . . . . .                                                   | 106 |
| 3.38. Diferencias de temperatura a considerar (Heat transfer, Cengel, 2nd edition) . . . . .                                           | 106 |
| 3.39. Factores P, R y de corrección . . . . .                                                                                          | 107 |
| 3.40. Resultados del cálculo de la U, LMTD y potencia térmica disipada . . . . .                                                       | 107 |
| 3.41. Comparación de resultados con métodos de Dr. Cerezo e Infante Ferreira . . . . .                                                 | 108 |
| 4.1. Modelo del Absorbedor de tubos horizontales aletados en 3 dimensiones. . . . .                                                    | 112 |
| 4.2. Modelo del Condensador de tubos horizontales aletados en 3 dimensiones. . . . .                                                   | 113 |
| 4.3. Constitución de un intercambiador de placas . . . . .                                                                             | 114 |
| 4.4. Cuadro de conexiones en evaporador . . . . .                                                                                      | 115 |
| 4.5. Cuadro de conexiones en Economizador . . . . .                                                                                    | 116 |
| 4.6. Cuadro de conexiones en generador . . . . .                                                                                       | 117 |
| 4.7. Sembrado de compomnentes en el sistema . . . . .                                                                                  | 118 |



|                                                                                                                           |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.8. Motor y bomba acoplados. . . . .                                                                                     | 119 |
| 4.9. Válvula de aguja para expansión utilizada en el proyecto. . . . .                                                    | 120 |
| 4.10. Válvula de aguja para regulación utilizada en el proyecto. . . . .                                                  | 120 |
| 4.11. Componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar. . . . .                                                | 121 |
| 4.12. Componentes del sistema de instrumentación y control, características y precisión del instrumento . . . . .         | 122 |
| 4.13. Integración de los sensores que componen el sistema de instrumentación y control. . . . .                           | 123 |
| 4.14. Tabla del conjunto de ecuaciones resultantes de la calibración . . . . .                                            | 125 |
| 4.15. Fuente de calor de alta temperatura. . . . .                                                                        | 127 |
| 4.16. Sistema de absorción con conexión a bomba de pistones y sistema de adquisición de datos. . . . .                    | 127 |
| 4.17. Presurizado del sistema usando nitrógeno. . . . .                                                                   | 128 |
| 4.18. Carga de la mezcla $NH_3 - LiNO$ al equipo de absorción. . . . .                                                    | 131 |
| 4.19. Equipo totalmente terminado y acoplado a servicios auxiliares, así como al sistema de adquisición de datos. . . . . | 132 |
| 5.1. Temperaturas generales de operación del sistema operando con $T_G=80^\circ C$ . . . . .                              | 137 |
| 5.2. Temperaturas de flujos internos del sistema operando con $T_G=80^\circ C$ . . . . .                                  | 138 |
| 5.3. Potencia externa de enfriamiento para el primer bloque de pruebas . . . . .                                          | 139 |
| 5.4. Potencia interna de enfriamiento para el primer bloque de pruebas . . . . .                                          | 140 |
| 5.5. Producción de refrigerante para el primer bloque de pruebas . . . . .                                                | 140 |
| 5.6. Potencia externa de generación para el primer bloque de pruebas . . . . .                                            | 141 |
| 5.7. Potencia interna de generación para el primer bloque de pruebas . . . . .                                            | 142 |
| 5.8. Coeficiente externo de operación para el primer bloque de pruebas . . . . .                                          | 142 |
| 5.9. Coeficiente interno de operación para el primer bloque de pruebas . . . . .                                          | 143 |
| 5.10. Temperaturas de refrigeración alcanzadas en el primer bloque de pruebas . . . . .                                   | 143 |
| 5.11. Presiones de operación de evaporador y generador para primer bloque de pruebas $bar_g$ . . . . .                    | 144 |
| 5.12. Potencias externas de enfriamiento para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                      | 145 |
| 5.13. Potencia interna de enfriamiento para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                        | 146 |
| 5.14. Producción de refrigerante para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                              | 146 |
| 5.15. Potencia externa de generación para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                          | 147 |
| 5.16. Potencia interna de generación para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                          | 148 |
| 5.17. Coeficiente externo de operación para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                        | 148 |
| 5.18. Coeficiente interno de operación para el segundo bloque de pruebas . . . . .                                        | 149 |
| 5.19. Temperaturas de refrigeración alcanzadas en el segundo bloque de pruebas . . . . .                                  | 149 |
| 5.20. Presiones de operación de evaporador y generador para el segundo bloque de pruebas $bar_g$ . . . . .                | 150 |
| 5.21. Potencias internas de enfriamiento para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .               | 150 |
| 5.22. Potencias internas de generación para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .                 | 151 |
| 5.23. Coeficiente interno de desempeño $COP_i$ para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .         | 152 |
| 5.24. Temperaturas de refrigeración obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .          | 152 |
| 5.25. Temperaturas de refrigeración obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .          | 153 |
| 5.26. Presiones manométricas de operación obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a $T_G = 90^\circ C$ . . . . .    | 153 |
| 5.27. Potencias externas de enfriamiento para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                   | 154 |
| 5.28. Potencias internas de enfriamiento para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                   | 154 |
| 5.29. Flujo másico de refrigerante para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                         | 155 |
| 5.30. Potencias externas de generación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                     | 155 |
| 5.31. Potencias internas de generación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                     | 156 |
| 5.32. Coeficientes externos de Operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                   | 156 |
| 5.33. Coeficientes internos de Operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                   | 157 |
| 5.34. Temperaturas de refrigeración para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                        | 157 |
| 5.35. Presiones principales de operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .                   | 158 |
| 5.36. Presiones de operación en el evaporador para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua . . . . .              | 158 |
| 6.1. Diagrama a bloques del equipo de adsorción . . . . .                                                                 | 163 |
| 6.2. Plano general de aire acondicionado . . . . .                                                                        | 166 |

|                                                                                                          |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 6.3. Detalles y especificaciones . . . . .                                                               | 167 |
| 6.4. Plano eléctrico . . . . .                                                                           | 168 |
| 6.5. Distribución de cargas eléctricas . . . . .                                                         | 169 |
| 6.6. Detalle de alimentación eléctrica de UGAH . . . . .                                                 | 170 |
| 6.7. Plano hidráulico . . . . .                                                                          | 171 |
| 6.8. Catálogo de conceptos . . . . .                                                                     | 175 |
| 6.9. Catálogo de conceptos . . . . .                                                                     | 176 |
| 6.10. Catálogo de conceptos . . . . .                                                                    | 177 |
| 6.11. Alta de un instrumento . . . . .                                                                   | 181 |
| 6.12. Comandos para instrucción de medición, según el sensor utilizado . . . . .                         | 182 |
| 6.13. Fórmulas, display y conexiones entre ambas . . . . .                                               | 183 |
| 6.14. Generación de un archivo de datos, se nombra y direcciona el archivo . . . . .                     | 184 |
| 6.15. Generación de un archivo de datos, se utilizan comas para separa datos en columnas . . . . .       | 184 |
| 6.16. Generación de un archivo de datos, se utilizan comas para separa datos en columnas . . . . .       | 185 |
| 6.17. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 187 |
| 6.18. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 188 |
| 6.19. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 189 |
| 6.20. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 190 |
| 6.21. Potencias térmicas del sistema de adsorción . . . . .                                              | 190 |
| 6.22. Potencia de enfriamiento del sistema de adsorción . . . . .                                        | 191 |
| 6.23. Coeficiente de operación del sistema de adsorción . . . . .                                        | 192 |
| 6.24. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 193 |
| 6.25. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 193 |
| 6.26. Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                 | 194 |
| 6.27. Coeficiente de desempeño para $TG=65^{\circ}C$ . . . . .                                           | 194 |
| 6.28. Temperaturas de operación para el sistema de adsorción . . . . .                                   | 195 |
| 6.29. Temperaturas de operación para el sistema de adsorción . . . . .                                   | 196 |
| 6.30. Potencias térmicas de operación para el sistema de adsorción . . . . .                             | 196 |
| 6.31. Potencias térmicas de operación para el sistema de adsorción . . . . .                             | 197 |
| 6.32. Coeficiente de desempeño del sistema de adsorción . . . . .                                        | 197 |
| 6.33. Temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                       | 198 |
| 6.34. Temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                       | 198 |
| 6.35. Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                 | 199 |
| 6.36. Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                 | 199 |
| 6.37. Coeficiente de operación del sistema de adsorción . . . . .                                        | 200 |
| 6.38. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 200 |
| 6.39. Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción . . . . .                           | 201 |
| 6.40. Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                 | 202 |
| 6.41. Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción . . . . .                                 | 202 |
| 6.42. Potencia frigorífica del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación . . . . .   | 203 |
| 6.43. Potencia de generación del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación . . . . . | 204 |
| 6.44. COP del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación . . . . .                    | 204 |
| 7.1. Terreno cedido por ITC . . . . .                                                                    | 206 |
| 7.2. Levantamiento arquitectónico en planos 2D . . . . .                                                 | 206 |
| 7.3. Infraestructura de concreto armado . . . . .                                                        | 207 |
| 7.4. Diseño del campo de colectores . . . . .                                                            | 208 |
| 7.5. Detalle de infraestructura del campo de colectores . . . . .                                        | 208 |
| 7.6. Diseño de la instalación eléctrica para la planta . . . . .                                         | 209 |
| 7.7. Cuadro de cargas de la planta . . . . .                                                             | 209 |
| 7.8. Detalles de conexión hidráulica del colector solar . . . . .                                        | 210 |
| 7.9. Detalles constructivos de laboratorio y recinto a enfriar . . . . .                                 | 211 |
| 7.10. Diseño del campo en 3D . . . . .                                                                   | 211 |
| 7.11. Simulación de la trayectoria aparente del sol sobre el campo de colectores . . . . .               | 212 |
| 7.12. Obra concluida en Sinaloa . . . . .                                                                | 212 |
| 7.13. Equipo de absorción alojado en el laboratorio que se construyó . . . . .                           | 212 |

|                                                                                                 |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 7.14. Equipo de absorción (izq) y sistema de adquisición de datos (der) . . . . .               | 213 |
| 7.15. Equipo de absorción instalado en el laboratorio que se diseñó . . . . .                   | 213 |
| 7.16. Panorama general vista sur . . . . .                                                      | 213 |
| 7.17. Panorama general vista sureste . . . . .                                                  | 214 |
| 7.18. Pasillo auxiliar para servicio . . . . .                                                  | 214 |
| 7.19. Se observa la nueva bomba con el By-Pass propuesto para ampliar el rango de pruebas . .   | 214 |
| 7.20. Sistema de absorción con reflujo no manipulable . . . . .                                 | 215 |
| 7.21. Sistema de absorción con reflujo totalmente manipulable . . . . .                         | 216 |
| 7.22. Temperatura de operación de flujos externos del sistema . . . . .                         | 217 |
| 7.23. Temperaturas del ambiente . . . . .                                                       | 217 |
| 7.24. Flujos externos del sistema . . . . .                                                     | 218 |
| 7.25. Potencias térmicas externas . . . . .                                                     | 219 |
| 7.26. Potencias térmicas internas . . . . .                                                     | 219 |
| 7.27. COP externo e interno . . . . .                                                           | 220 |
| 7.28. Temperaturas de operación de flujos externos del sistema . . . . .                        | 221 |
| 7.29. Temperaturas del ambiente . . . . .                                                       | 221 |
| 7.30. Potencias térmicas externas . . . . .                                                     | 222 |
| 7.31. Potencias térmicas internas . . . . .                                                     | 222 |
| 7.32. COP externo e interno . . . . .                                                           | 223 |
| 7.33. Temperaturas de operación de flujos externos del sistema . . . . .                        | 224 |
| 7.34. Temperaturas del ambiente . . . . .                                                       | 224 |
| 7.35. Potencias térmicas externas . . . . .                                                     | 225 |
| 7.36. Potencias térmicas internas . . . . .                                                     | 225 |
| 7.37. COP externo e interno . . . . .                                                           | 226 |
| 7.38. Temperaturas de operación de flujos externos del sistema . . . . .                        | 227 |
| 7.39. Temperaturas del ambiente . . . . .                                                       | 227 |
| 7.40. Potencias térmicas externas . . . . .                                                     | 228 |
| 7.41. Potencias térmicas internas . . . . .                                                     | 228 |
| 7.42. COP externo e interno . . . . .                                                           | 229 |
| 7.43. Comparativa del COP externo para las 4 pruebas . . . . .                                  | 229 |
| 7.44. Comparativa del COP interno para las 4 pruebas . . . . .                                  | 230 |
| 7.45. Comparativa de la potencia externa de enfriamiento para las 4 pruebas . . . . .           | 231 |
| 7.46. Comparativa de la potencia interna de enfriamiento para las 4 pruebas . . . . .           | 231 |
| 7.47. Comparativa de la potencia externa de generación para las 4 pruebas . . . . .             | 232 |
| 7.48. Comparativa de la potencia interna de generación para las 4 pruebas . . . . .             | 232 |
| 7.49. Comparativa del flujo de refrigerante producido para las 4 pruebas . . . . .              | 233 |
| 7.50. Comparativa de la temperatura del refrigerante al evaporador para las 4 pruebas . . . . . | 234 |
| 7.51. Comparativa de la presión en el absorbedor para las 4 pruebas . . . . .                   | 234 |
| 7.52. Comparativa de la solución diluida ingresando al absorbedor para las 4 pruebas . . . . .  | 235 |
| 7.53. Comparativa de la temperatura de condensación para las 4 pruebas . . . . .                | 235 |
| 7.54. Comparativa de la concentración a solución diluida para las 4 pruebas . . . . .           | 236 |
| 7.55. Comparativa de la concentración a solución concentrada para las 4 pruebas . . . . .       | 236 |
| 7.56. Temperaturas de operación de flujos externos del sistema . . . . .                        | 237 |
| 7.57. Temperaturas del ambiente . . . . .                                                       | 238 |
| 7.58. Potencias térmicas externas . . . . .                                                     | 238 |
| 7.59. Potencias térmicas internas . . . . .                                                     | 239 |
| 7.60. COP externo e interno . . . . .                                                           | 239 |
| 7.61. Presiones de operación del sistema de absorción . . . . .                                 | 240 |
| 7.62. Temperatura de la solución y temperatura de enfriamiento al absorbedor . . . . .          | 240 |
| 7.63. Temperatura de la solución al economizador y temperatura de enfriamiento al absorbedor    | 241 |
| 7.64. Flujo másico de refrigerante . . . . .                                                    | 242 |
| 7.65. Flujos másicos de la mezcla de trabajo . . . . .                                          | 242 |
| 7.66. Concentraciones de operación del equipo de absorción para la prueba 5 . . . . .           | 243 |
| B.1. Pérdidas por fricción en ductos de lámina de acero galvanizada. (Ashrae) . . . . .         | 256 |
| B.2. Relación de aspecto. (Ashrae) . . . . .                                                    | 257 |

|                                                                                                                     |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| B.3. Dimensionamiento de ductos para aire acondicionado . . . . .                                                   | 257 |
| B.4. Cálculo de la caída de presión en la red de ductos . . . . .                                                   | 258 |
| B.5. Dimensionamiento de ductos flexibles . . . . .                                                                 | 259 |
| B.6. Dimensionamiento de tuberías para agua. (Ashrae) . . . . .                                                     | 259 |
| B.7. Pérdida de carga por accesorios. (Ashrae) . . . . .                                                            | 260 |
| B.8. Carga de la bomba para la torre de enfriamiento . . . . .                                                      | 261 |
| B.9. Carga de la bomba para Unidad Manejadora de Aire . . . . .                                                     | 262 |
| B.10. Carga de la bomba para agua de alta temperatura . . . . .                                                     | 262 |
| B.11. Factor potencia (Coseno de $\phi$ ) . . . . .                                                                 | 263 |
| B.12. Ecuaciones para cálculo de corriente nominal en circuitos $3\phi$ , $1\phi$ y de corriente continua . . . . . | 263 |
| B.13. Corrección por temperatura (Fuente: NOM-001-SEDE 2012) . . . . .                                              | 264 |
| B.14. Corrección por temperatura ambiente mayor a 30°C (Fuente: NOM-001-SEDE 2012) . . . . .                        | 264 |
| B.15. Corrección por agrupamiento de conductores en canalización (Fuente: NOM-001-SEDE 2012) . . . . .              | 265 |
| B.16. Ampacidad de conductores (Fuente: NOM-001-SEDE 2012) . . . . .                                                | 266 |
| B.17. Caída de tensión por resistencia del conductor $\Omega/kM$ (Fuente: NOM-001-SEDE 2012) . . . . .              | 267 |
| B.18. Dimensionamiento de conductores para sistema hidroneumático . . . . .                                         | 268 |
| B.19. Dimensionamiento de conductores para UMA . . . . .                                                            | 268 |
| B.20. Dimensionamiento de conductores para UGAH . . . . .                                                           | 269 |
| B.21. Dimensionamiento de conductores para Torre de enfriamiento . . . . .                                          | 269 |
| B.22. Dimensionamiento de conductores para equipo de bombeo de colectores solares . . . . .                         | 270 |
| B.23. Dimensionamiento de conductores para alimentación de nuevo centro de carga para el sistema completo . . . . . | 270 |
| C.1. Plan de trabajo . . . . .                                                                                      | 271 |
| C.2. Obra gris (Futuro cuarto de máquinas) . . . . .                                                                | 272 |
| C.3. Obra gris (Futuro cuarto de máquinas) . . . . .                                                                | 273 |
| C.4. Obra gris (Futuro cuarto de máquinas) . . . . .                                                                | 273 |
| C.5. Chiller, rack de bombeo y UMA . . . . .                                                                        | 274 |
| C.6. Conexión mecánica del chiller . . . . .                                                                        | 274 |
| C.7. Banco de colectores solares . . . . .                                                                          | 275 |
| C.8. Cuarto de máquinas . . . . .                                                                                   | 275 |
| C.9. Circuitos hidráulicos externos del Sistema Sortech con instrumentación . . . . .                               | 276 |
| C.10. Canalización de aire y conexión de UMA a la red de ductos . . . . .                                           | 277 |
| C.11. Canalización de aire y conexión de UMA a la red de ductos . . . . .                                           | 278 |
| C.12. Instalación de piranómetro) . . . . .                                                                         | 278 |
| C.13. Canaletas anti salpicadura bajo el serpentín rociado por aspersores . . . . .                                 | 279 |
| C.14. Reparación de fallas electromecánicas . . . . .                                                               | 279 |
| C.15. Sistema de adquisición de datos . . . . .                                                                     | 279 |

# Resumen

---

La creciente demanda de recursos y la carestía de los energéticos han hecho patente la necesidad de investigar fuentes alternativas de energía, en respuesta a esta necesidad, se han desarrollado diversos sistemas de aprovechamiento de energía solar, eólica o geotérmica sólo por mencionar algunos.

La tesis desarrollada muestra el diseño, cálculo, construcción y evaluación experimental de un sistema de absorción enfriado por aire. El enfriamiento por aire se refiere a que el fluido que hará posible la condensación del refrigerante así como el enfriamiento del absorbedor, es aire. Se muestra la evaluación experimental del sistema y se pretende que su accionamiento sea por colectores solares tanto de placa plana como de tubos evacuados, sin embargo el equipo puede operar con cualquier fuente de calor. La capacidad nominal de la máquina es de 9 kW de potencia frigorífica, con un condensador y absorbedor del tipo tubos aletados, así como evaporador, generador y economizador de construcción a base de placas.

El primer capítulo; Introducción, presenta el panorama energético mundial y nacional mexicano, en el contexto de producción y demanda de energía primaria y secundaria, así como el uso de energía eléctrica en el país y los tipos de plantas de potencia utilizados en México.

El segundo capítulo aborda el marco teórico, los fundamentos de la termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión así como el ciclo de refrigeración por absorción, pasando por el modelo matemático.

El tercer capítulo aborda el procedimiento de diseño y cálculo del condensador y absorbedor, mediante el cual se llevó a cabo a simulación para el dimensionamiento de dichos componentes.

El cuarto capítulo se refiere a la descripción del sistema a evaluar, sus componentes principales y secundarios, sus sistemas auxiliares y las fuentes de energía requeridas para operar dicho sistema. También se hace referencia a los materiales e insumos utilizados para la construcción del equipo, su configuración geométrica. Se menciona su sistema de instrumentación y control y el mecanismo para registro de mediciones.

El quinto capítulo describe la metodología y los resultados obtenidos durante la evaluación experimental, dichos resultados se muestran en gráficas del comportamiento del equipo que hacen evidente la tendencia de ciertos parámetros importantes en el desempeño de la máquina.

El capítulo sexto, presenta el diseño y puesta en marcha de una planta demostrativa de refrigeración solar por adsorción en Jiutepec, Morelos, México.

El séptimo capítulo presenta la instalación y puesta en marcha de una planta piloto con un equipo de absorción desarrollado en el IER-UNAM y ubicado en una zona costera de México.

Finalmente en el capítulo 8 se presentan las conclusiones y recomendaciones.



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



# Abstract

---

The increasing demand of resources and the scarcity of energy have made clear the need to investigate alternative sources of energy, in response to this need, various systems of solar energy use have been developed, eólica or geotérmica just to mention a few.

The developed thesis shows the design, calculation, construction and experimental evaluation of an air cooled absorption system. Air cooling refers to the air that will make possible the condensation of the refrigerant as well as the cooling of the absorber. The experimental evaluation of the system is shown and it is intended that its operation be by solar collectors of both flat plate and evacuated tubes, however the equipment can operate with any source of heat. The nominal capacity of the machine is 9 kW of cooling capacity, with a condenser and absorber of the finned tubes type, as well as evaporator, generator and economizer of construction based on plates.

The first chapter; Introduction, presents the global and national Mexican energy panorama, in the context of production and demand of primary and secondary energy, as well as the use of electric power in the country and the types of power plants used in Mexico.

The second chapter deals with the theoretical framework, the fundamentals of the thermodynamics of the compression refrigeration cycle as well as the absorption refrigeration cycle, going through the mathematical model.

The third chapter deals with the design and calculation procedure of the condenser and absorber, by which it was carried out to simulation for the sizing of said components.

The fourth chapter refers to the description of the system to be evaluated, its main and secondary components, its auxiliary systems and the energy sources required to operate said system. Reference is also made to the materials and supplies used for the construction of the equipment, its geometric configuration. It mentions its instrumentation and control system and the mechanism for data acquisition.

The fifth chapter describes the methodology and the results obtained during the experimental evaluation, these results are shown in graphs of the behavior of the equipment that make evident the tendency of certain important parameters in the performance of the machine.

The sixth chapter presents the design and start-up of a demonstration solar cooling plant by adsorption in Jiutepec, Morelos, Mexico.

The seventh chapter presents the installation and start-up of a pilot plant with an absorption equipment developed in the IER-UNAM and located in a coastal area of Mexico.

Finally in chapter 8 the conclusions and recommendations are presented.





# Dedicatoria

---

A mi esposa Mirsha Ramírez, al pequeño Pedro Nicolás y a la personita que viene en camino.



# Agradecimientos

---

A la Universidad Nacional Autónoma de México y a su Instituto de Energías Renovables, por darle la oportunidad a tantos jóvenes de realizar investigación en el país, por permitirme formar parte de su gran trayectoria.

Al proyecto SENER-CONACyT No.117914, *Desarrollo de sistemas de aire acondicionado solar para zonas costeras*, que al otorgar recursos financieros para la ciencia en el país, me permitió participar de la experiencia de la investigación científica y desarrollar una parte de la presente tesis.

Al proyecto 09 de CEMIE-Sol por asignar el recurso para la construcción de la máquina desarrollada en la presente tesis.

A CONACYT por darle la oportunidad de estudiar un posgrado a tantos jóvenes mexicanos, otorgando becas que hacen posible el crecimiento profesional y científico del país.

A mi esposa que fue el pilar y la puerta que hizo posible llegar hasta aquí, por todo el apoyo recibido, su espera y su paciencia que tienen un valor inasequible. A mi hijo que venció la espera y mi ausencia.

A los investigadores: Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco, Dr. Roberto Best y Brown, Dr. Octavio García Valladares, Dr. Jesús Cerezo Román y Dr. Rosenberg Romero por su importante colaboración en este proyecto de tesis doctoral.

Al los investigadores: Dr. Victor Hugo Gómez y Dr. Jorge Hernández que estuvieron mano a mano colaborando en aspectos técnicos a lo largo del desarrollo del proyecto.

A la Lic. María de Jesús Pérez Orozco, por su asesoría y consultoría. A Norma Elia Becerril y Lourdes Araujo, por su apoyo en el proceso de titulación.

Al los colegas: José Camilo Jiménez, Javier Alejandro Henrnández, Luis Alberto Dominguez, Isaías Moreno Cruz, Aldo Guadarrama, Alejandro Ayala, Tomás Sánchez, Ernesto Suárez, Francisco Hernández, Anacaren Márquez, Iris Santos, Marseyi Gutiérrez, Yeudiel García de Alva, David Roberto Domínguez, por su valiosa amistad.

Al Ing. Jaime Villalobos y a todo su equipo en el taller del Instituto de Energías Renovables.

A mis padres y mis hermanas que siempre me dieron ánimo en este camino.

Al Ingeniero Alberto Aldana Fariñas, por permanecer en su amistad, confianza y apoyo, así mismo a su esposa, Sra. Patricia Ríos.

A Chuyito porque no se separa de mí ni un solo instante.



# Nomenclatura

---

$h_f$ : Coeficiente de convección para un banco de tubos aletados,  $\left(\frac{W}{mK}\right)$

$h$ : Coeficiente de convección para un banco de tubos,  $\left(\frac{W}{mK}\right)$

$A_t$ : Área total externa de transferencia de calor,  $(m^2)$

$A_0$ : Área externa de transferencia de calor de tubo liso,  $(m^2)$

$A_f$ : Área de transferencia de las aletas,  $(m^2)$

$D_f$ : Diámetro de las aletas,  $(m)$

$D_r$ : Diámetro de la raíz de las aletas,  $(m)$

$N$ : Número de aletas por unidad de longitud

$\eta_f$ : Eficiencia ponderada de la aleta

$g$ : Aceleración gravitacional

$\rho_l, \rho_v$ : Densidades de líquido y vapor respectivamente,  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\mu_l$ : Viscosidad del líquido,  $\left(\frac{kg}{m\ s}\right)$

$\mu_l$ : Viscosidad del líquido,  $\left(\frac{kg}{m\ s}\right)$

$K, \lambda$ : Conductividad térmica,  $\left(\frac{W}{m\ ^\circ C}\right)$

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación,  $(^\circ C)$

$T_i$ : Temperatura de pared interior,  $\left(\frac{W}{m\ ^\circ C}\right)$

$h_{*fg}$ : Calor latente de evaporación corregido,  $\left(\frac{J}{m\ kg}\right)$

$h_{fg}$ : Calor latente de evaporación,  $\left(\frac{J}{m\ kg}\right)$

$D_i$ : Diámetro interno del tubo,  $(m)$

$C_{pl}$ : Calor específico del líquido,  $\left(\frac{J}{kg\ ^\circ C}\right)$

$h_{*fg}$ : Calor latente de evaporación corregido,  $\left(\frac{J}{m \text{ kg}}\right)$

$q_f$ : Calor transferido por la aleta, (*Watts*)

$q_{max}$ : Calor máximo que podría transferir la aleta, (*Watts*)

$T_\infty, T_{inf}$ : Temperatura del medio circundante, ( $^{\circ}C$ )

$T_r$ : Temperatura de la raíz de la aleta, ( $^{\circ}C$ )

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor,  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}\right)$

$R_{f,o}$ : Factor de incrustación en superficie externa del tubo,  $\left(\frac{m^2 \text{ }^{\circ}C}{W}\right)$

$R_{f,i}$ : Factor de incrustación en superficie interna del tubo,  $\left(\frac{m^2 \text{ }^{\circ}C}{W}\right)$

$R_w$ : Resistencia térmica de la pared del tubo,  $\left(\frac{m^2 \text{ }^{\circ}C}{W}\right)$

$h_o, h_i$ : Coeficientes convectivos externo e interno respectivamente,  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}\right)$

$V_{inf}, V_\infty$ : Velocidad del aire a la entrada del banco de tubos aletados,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$V_{max}$ : Velocidad del aire a la entrada del banco de tubos aletados,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$R$ : Coeficiente de resistencia de Rich

$Y_b$ : Espesor de la aleta, ( $m$ )

$L$ : Longitud de la aleta, ( $m$ )

$r_b$ : Radio de la base (raíz) de la aleta, ( $m$ )

$r_e$ : Radio exterior de la aleta, ( $m$ )

$\dot{m}$ : Flujo másico,  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$Re_G, Re_L$ : Número de Reynolds para gas y para líquido respectivamente

$\delta$ : Espesor de la película, ( $m$ )

$Z$ : Distancia axial entre burbujas, ( $m$ )

$G_n, \lambda_n^2$ : Funciones de Shah y London [34]

$\sigma$ : Tensión superficial,  $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

$T_p$ : Temperatura promedio, ( $^{\circ}C$ )

$T_f$ : Temperatura de película, ( $^{\circ}C$ )

$L_E$ : Longitud de la zona agitada, ( $m$ )

---

## Capítulo 1

# Introducción

---

El presente capítulo, pretende exponer la motivación para el desarrollo del proyecto que se describe a continuación. Abordará el tema del panorama energético mundial y nacional, una revisión bibliográfica para conocer el estado del arte de la refrigeración en general y específicamente de los sistemas de absorción.

Se describirá una serie de equipos de absorción existentes a nivel comercial en el mundo, la revisión bibliográfica, así como la justificación y los objetivos del proyecto.





Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## 1.1. Motivación

La creciente demanda de bienes y servicios a nivel global, el crecimiento demográfico y la búsqueda del uso apropiado de los recursos, hacen patente la necesidad de modificar y controlar diversas condiciones ambientales que permitan satisfacer las necesidades humanas en torno a la alimentación, la salud, el confort y la investigación científica.

La motivación principal en la realización de este proyecto esta marcada por dos áreas específicas:

- 1.- Conservación sustentable de los alimentos.
- 2.- Mitigación del cambio climático.

El primer aspecto se refiere al almacenamiento de productos de la agricultura, rubro que en México es más que importante. De hecho, la participación de este rubro en el país en 2017, fue del orden de 3.5 % del PIB a precios corrientes, cifras de Inegi (Indicadores Económicos de Coyuntura), sin embargo la influencia de la agricultura en el desarrollo económico, social y ambiental, hacen que este porcentaje refleje pobremente su verdadero impacto.

Los argumentos para validar la premisa anterior son los siguientes:

a) Prácticamente toda la producción de alimentos se origina en este sector y eso incluye la pesca. La oferta sectorial interna y externa determina en parte importante la seguridad alimentaria [1], el costo de vida y el ingreso real del conjunto de la población, por supuesto comenzando por los mas pobres, que destinan el 51.8 % del gasto corriente monetario a alimentos, mientras que en el decil más rico, la proporción es de sólo el 22.7 %.

b) La agricultura es una actividad fundamental en el medio rural, en el cual viven 24 millones de mexicanos, es decir casi la cuarta parte de la población nacional. La conservación de los alimentos por parte de los productores se realiza mediante sistemas de refrigeración por compresión, cuya energía se obtiene de las plantas de potencia del país, las cuales en su mayoría siguen utilizando combustibles fósiles.

El hecho de que los productores puedan acceder a la conservación de sus alimentos mediante sistemas de enfriamiento sustentables y económicos, permite potencializar el desarrollo económico y social en estos sectores.

Por otro lado, el aspecto medioambiental relacionado con el cambio climático, tiene gran relevancia a niveles de escala global. En efecto, los países que lograron un mayor desarrollo económico, casualmente son los que permiten a su población un mayor acceso a la energía. Curiosamente son los países más contaminantes.

El uso de energía a partir de combustibles fósiles, contribuye en gran medida a la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) [2], los cuales tienen una participación importante en el calentamiento global del planeta.

Para tener un claro panorama de este aspecto, conviene mencionar que en el periodo de 1990-1999 poco mas del 80 % de las emisiones mundiales de  $CO_2$ , fueron generadas por: Estados Unidos con un 30.3 %, Europa con un 27.7 %, la entonces Unión Soviética 13.7 % y la región que comprende a los países de Asia en desarrollo China e India 12.2 %. América del sur y Centroamérica (Se incluye a México), solamente contribuyeron con un 3.8 % del total mundial.

El impacto más notorio de las emisiones de  $CO_2$  al ambiente, es el aumento de la temperatura tanto en la litósfera como en la hidrósfera [3]. De acuerdo con el IPCC (Panel Intergubernamental de Cambio Climático), once de los últimos doce años, han sido los más calurosos desde 1850 y el incremento de temperatura del planeta en el periodo de 1906-2005 fue de 0.75 °C.

La NASA informó que los cinco años más calurosos desde 1890, en magnitud descendente, han sido

2005, 1998, 2002, 2003 y 2004.

Manteniendo este ritmo de emisiones, se estima que para el 2090, la temperatura y el nivel del mar, podrían aumentar hasta 4°C y 59 centímetros respectivamente.

Básicamente una manera de mitigar esta tendencia, es hacer un uso cada vez menor de la energía a partir de combustibles fósiles y la refrigeración solar responde significativamente a esta necesidad.

## 1.2. Situación energética mundial 2016-2017

Una revisión a los niveles de producción, consumo, y reservas probadas de los recursos energéticos en el mundo, puede mostrar claramente que el uso de fuentes alternativas, no solo tendrá un impacto a favor del medio ambiente, sino un impacto sobre la disponibilidad de energía de los países que tomen la iniciativa en este tema.

Del año 2016 se vió un incremento en el consumo mundial de energía primaria del 1 %, seguido por 0.9 % en 2015 y 1 % en 2014, por debajo del promedio de 10 años, correspondiente a 1.8 % por año. [4]. El consumo de energía en China, creció 1.3 % en 2016, sigue siendo el mercado energético más grande del mundo por 16 años consecutivos. Las emisiones de  $CO_2$  debidas al consumo de energía se incrementaron en 0.1 %. Durante 2014-2016, el promedio de crecimiento de emisiones de  $CO_2$  ha sido el más bajo sobre cualquier periodo de 3 años desde 1982-1983.

El petróleo Brent promedió \$43.73 USD por barril en 2016, por debajo de los \$52.39 USD en 2015, lo que lo pone en el precio nominal más bajo desde 2004. El petróleo sigue siendo el combustible líder en el mundo, contribuyendo al 33 % del consumo global de energía, creció en mercado por segundo año consecutivo, después de 15 años de disminuciones de participación en el mercado en el periodo 1999-2014.

El consumo mundial de petróleo creció en promedio 1.6 millones de barriles por día (Mb/d) o 1.6 %, por encima del promedio de la década, que fue de 1.2 %. China con 400 Mb/d e India con 330 Mb/d representan los países con el mayor incremento en consumo de petróleo en 2016. En contraste, la producción mundial de petróleo creció sólo 0.4 Mb/d, el crecimiento más bajo desde 2013. La producción petrolera en el Medio Este creció por 1.7 Mb/d, impulsado por el crecimiento en Irán (700,000 b/d), Iraq (400,000 b/d) y Arabia Saudita (400,000 b/d).

El consumo de gas natural creció en 1.5 %, más bajo que el promedio de la década: 2.3 %, su producción creció sólo 0.3 %.

El consumo mundial de carbón bajó 53 Mtep que equivale a una disminución de 1.7 %. Las caídas más importantes en el consumo de carbón se encuentran en E.U. (-33 Mtep, 8.8 %), China (-26 Mtep, 1.6 %). El Consumo de carbón en el Reino Unido bajó más de la mitad (un descenso del 52,5 %, o 12 Mtep, su nivel más bajo históricamente. La participación del carbón en el consumo mundial de energía fue de 28.1 %, la contribución más baja desde 2004.

Sin considerar las plantas hidroeléctricas, las energías renovables crecieron 14.1 % en 2016, por debajo del promedio de la década pero el más alto incremento registrado. El viento rerepresentó más de la mitad del crecimiento de las renovables mientras que la energía solar casi el 30 % a pesar de que contribuye sólo con 18 % al total. Asia Pacífico superó a Europa y Eurasia como la mayor región productora de energía renovable. China superó a los E.U. para ser el mayor productor de energías renovables.

La producción mundial de energía nuclear creció un 1.3 % en 2016, China contribuyó al total de dicho crecimiento, expandiéndose un 24.5 %. El incremento de China, fue el más grande de cualquier país en el mundo desde 2004.

La generación hidroeléctrica creció 2.8 % en 2016, equivalente a 27.1 Mtep, de las cuales China contribuyó con 10.9 Mtep y E.U. con 3.5 Mtep, son los dos países con la mayor contribución a este rubro.

### 1.2.1. Reservas probadas de petróleo



Figura 1.1: Participación del petróleo en el mundo.

La figura 1.1 muestra la alta actividad petrolera desarrollada en las plataformas alrededor del mundo.

Las reservas de petróleo, probadas para finales del 2016 a nivel mundial, crecieron 0.9 % a 1707 miles de millones de barriles, que sería suficiente para cumplir con 50.6 años de producción global en los niveles de 2016. El aumento provino principalmente de Irak (10 mil millones de barriles) y Rusia (7 mil millones de barriles), con pequeñas disminuciones (<1 mil millones de barriles) repartidas entre varios países y regiones. Los países de la OPEP actualmente poseen el 71.5 % de las reservas mundiales probadas, de los cuales en Norteamérica se tiene el 13.3 %, distribuidos en: Estados Unidos que contribuye con el 2.8 %, Canadá con un 10.0 % y México con un 0.5 %. Se muestran en la figura 1.2.

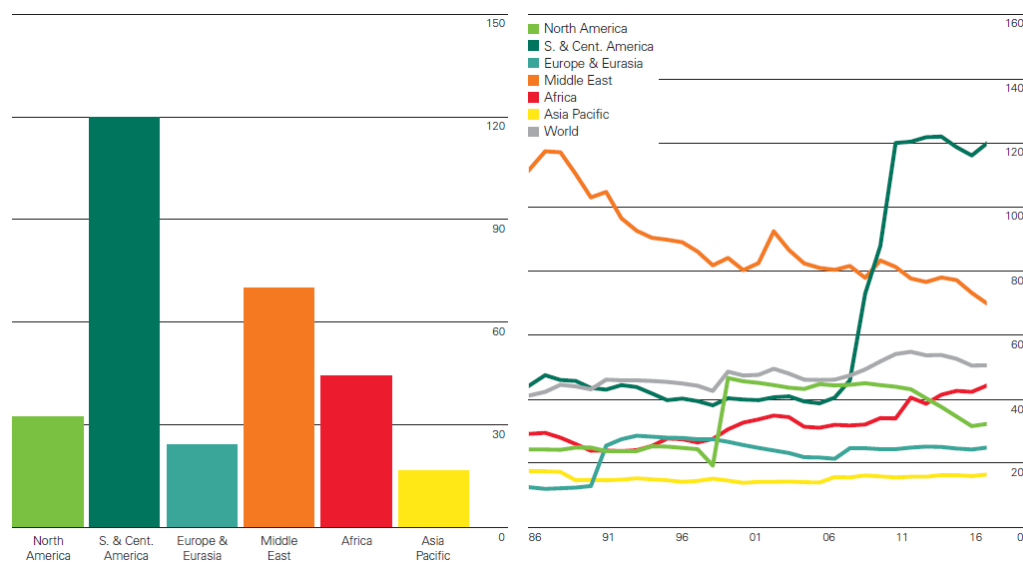


Figura 1.2: Reservas probadas de petróleo por región (Izq) e histórico 1986-2016 (Der) presentadas en miles de millones de barriles

### 1.2.2. Consumo de petróleo

El consumo mundial de petróleo para finales del 2016, se registró de 96,558 miles de bpd, con una participación total de Norteamérica del 24.7%, con Estados Unidos como primer consumidor de Norteamérica que participa con el 20.3%, Canadá con 2.4% y México con el 1.9%. Los datos también son obtenidos de BP Statistics. [4]

El principal consumidor sigue siendo desde 2006 Asia-Pacífico participando con un 34.8% del consumo mundial, contrastado con África que sólo contribuye en un 4.1% al consumo mundial de petróleo.

### 1.2.3. Reservas probadas de gas natural

Las reservas probadas de este recurso a nivel mundial, se estimaron para finales del 2016 en 186.6 trillones de metros cúbicos, de los cuales el Medio Este posee cerca de la mitad, con el 42.5% de las reservas probadas mundiales.

Norteamérica participa con el 6% de las reservas probadas, porcentaje que se distribuye con un 4.7% para Estados Unidos, 1.2% para Canadá y el 0.1% para México, que equivale a 5.2 años.

Del Medio Este; Irán, Kuwait, Qatar y Yemen, tienen reservas probadas de gas natural para más de 100 años.

Las mayores reservas probadas, las posee el Medio Este con el 42.5% de las reservas en el mundo, seguido por Europa y Euroasia con un 30.4%. Ver figura 1.3

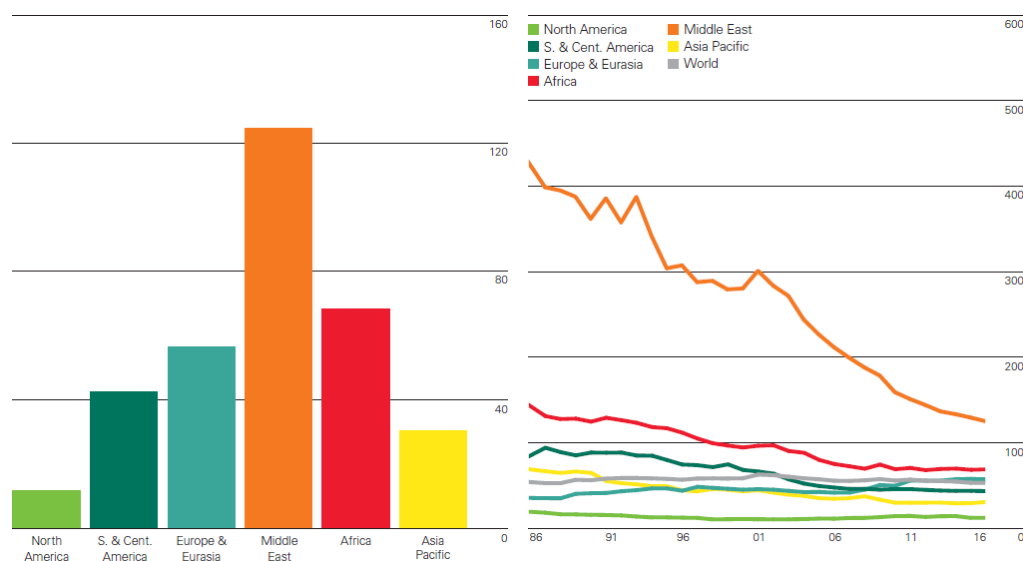


Figura 1.3: Reservas probadas de Gas Natural por región (Izq) e histórico 1986-2016 (Der) en años

### 1.2.4. Consumo de gas natural

En la figura 1.4 se observa que al 2016, 3542.9 miles de millones de metros cúbicos de gas natural se consumen en el mundo. El principal consumidor es Europa y Euroasia que contribuyen con un 29.1 %, seguido por Norteamérica que contribuye con el 27.3 %, distribuido en Estados Unidos con un 22 %, Canadá con un 2.8 % y México con el 2.5 %.

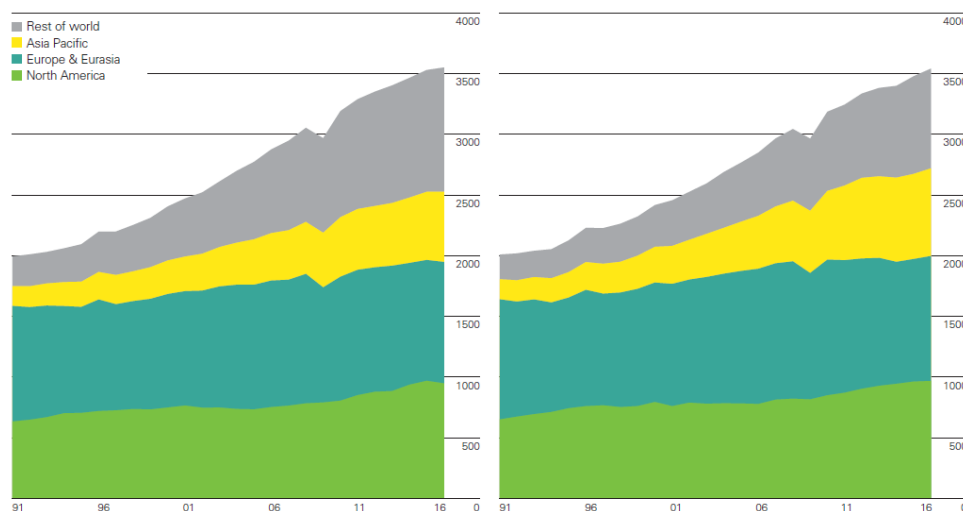


Figura 1.4: Comportamiento Producción (Izq.) y Consumo (Der.) de Gas Natural (miles de millones de metros cúbicos) 1991-2016

### 1.2.5. Reservas probadas de carbón

Existían en el mundo para finales del 2012, reservas probadas de carbón que ascienden a 1,139,331 millones de toneladas (Mt). 46.5 % de las cuales, se localizan en Asiapacífico, un 28.3 % en Europa y Euroasia y el 22.8 % en Norteamérica. Del 22.8 % que se encuentra en Norteamérica, EU posee el 22.1 %, Canadá el 0.6 % y para México el 0.1 % que equivale basado en el índice de R/P (Reserves to Production) a 151 años. Existen autores que están de acuerdo en un índice R/P, por supuesto por algunos otros, es severamente criticado como un índice que no representa datos significativos del tiempo estimado de disponibilidad de los recursos.

### 1.2.6. Consumo de carbón

El consumo anual mundial de carbón se registró de 3732.0 Mtep a finales del 2016. El principal consumidor de carbón en el mundo, es la región Asia-Pacífico, que participa con el 73.8 % del consumo total mundial. Tan sólo China, consumió en 2016 el 50.6 % del carbón producido en el mundo. El segundo consumidor de carbón es la zona Europa y Euroasia, contribuyendo con el 12.1 %. Norteamérica es el tercer consumidor de carbón del mundo, ocupando el 10.4 % del consumo mundial, distribuidos en 9.6 % para EU, 0.5 % para Canadá y 0.3 % para México. Ver figura 1.5.

### 1.2.7. Consumo de Energía Nuclear e Hidroeléctrica

Los informes estadísticos de *British Petroleum*, agrupa a estos dos rubros. La figura 1.6 muestra que en el mundo, se consumieron 592.1 Mtep de energía proveniente de plantas nucleares para finales del 2016. El principal consumidor de energía nuclear, es la región Europa y Euroasia, que contribuye con un 43.6 % del total. Es decir casi el 50 % de la energía nuclear consumida en el mundo, se debe a Europa y Euroasia. El segundo consumidor mundial de energía nuclear es Norteamérica que registró un consumo del 36.7 % del total, cantidad en la que participan EU con un 32.4 %, Canadá con el 3.9 % y México con el 0.4 %. De la figura 1.6 se observa también que 910.3 mtep se consumieron en 2016 como energía proveniente de centrales hidroeléctricas. Como primer consumidor de energía hidroeléctrica, se encuentra

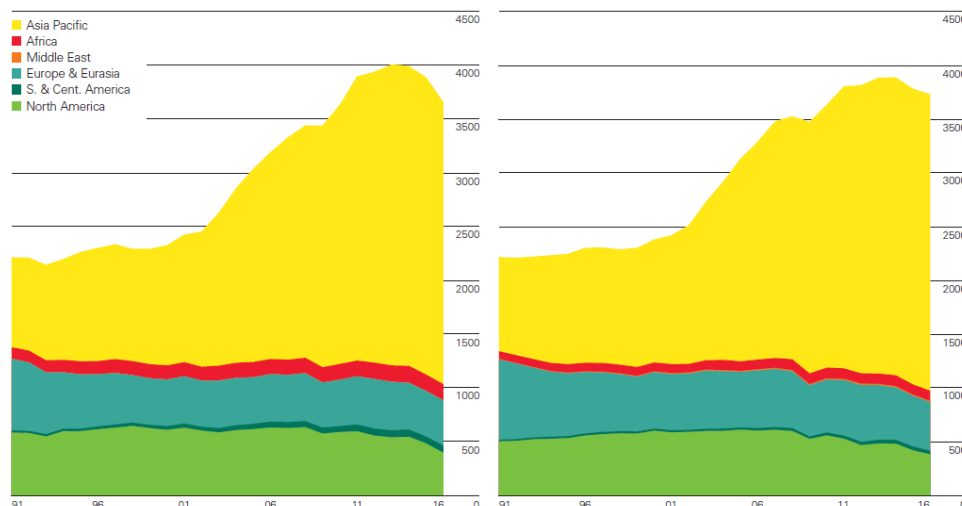


Figura 1.5: Comportamiento Producción (Izq.) y Consumo (Der.) de carbón en el mundo (Mtep) 1991-2016

la zona Asia-Pacífico que toma el 40.4 % del consumo mundial. En segundo lugar de consumo, se tiene a Europa y Euroasia que participa con un 22.2 % del consumo global. El tercer y cuarto consumidor de energía proveniente de centrales hidroeléctricas, es Sur-Centroamérica y Norteamérica, que consumen el 17.1 y 16.9 % del total, respectivamente.

Del 16.9 % que consume Norteamérica, Canadá toma el 9.7 %, EU 6.5 % y México 0.7 %. Ver figura 1.6.

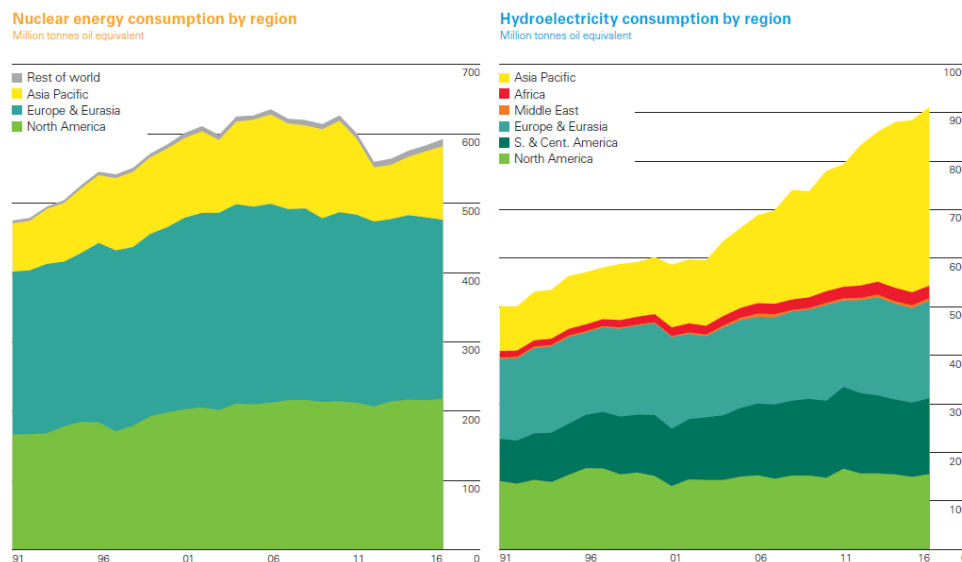


Figura 1.6: Consumo mundial de energía nuclear e hidroeléctrica 1991-2016 (Mtep)

### 1.2.8. Consumo de energía de otras Fuentes Renovables

En la figura 1.7 se muestra el panorama energético resultante de otras fuentes renovables, se contempla y engloba: Energía del viento, geotérmica, solar, biomasa y residuos. El consumo mundial de energía proveniente de Fuentes Renovables fue de 419.6 Mtep en 2016. El consumidor número 1 de energía reno-



vable es Asia-Pacífico, que representa el 34.4 % del consumo mundial. Europa y Euroasia contribuye al consumo con un 34.3 % y el tercer consumidor es Norteamérica que participa en un 23.1 %.

Del 24 % de energía renovable que consume Norteamérica, el 20 % le corresponde a los EU, 2.1 % a Canadá y 1 % México.

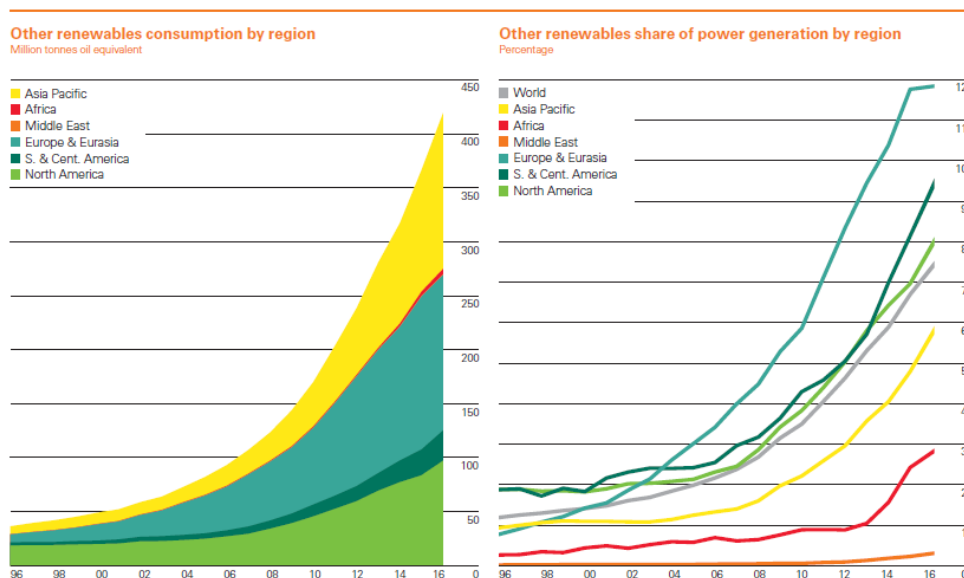


Figura 1.7: Consumo mundial de energías renovables (Izq) producción mundial (Der) 1996-2016 (Mtep)

### 1.2.9. Producción de biocombustibles

Es posible observar en la figura 1.8, que se produjeron en el mundo 82,306 miles de toneladas equivalentes de petróleo (mtep) como biocombustibles en 2016. Norteamérica fue el primer productor contribuyendo con un 45 % del total, lo que indica que casi el 50 % de los biocombustibles producidos en el mundo, provienen de EU (43.5 %) y Canadá (1.4 %). Centro y Sudamérica, contribuyen con un 27.2 %, lo que los convierte en el segundo productor de biocombustibles, seguidos por Europa y Euroasia que registraron el 16.7 % de la producción mundial.

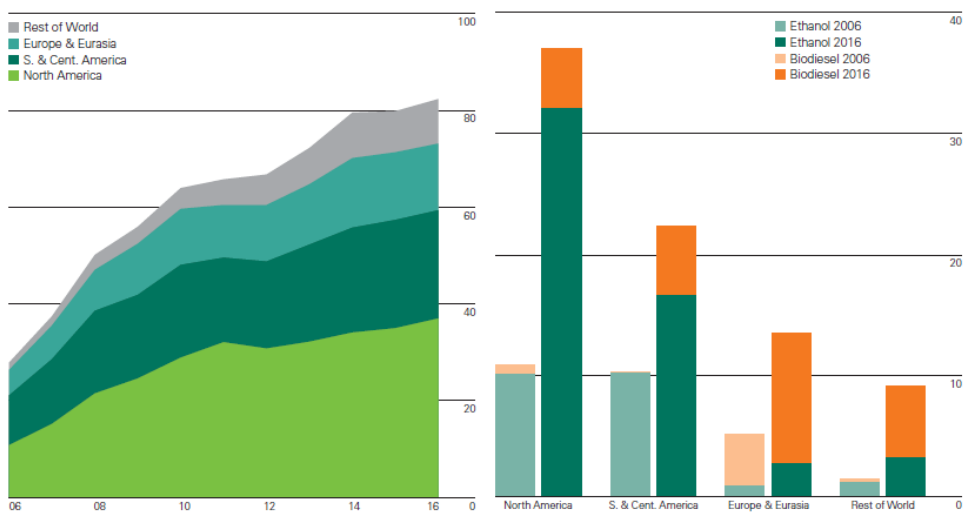


Figura 1.8: Producción por región 1996-2016 (Izq.) y por tipo de combustible (Der.) en Mtep

### 1.2.10. Consumo mundial de Energía primaria

A finales del 2016 fue de 13,276.3 Mtep, lo que representa un incremento del 1 % respecto al 2015. El principal consumidor de energía primaria es Asia-Pacífico que toma el 42 % del consumo global, seguido por Europa y Euroasia que contribuyen al consumo mundial con el 21.6 % del total. En tercer lugar se ubica Norteamérica, que representa al 21 % del consumo mundial, repartidos en EU (17.1 %), Canadá (2.5 %) y México (1.4 %).

En el mundo se consume energía proveniente básicamente de 6 fuentes primarias que equivalen, al 2012, a 12,476.6 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep), repartidos de la siguiente manera: Petróleo (33.27 %), Carbón (28.11 %), Gas Natural (24.13 %), Centrales Hidroeléctricas (6.86 %), Nuclear (4.47 %) y Fuentes Renovables (3.16 %). Para ilustrar lo anterior, se muestran figuras 1.9 y 1.10.

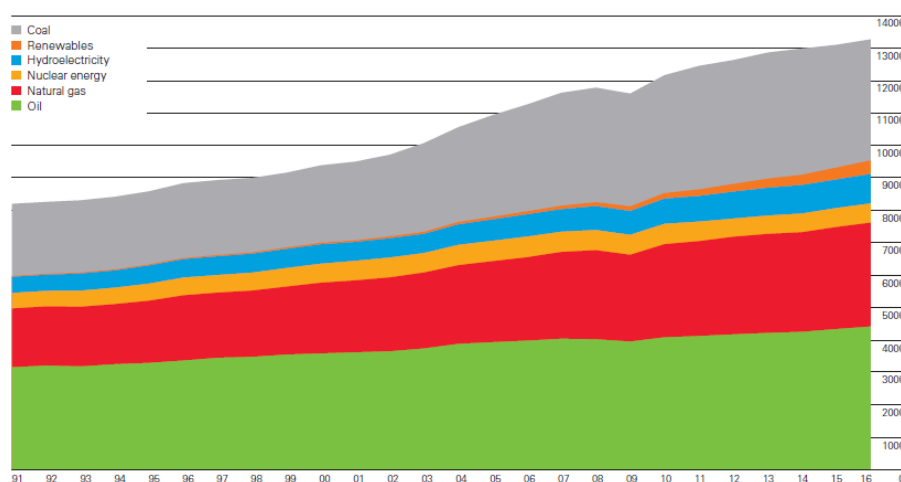


Figura 1.9: Consumo mundial de energía primaria 1991-2016 (Mtep)



Figura 1.10: Patrones de consumo mundial por región en 2016 expresados en porcentajes

## 1.3. Situación energética en México

### 1.3.1. Generación de electricidad

A enero de 2014, Comisión Federal de Electricidad (CFE), sólo participó con un 62.7 % de la generación eléctrica nacional, el resto fue generado por Productores Independientes de Energía (PIE) [5].

En el mes de noviembre de 2013, la generación bruta a nivel nacional para servicio público fue de 19.43 TWh, lo que representa una reducción respecto a octubre del mismo año. En el mismo periodo, la generación mediante hidroeléctricas se redujo en un 29.7 % mientras que las centrales eólicas incrementaron su generación en 50.5 %. A continuación la figura 1.11 muestra la generación bruta por tecnología y por tipo de productor.

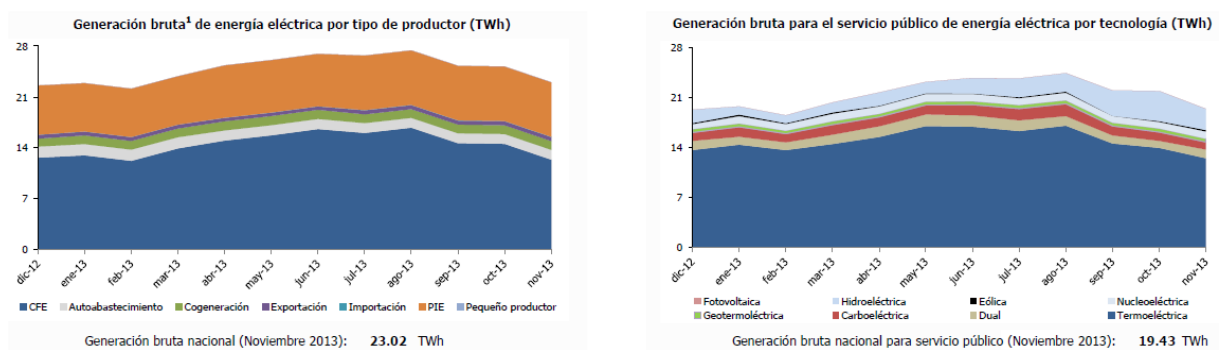


Figura 1.11: Generación bruta de electricidad en México a noviembre de 2013

La figura 1.12 muestra la generación bruta y generación neta de electricidad en México a noviembre de 2013 y a continuación en la figura 1.13 se muestra la capacidad efectiva de las plantas de potencia en el país.

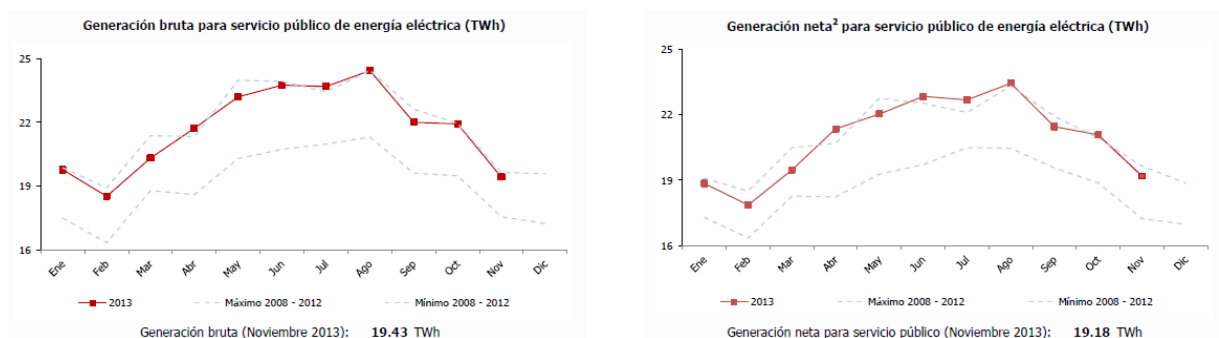


Figura 1.12: Generación bruta y generación neta de electricidad en México a noviembre de 2013

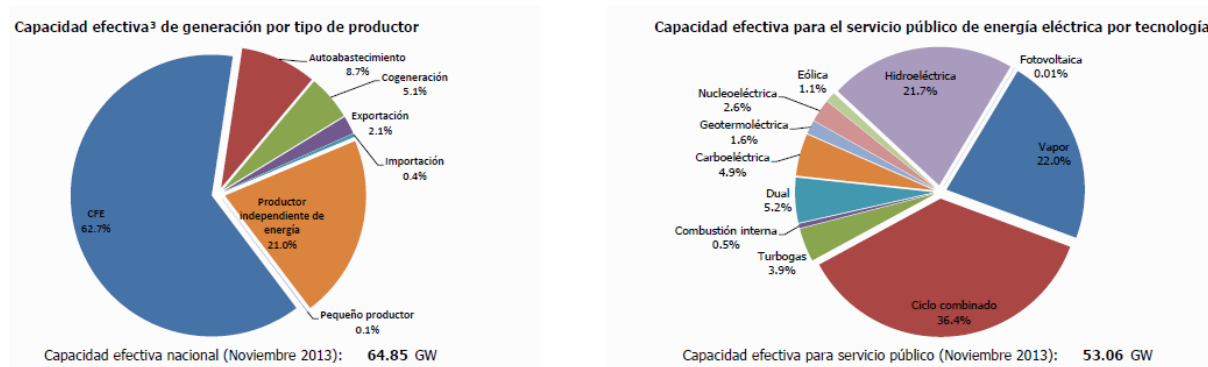


Figura 1.13: Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México

En 2017, se generaron 257.42 TWh en México, la participación de los productores independientes se mantiene en el orden del 33 % desde 2012, para 2017, CFE participó con el 66.58 %. En la figura 1.14 es posible observar la generación bruta de electricidad en México para el año 2017 así como la participación de cada tecnología.[6]

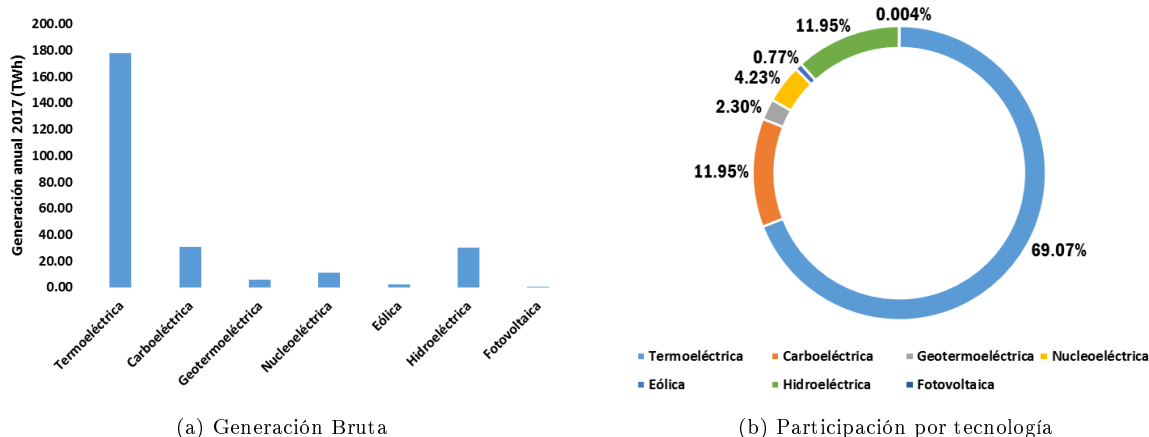


Figura 1.14: Generación de energía eléctrica en México, 2017

Se observa que la participación de termoeléctricas y carboeléctricas representan del orden del 80 % de la generación de electricidad en México para 2017.

### 1.3.2. Indicadores nacionales

En 2016, la intensidad energética, es decir; la cantidad de energía requerida para producir un peso de Producto Interno Bruto (PIB) fue de 632 kJ/\$ [6]. Esto implicó un decrecimiento de 4.8 % respecto a 2013.

Es importante mencionar que el consumo de energía en el país, esta íntimamente ligado a su actividad económica. Durante el periodo 2006-2016, el coeficiente de correlación lineal entre el PIB y el consumo energético nacional, fue de 0.83, lo que indica que cuando el PIB se incrementa en 1 %, también lo hace el consumo de energía con un 0.32 %. La relación no siempre se mantiene cuando el PIB disminuye, esto se debe a que durante la desaceleración económica, las plantas de potencia y de producción industrial necesitan permanecer operando, lo que impide que el consumo energético decaiga a la par de la actividad económica.

De acuerdo al banco de datos **CIA World Factbook**, en 2017, México se sitúa el lugar número 13 dentro de la lista de los principales países productores de energía en el mundo y el lugar número 92 en la lista del consumo per cápita.

El consumo per cápita de México en el año 2016, fue de 72.75 GJ, 6.1 % mayor que en 2015, según datos del [7] o del orden de 1.968 MWh para el 2017, de acuerdo a las cifras reportadas por [8]

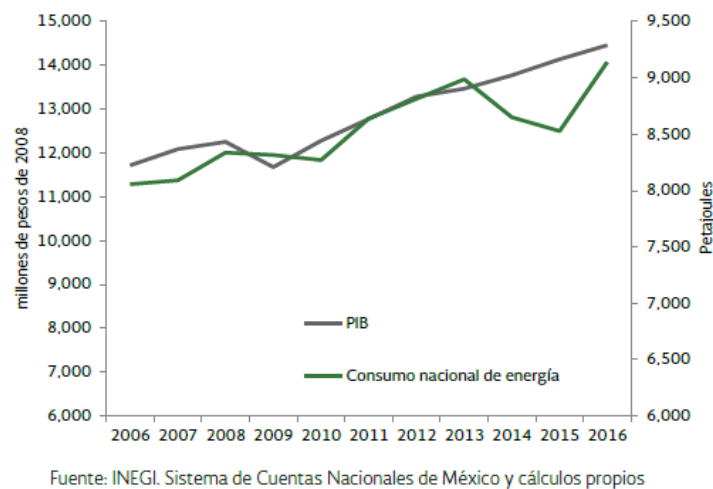


Figura 1.15: Comportamiento del PIB así como del Consumo energético

### 1.3.3. Producción de energía primaria

De las figuras 1.16 y 1.17, se observa que la producción de energía primaria en México al 2016, fue de 7,714.23 PJ, y está conformada principalmente por hidrocarburos que representan el 86.79 % de la producción de energía primaria en el país, en contraste con las fuentes renovables que se encuentra en 8.49 % incluyendo las grandes hidroeléctricas.

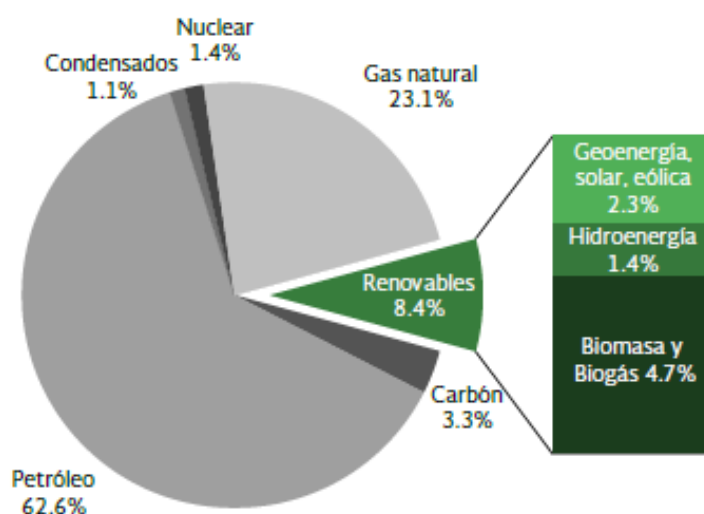
|                         | 2015            | 2016            | Variación<br>porcentual (%)<br>2016/2015 | Estructura<br>porcentual (%)<br>2016 |
|-------------------------|-----------------|-----------------|------------------------------------------|--------------------------------------|
| <b>Total</b>            | <b>8,261.03</b> | <b>7,714.23</b> | <b>-6.62</b>                             | <b>100</b>                           |
| Carbón                  | 287.69          | 254.17          | -11.65                                   | 3.29                                 |
| Hidrocarburos           | 7,203.85        | 6,694.85        | -7.07                                    | 86.79                                |
| Petróleo crudo          | 5,067.69        | 4,826.85        | -4.75                                    | 62.57                                |
| Condensados             | 98.83           | 88.31           | -10.64                                   | 1.14                                 |
| Gas natural             | 2,037.32        | 1,779.68        | -12.65                                   | 23.07                                |
| Nucleoenergía           | 120.41          | 109.95          | -8.68                                    | 1.43                                 |
| Renovables <sup>1</sup> | 649.09          | 655.26          | 0.95                                     | 8.49                                 |
| Hidroenergía            | 111.21          | 110.51          | -0.63                                    | 1.43                                 |
| Geoenergía              | 134.53          | 132.59          | -1.44                                    | 1.72                                 |
| Solar                   | 10.15           | 11.19           | 10.18                                    | 0.15                                 |
| Energía eólica          | 31.48           | 37.36           | 18.67                                    | 0.48                                 |
| Biogás                  | 1.87            | 1.91            | 2.38                                     | 0.02                                 |
| Biomasa                 | 359.84          | 361.70          | 0.51                                     | 4.69                                 |
| Bagazo de caña          | 107.00          | 110.14          | 2.93                                     | 1.43                                 |
| Leña                    | 252.84          | 251.56          | -0.51                                    | 3.26                                 |

Fuente: Sistema de Información Energética, Sener.

<sup>1</sup>Incluye grandes hidroeléctricas.

Nota: No se incluye al gas residual de plantas de gas ni el gas de formación empleado por PEP, ambos agrupados en el concepto: "De otras fuentes" (ver Anexo Metodológico en la sección de flujos de energía).

Figura 1.16: Producción de energía primaria



Fuente: Sistema de Información Energética, Sener.

<sup>1</sup>Incluye grandes hidroeléctricas

Nota: Todos los porcentajes son respecto al total de la producción de energía primaria.

El biogás representó 0.02%.

La suma de los parciales puede no coincidir con el total debido al redondeo de cifras.

Figura 1.17: Componentes de la producción de energía primaria

### 1.3.4. Consumo final de energía

En 2016 el consumo final total de energía, descrito como la suma del consumo energético y no energético, mostró un incremento de 3.7 % respecto al 2015, totalizando 5,479.26 PJ. El consumo no energético total, que se refiere a aquellos productos energéticos y no energéticos derivados del petróleo que se utilizan como insumos para producir diferentes bienes, representó 3.2 % del consumo final total en 2014. De dicho consumo, los productos no energéticos representaron un 74.6 % en 2011. Este tipo de productos, incluyen asfaltos, parafinas, azufre, negro de humo y otros, elaborados principalmente en las refinerías.

Por su parte, el consumo energético, que como su nombre lo indica; se refiere a la energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas, así como la que se emplea para satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad, representó el 96.8 % del consumo final.

## 1.4. Consumo energético por refrigeración y aire acondicionado

### 1.4.1. Sector Residencial

El empleo de electrodomésticos tiene un alto impacto en el consumo de Energía Eléctrica, y representa el 30 % del consumo total de energía a nivel mundial.

De hecho, los equipos de aire acondicionado y de refrigeración, están considerados por la Comisión Reguladora de Energía de México, dentro de esta clasificación [9].

En el sector residencial para el año 2011, se tenían 35,397,198 usuarios de consumo eléctrico. El consumo eléctrico de este sector para el mismo año, fue de 51,771,450 MWh/año y el 12 % de este consumo pertenece a climatización por aire acondicionado que se realiza únicamente por sistemas de compresión mecánica, así mismo el 22 % del monto total pertenece a los refrigeradores domésticos, también por compresión.

Lo anterior indica que juntos, climatización y refrigeración establecen un consumo del 34 % de la energía destinada al sector residencial nacional para 2011.

### 1.4.2. Sector Comercial

A finales del 2011, existían en México 3,384,725 empresas, entre empresas manufactureras, comerciales y de servicios. La cifra anterior se distribuye de la siguiente manera de acuerdo al giro: Comercial 46.7 %, Servicios 40.4 % y manufactura 12.9 %.

El consumo anual de este sector se registró en 2011 de 28,256,121 MWh/año, de esta cifra el 26.16 % pertenece a aire acondicionado y el 57.38 % pertenece a refrigeración. Es decir que del consumo anual del sector comercial el 83.54 % se debe a refrigeración y aire acondicionado.

| Sector Comercial pequeño y mediano            | Cantidad de usuarios | Consumo de energía (MWh/Año) |
|-----------------------------------------------|----------------------|------------------------------|
| Tarifa 2 General hasta 25 kw de demanda       | 3,510,985            | 11,662,892                   |
| Tarifa 3 General para más de 25 kw de demanda | 21,916               | 1,906,992                    |
| Subtotal sector comercial pequeño y mediano   | 3,532,901            | 13,569,884                   |
| Subtotal del sector comercial grande          | 51,352               | 14,686,237                   |
| Total correspondiente al sector comercial     | 3,584,253            | 28,256,121                   |

Figura 1.18: Consumo de energía en sector comercial (2012)

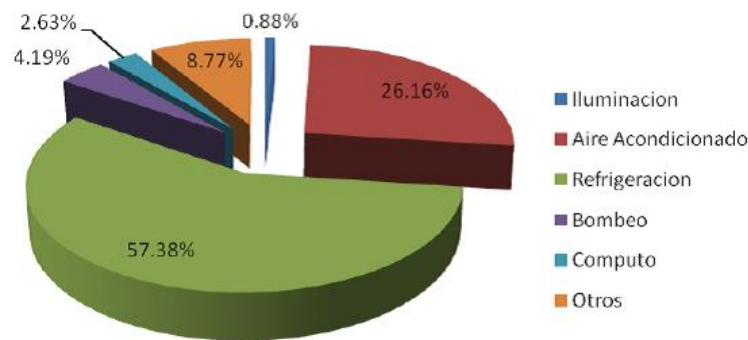


Figura 1.19: Distribución del consumo de eléctrico del sector comercial (2012)

1.4.3. Sector Industrial

El sector industrial es el segundo consumidor final de energía más importante en México (después del sector transporte) y representa cerca del 29 % del uso final total de la energía. Es el usuario de electricidad de mayor envergadura, representando alrededor del 58 % del consumo total de electricidad en 2010.

La distribución de los principales consumidores de energía en el sector industrial, se observa en las figuras 1.20 y 1.21.

El proceso productivo, es el principal consumidor de energía; en la mayoría de los casos debido al uso de motores eléctricos; en segundo lugar de consumo está el aire comprimido aunque en la zona norte del país, el segundo gran consumidor es el aire acondicionado.

La refrigeración tiene mayor impacto en la zona norte y noroeste del país, probablemente debido a que existe un mayor número de empresas procesadoras de alimentos en estas regiones y al clima cálido-seco. De cualquier manera el impacto al consumo eléctrico de la refrigeración y el aire acondicionado en el sector industrial representa a nivel nacional sólo el 15.2 %.

|                                              | Número de usuarios | Consumo de Energía MWh/año |
|----------------------------------------------|--------------------|----------------------------|
| Subtotal correspondiente a mediana industria | 205,410            | 58,744,949                 |
| Subtotal correspondiente a gran industria    | 858                | 43,111,850                 |
| Total correspondiente al sector industrial   | 206,268            | 101,856,799                |

Figura 1.20: Consumo de energía en sector industrial



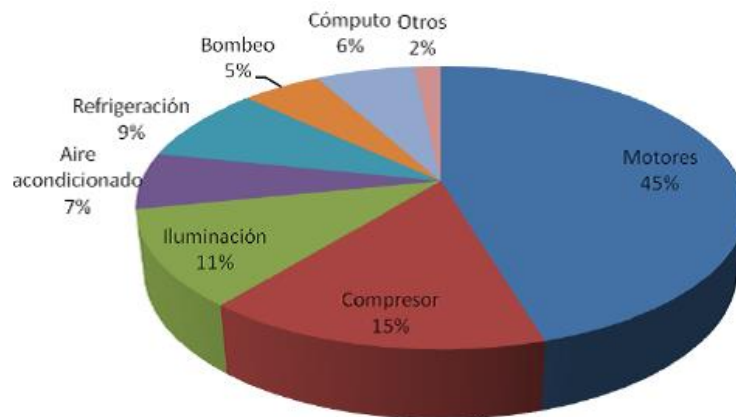


Figura 1.21: Distribución del consumo eléctrico en sector industrial

## 1.5. Cambio climático

El cambio climático ha sido definido como todo cambio que ocurre en el clima a través del tiempo, resultado de la variabilidad natural o como resultado de las actividades humanas [3]. El calentamiento global es la manifestación más evidente del cambio climático, y se refiere al incremento en la temperatura promedio de la cortezas terrestres y marinas globales.

El planeta funciona como un gran invernadero, en el cual, los gases atmosféricos permiten el paso de la radiación solar pero dejan escapar sólo cierta parte de ella cuando regresa, esto produce un efecto de calentamiento en el planeta que es necesario para la existencia de la vida. Estos son los llamados Gases de Efecto Invernadero (GEI), que son principalmente dióxido de carbono ( $CO_2$ ), metano ( $CH_4$ ), óxido nitroso ( $N_2O$ ), ozono ( $O_3$ ) y vapor de agua.

Estos gases permiten la entrada de la radiación solar, una parte de la cual llega hasta la superficie terrestre y marina y se transforman en calor, otra parte es reemitida a la atmósfera, y sucede que parte de esta radiación es retenida por los GEI y otra parte es devuelta al espacio exterior. Sin este fenómeno la temperatura de la Tierra sería significativamente menor, lo que complicaría la existencia de la vida tal como se conoce. Lo anterior sugiere que una mayor concentración de GEI significará una mayor absorción de calor y por lo tanto un incremento de temperatura en el planeta.

Erupciones volcánicas y actividades biológicas contribuyen a la producción natural de GEI, pero las actividades humanas también han contribuido de manera importante a su producción, desde el advenimiento industrial, el uso de combustibles fósiles, lo que ha generado gran cantidad de GEI y por lo tanto, se ha contribuido al calentamiento global.

Los principales responsables del cambio climático son las emisiones de  $CO_2$ , que en México equivalen a 665,304 millones de toneladas de GEI por año, de acuerdo al Inventario Nacional de Emisiones de GEI. La principal fuente de GEI en México en 2013 de acuerdo al **Balance Nacional de Gases de Efecto Invernadero 2013** fue el sector energía, responsable del 74.6 % de las emisiones, para ilustrar lo anterior, se muestran las figuras 1.24 y 1.25.

| Balance Nacional de Emisiones de Gases de Efecto Invernadero 2013 (Mt en CO <sub>2</sub> eq.) |                                                          |                                                          |                                                          |                                                          |                                                        |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
|                                                                                               | Industria, petróleo y gas                                | Fuentes Móviles                                          | Generación Eléctrica                                     | Agropecuario y USUCSS                                    | Residuos Residencial y Comercial                       |
| Emisiones del sector                                                                          | 29.4% (195 millones de toneladas de CO <sub>2</sub> eq.) | 26.2% (174 millones de toneladas de CO <sub>2</sub> eq.) | 19.0% (126 millones de toneladas de CO <sub>2</sub> eq.) | 16.9% (112 millones de toneladas de CO <sub>2</sub> eq.) | 8.5% (56 millones de toneladas de CO <sub>2</sub> eq.) |
| Desagregado                                                                                   | Petróleo y Gas 12.1%                                     | Autotransporte 23.0%                                     | Ciclo Combinado 7.7%                                     | Agropecuario 12%                                         | Residuos 4.6%                                          |
|                                                                                               | Industria 17.3%                                          | No Carretero 1.5%                                        | Termoeléctrica 5.7%                                      | Uso de suelo y<br>sivicultura 4.9%                       | Residencial y comercial 3.9%                           |
|                                                                                               |                                                          | Aviación 1.1%                                            | Dual 2.6%                                                |                                                          |                                                        |
|                                                                                               |                                                          | Marítimo 0.3%                                            | Carboeléctrica 2.6%                                      |                                                          |                                                        |
|                                                                                               |                                                          | Ferrocarril 0.3%                                         | Turbogas 0.3%                                            |                                                          |                                                        |
|                                                                                               |                                                          |                                                          | Combustión Interna 0.1%                                  |                                                          |                                                        |

Figura 1.22: Causas de emisión de GEI en México (2013)

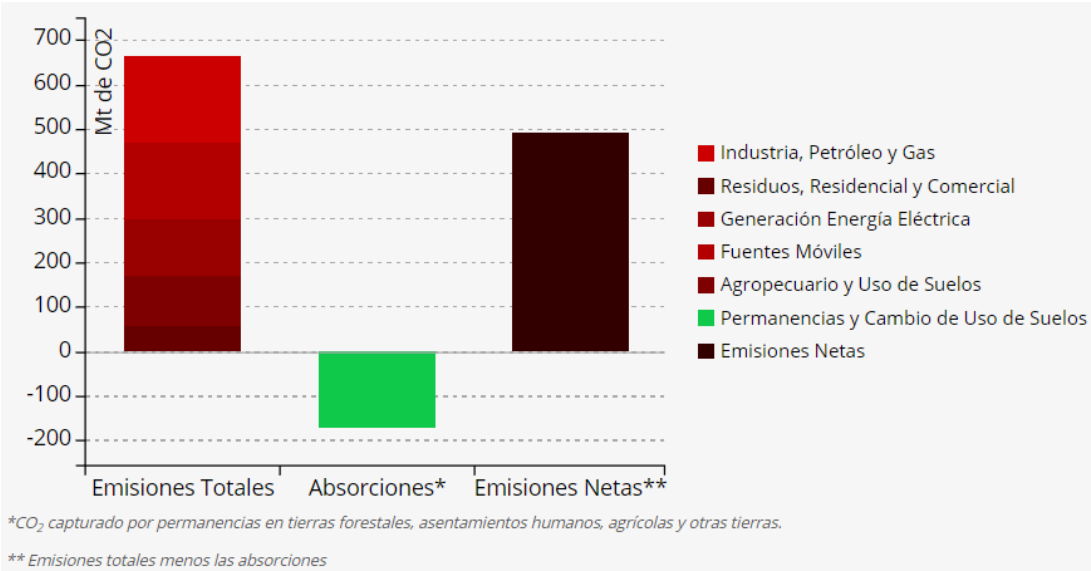


Figura 1.23: Cuantificación de emisiones de GEI en México (2013)

## 1.6. Fuentes renovables de energía en México

Los combustibles fósiles (petróleo, carbón mineral y gas natural) son recursos finitos que se agotarán inexorablemente; de ahí que son comúnmente llamados Recursos No Renovables [10]. Existen también energías renovables que se definen como formas de energía que tienen una fuente prácticamente inagotable con respecto al tiempo de vida de un ser humano en el planeta y cuyo aprovechamiento es técnicamente viable.

Dentro de estos tipos de energía se encuentran: la solar, eólica (viento), minihidráulica (ríos y pequeñas caídas de agua), biomasa (materia orgánica), geotermia (calor de las capas internas de la tierra) y la oceánica, principalmente. A continuación se describirá la situación actual y potencial de desarrollo de las energías: Solar Fotovoltaica, Eólica, Geotérmica e Hidroeléctrica, de acuerdo a los datos publicados por [11].

### 1.6.1. Centrales hidroeléctricas

Al cierre de 2015 se reportó 97 centrales de generación hidroeléctrica con una capacidad total de 12,488.5 MW, 0.5 % mayor que lo reportado en el año anterior. En 2014 se reportó el mayor incremento de capacidad de los últimos años con 796 MW mientras que en el 2015 sólo se adicionaron 59.5 MW al Sistema Eléctrico Nacional (SEN). Entre 2005 y 2015 la producción de electricidad proveniente de Hidroenergía creció a un ritmo de 2.1 % anual. Sin embargo, las constantes sequías continuaron afectando de manera negativa a la generación de energía hidroeléctrica, reduciéndose 7,930.4 GWh entre 2014 y 2015 como se muestra en la figura 1.24.

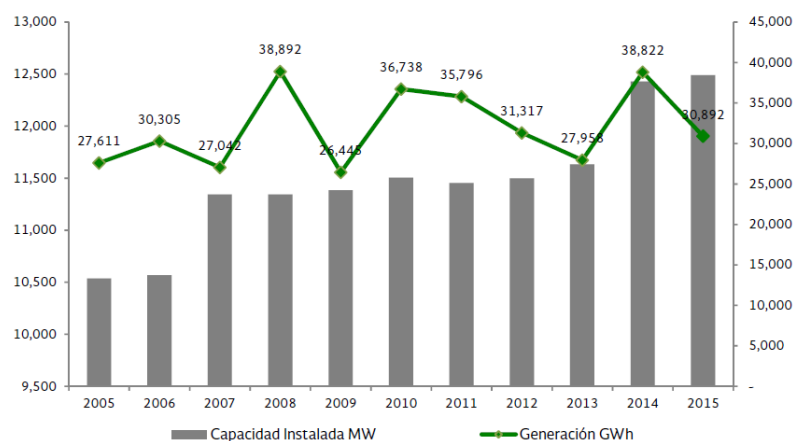


Figura 1.24: Capacidad instalada y generación bruta de centrales hidroeléctricas en México

A continuación, en la figura 1.25, se observa que el SEN cuenta con 97 centrales hidroeléctricas distribuidas en todo el territorio nacional, de las cuales el 33.0 % se encuentran en el área Oriental. En esta área se encuentra una de las centrales hidroeléctricas más grandes del país “Chicoasén”, con una capacidad efectiva de 2,400.0 MW y que al cierre de 2015 generó 4,317.5 GWh. De igual manera, se encuentra la central “Malpaso”, con una capacidad de 1,080.0 MW y 3,179.4 GWh de generación de energía eléctrica. Ambas centrales se encuentran situadas en el estado de Chiapas, debido a que cuenta con una vasta fuente hídrica.

El área Occidental concentra el 27.8 % de las centrales hidroeléctricas del país, correspondiente a 3,358.7 MW del total de capacidad del SEN. De las 27 centrales que tiene, las tres con mayor capacidad de esta área se encuentran en el estado de Nayarit (Aguamilpa Solidaridad, El cajón y La Yesca), que en conjunto suman 2,460.0 MW de capacidad efectiva y 4,332.0 GWh de producción de electricidad al cierre de 2015. En el área Central se encuentra la segunda central hidroeléctrica con mayor capacidad de generación se encuentra en el estado de Guerrero, la denominada “Infiernillo”, que generó en 2015 2,627.6 GWh. Ahí mismo se ubican cinco centrales que transfirió CFE a la Generadora Fenix16 cuya generación en ese año fue de 1,005.5 GWh. Respecto a las áreas del Norte del país, se tienen 17 centrales en las áreas

Noroeste, Norte y Noreste; la mayoría se concentra en el estado de Sinaloa seguido de Sonora y San Luis Potosí. En conjunto estas centrales generaron 3,265.1 GWh al corte del 2015.

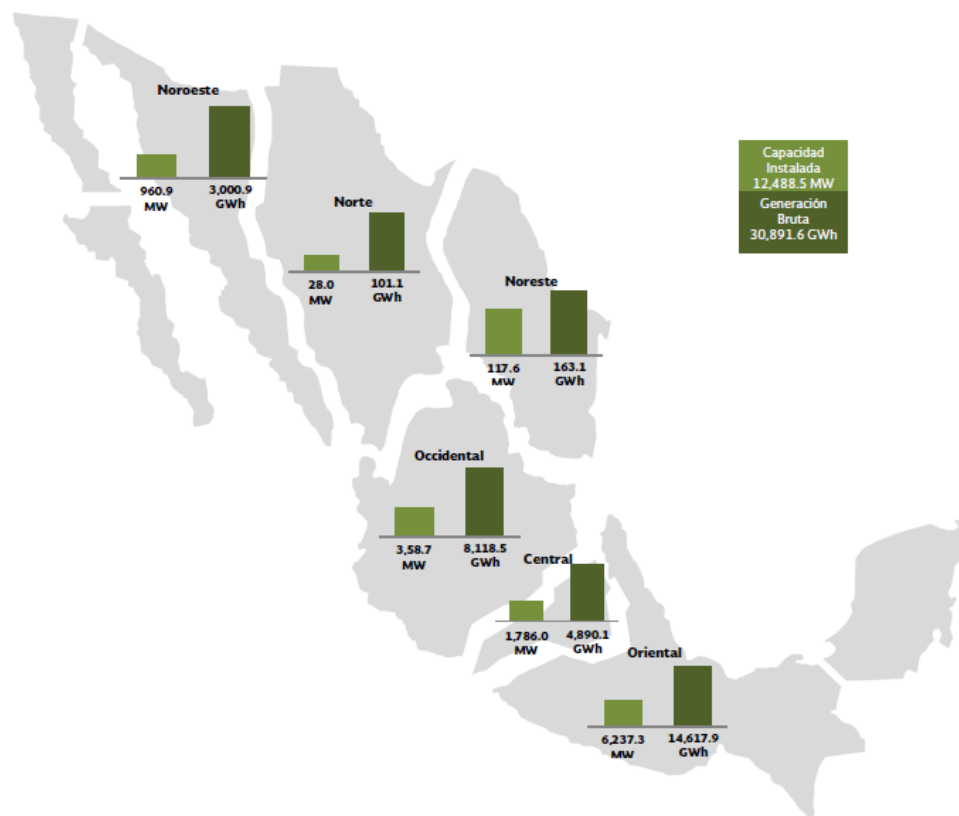


Figura 1.25: Capacidad instalada y generación bruta de centrales hidroeléctricas por área de control, 2015

### 1.6.2. Energía geotermoeléctrica

En 2015, se reportaron ocho plantas de generación eléctrica en cuatro campos geotérmicos, con una capacidad de 925.6 MW. Como se observa en la Figura 2.20 la industria geotérmica presentó decaimiento entre 2011 y 2014 debido a la declinación de los pozos productores del campo geotérmico Cerro Prieto, lo cual tuvo como consecuencia la reducción en la capacidad instalada y la caída de la generación de electricidad. Sin embargo entre 2014 y 2015, gracias al fuerte impulso proveniente de la Ley de Energía Geotérmica, la producción de electricidad con esta fuente de energía se incrementó 5.5 % para ubicarse en 6,330.9 GWh. Ver figura 1.26.

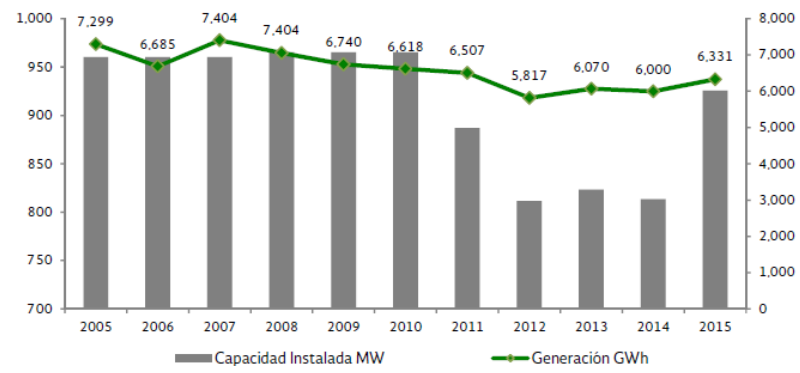


Figura 1.26: Capacidad instalada y generación bruta de centrales geotérmicas en México

En la figura 1.27, puede observarse que el país cuenta con recursos geotérmicos abundantes distribuidos en el territorio y, al corte de 2015, se reportaron 8 centrales: 4 ubicadas en el estado de Baja California en el campo de Cerro Prieto; una en Nayarit en Domo de San Pedro; una en Michoacán en Los Azufres; una en Puebla en Los Humeros, y la última en Baja California Sur, llamada Las tres Vírgenes.

| No.          | Central                                         | Entidad Federativa | Región de Control  | Esquema <sup>1/</sup> | Capacidad Efectiva Total (MW) | Capacidad en contrato de interconexión <sup>2/</sup> (MW) | Generación Bruta (GWh) |
|--------------|-------------------------------------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------------------------------------------------------|------------------------|
| 1            | Geotérmica para el Desarrollo, S.A.P.I. de C.V. | NAY                | 03-Occidental      | AUT.                  | 52.0                          | 10.0                                                      | 39.8                   |
| 2            | Cerro Prieto I                                  | BC                 | 08-Baja California | CFE                   | 30.0                          | 30.0                                                      | 4,028.3                |
| 3            | Cerro Prieto II                                 | BC                 | 08-Baja California | CFE                   | 220.0                         | 220.0                                                     | 0.0                    |
| 4            | Cerro Prieto III                                | BC                 | 08-Baja California | CFE                   | 220.0                         | 220.0                                                     | 0.0                    |
| 5            | Cerro Prieto IV                                 | BC                 | 08-Baja California | CFE                   | 100.0                         | 100.0                                                     | 0.0                    |
| 6            | Los Azufres                                     | MICH               | 03-Occidental      | CFE                   | 225.0                         | 225.0                                                     | 1,749.8                |
| 7            | Los Humeros                                     | PUE                | 02-Oriental        | CFE                   | 68.6                          | 68.6                                                      | 465.1                  |
| 8            | Tres Vírgenes                                   | BCS                | 10-Mulegé          | CFE                   | 10.0                          | 10.0                                                      | 48.0                   |
| <b>Total</b> |                                                 |                    |                    |                       | <b>925.6</b>                  | <b>883.6</b>                                              | <b>6,331.0</b>         |

<sup>1/</sup> AUT: Autoabastecimiento; CFE: Comisión Federal de Electricidad. <sup>2/</sup> Centrales con contrato de interconexión con el CENACE (S/C: sin contrato de interconexión).  
Fuente: SENER.

Figura 1.27: Centrales de generación geotérmica, 2015

1.6.3. Energía eólica

La generación de energía eólica ha mostrado un crecimiento anual promedio equivalente a 2,330 GWh. Al cierre del 2015 la capacidad instalada alcanzó los 2,805.1 MW, lo que significó un incremento del 37.75 % respecto del 2014. En 2015, la generación eólica fue de 8,745.1 GWh, 36.08 % mayor a la generada en 2014. La generación de energía eléctrica a través de la energía eólica ha crecido significativamente desde 2005, de 5.0 GWh/año a 8,745.1 GWh, lo que representa un incremento de cerca del 174,802.0 %, clasificándose así en la segunda fuente de generación renovable. Véase la figura 1.28.

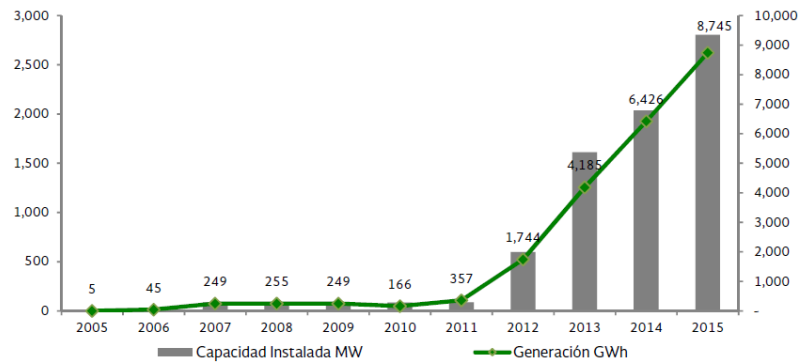


Figura 1.28: Capacidad instalada y generación bruta de centrales eólicas en México

En la figura 1.29, puede observarse que al cierre de 2015, se contaba con 32 plantas de generación en todo el territorio nacional. La mayoría (23 plantas), se encuentran concentradas en el área Oriental, principalmente en el estado de Oaxaca, con una capacidad instalada de 2,308.6 MW para esa región. Otro área importante en la generación de energía eléctrica por tecnología eólica es la ubicada en el área operativa Occidental, con 445.6 GWh en el año 2015. A continuación se encuentra el área de Baja California, con una capacidad instalada de 166.0 MW y generación de electricidad anual de 272.6 GWh.

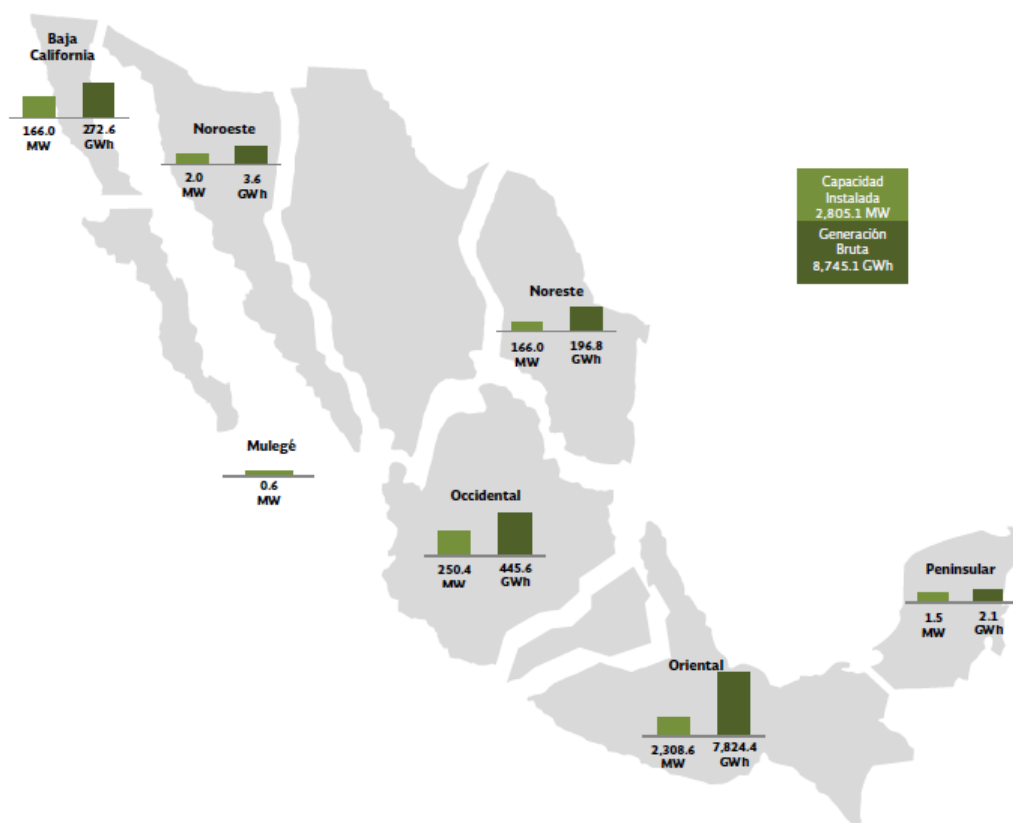


Figura 1.29: Capacidad instalada y generación bruta de centrales eólicas por área de control

#### 1.6.4. Energía Solar fotovoltaica

Desde la publicación del Primer Contrato de Interconexión para Fuente de Energía Solar en Pequeña Escala, así como la entrada en operación de la primera central fotovoltaica de gran escala en 2011, la capacidad instalada y la generación de energía eléctrica a partir de energía solar se incrementó de 18.5 MW y 8.8 GWh en el año 2007 a 170.24 MW y 190.26 GWh en el año 2015. Éste incremento se ha visto reforzado por el crecimiento importante de los Contratos de Interconexión Legados (Pequeña y Mediana Escala), los cuales desde 2010 han observado tasas de crecimiento importantes.

De la figura 1.30, es posible observar el crecimiento de dicha tecnología.

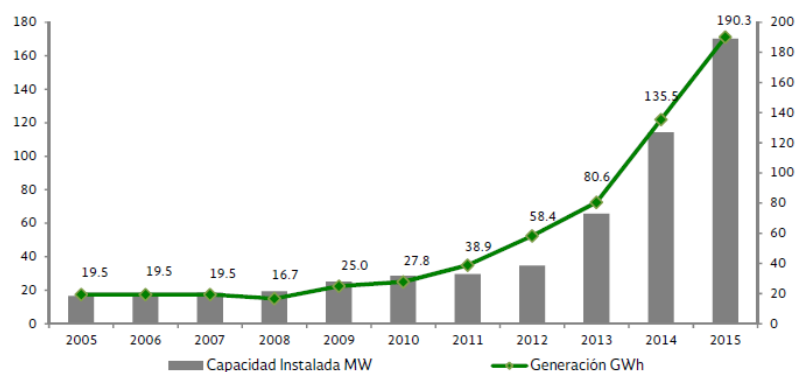


Figura 1.30: Capacidad instalada y generación bruta de centrales solares fotovoltaicas

A continuación, la figura 1.31 permite observar que en México, al 2015 se reportaron 9 centrales de generación con energía solar fotovoltaica, éstas se encuentran distribuidas en distintas áreas operativas: dos en Baja California, una en Baja California Sur, una en Noroeste, una en el área Norte, dos en el área Occidental, una en el área central y la última en Mulegé. En conjunto, suman 56.0 MW de capacidad y generaron 78.0 GWh de energía eléctrica.

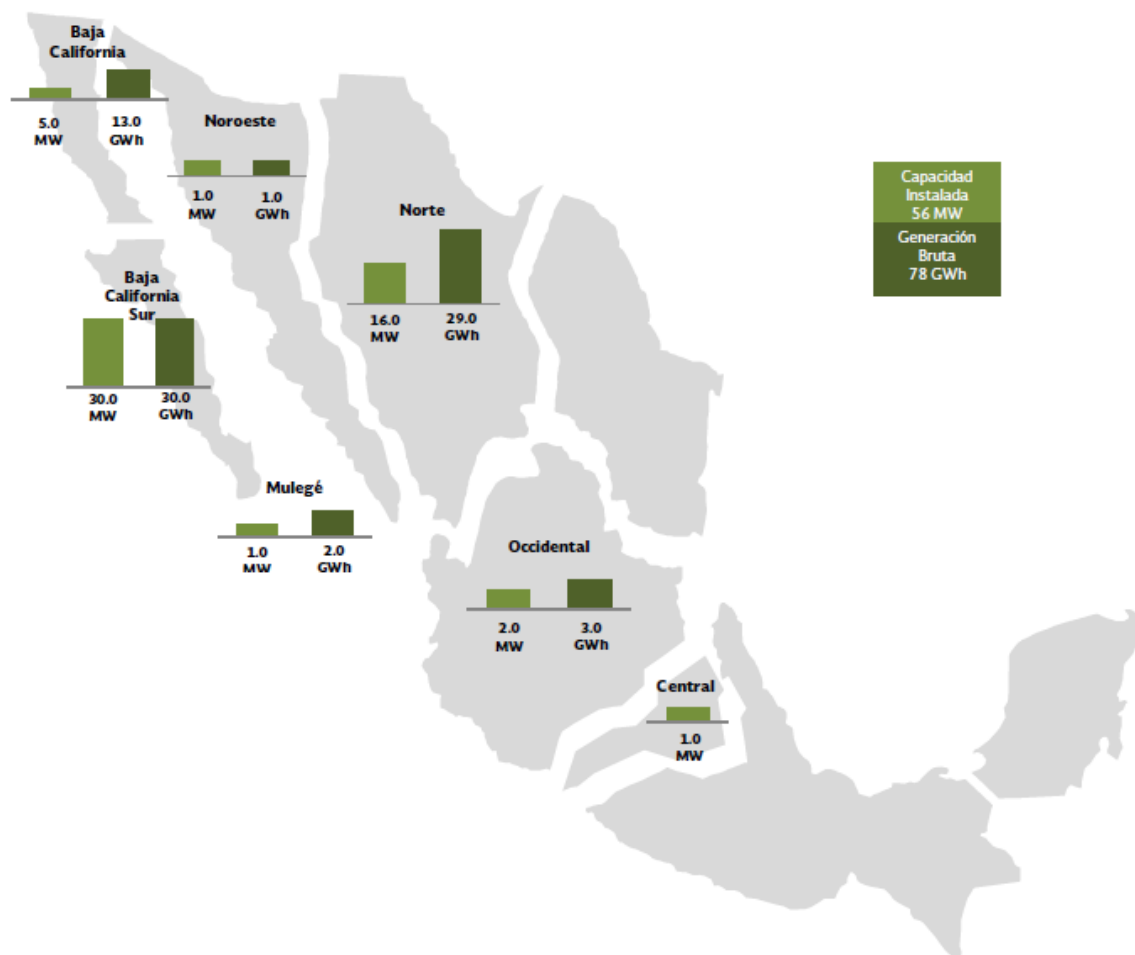


Figura 1.31: Capacidad instalada y generación bruta de centrales fotovoltaicas por área de control

## 1.7. Antecedentes de la refrigeración

La práctica de la refrigeración, ha existido probablemente desde las cavernas. Con frecuencia en la historia se menciona el uso del hielo para fines de enfriamiento.

Precisamente, la refrigeración es una parte de la termodinámica que trata del movimiento del calor de una zona de baja temperatura a otra de mayor temperatura. Actualmente, cuando de este proceso se obtienen temperaturas menores a los 7°C, se habla de refrigeración. El agua fue el primer refrigerante y sigue siendo usada hasta la actualidad [12]. Aún se utiliza el hielo natural por todo el mundo. El uso fundamental del hielo, ha sido reconocido en una unidad de refrigeración: la tonelada de refrigeración, que se define como la cantidad de calor que se requiere para fundir 1000 kg de hielo en 24 horas.

Por los años 1600, se descubrió que una mezcla de hielo con sal, producía temperaturas más bajas que el hielo sólo. De cierta forma, esa fue la primer mejora sobre la naturaleza en el campo de la refrigeración. A finales del siglo XVIII se desarrollaron máquinas para reducir la presión de vapor del agua y acelerar



su evaporación. También se producía frío por medio de la liberación de aire comprimido.

A inicios del siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la compresión de vapor y se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que sobresalen el Amoníaco, Dióxido de Azufre y algunos Hidrocarburos. En el siglo XX se desarrollaron unidades domésticas, pero los refrigerantes eran tóxicos, flamables u operaban a presiones bastante altas. Una característica del Dióxido de Azufre, es que trabaja a presiones relativamente bajas, así que se comenzó la fabricación de estos equipos para uso doméstico.

El principal problema, es que este refrigerante era tóxico y altamente corrosivo, lo que obligó a los fabricantes a perfeccionar el diseño de los equipos hasta que fueron lo suficientemente seguros y literalmente se produjeron millones de estos equipos que operaban con Dióxido de Azufre.

En 1928, C. F. Kettering, vicepresidente de una importante compañía de automóviles, solicitó al Ing. Químico Industrial Thomas Midgely que desarrollara un refrigerante que no fuera tóxico ni flamable. Con esta consigna tomó moléculas de metano y formó tetracloruro de metano. Después sustituyó 2 átomos de cloro por átomos de fluor y así se obtuvo el Dicloro-Difluoro-Metano, que nombraron posteriormente refrigerante R-12, mejor conocido como Freón 12 y que fue el primer refrigerante sintético.

La primera máquina refrigeradora práctica que usaba el ciclo de refrigeración, fue construida por Jacob Perkins en 1834 y utilizaba éter como refrigerante.

En 1850, se desarrolló la primera máquina de absorción práctica y pequeña por E. Carré que utilizaba agua y ácido sulfúrico.

En 1859, Fernidard Carré construyó un sistema de absorción que operaba con una mezcla de Amoníaco-Agua. En 1873 el Dr. Carl Linde introdujo el compresor de vapor de amoníaco.

## 1.8. Refrigeración solar

Para suministrar energía a una máquina de refrigeración a fin de que ésta pueda desarrollar trabajo, es posible utilizar fuentes renovables tal como la energía solar.

La energía solar puede ser Fotovoltaica o Fototérmica. En el primer caso, ocurre una transformación de energía radiante solar en energía eléctrica, utilizando paneles fotovoltaicos, mismos que suministran la energía eléctrica directamente a un motor que tiene acoplado un compresor, al ser accionado el motor, el compresor comienza a operar el ciclo.

En el caso de la energía fototérmica, se aprovecha el calor de la radiación solar en colectores solares con o sin concentración. De esta forma se hace operar a un ciclo de refrigeración mediante la sorción de un vapor refrigerante en una sal, o se hace operar un motor stirling que desarrolla el trabajo del motor eléctrico que acciona al compresor.

### 1.8.1. Refrigeración por absorción

Este tipo de sistemas opera con una solución de una sal líquida en un refrigerante, modificando sus propiedades termofísicas. No requiere de un compresor, en cambio, un generador, una bomba y un absorbedor (lugar donde se realiza el proceso de absorción) realizan las funciones del compresor.

Un Coeficiente de Operación típico para sistemas simples de absorción, es del orden de 0.65, como publica [13], para estos sistemas es posible elevar un poco el COP, mediante la adición de intercambiadores que recuperen calor del mismo sistema. El elemento que consume energía eléctrica en este caso, es la bomba que hace circular la solución dentro del sistema, pero el consumo de energía es muy pequeño en comparación con la energía térmica requerida para operar.

## 1.9. Refrigeración comercial por absorción

En México no existen datos precisos estadísticos registrados acerca de la cantidad de equipos de absorción, sean vendidos, instalados o proyectados en el país. Lo anterior puede constatarse revisando los datos de la CRE, CFE, CONUEE, INECC. Sin embargo, uno de los principales consumidores de los sistemas no convencionales de refrigeración y climatización es Europa, donde se registraron 53 proyectos construidos, distribuidos en 7 países y usando las tecnologías de absorción, adsorción y sistemas desecantes, en el periodo 1995-2004. [14],[15]. Los 53 proyectos de climatización solar, sumaron 4739 kW de enfriamiento instalados y un total de campo de colectores de 15,481 m<sup>2</sup>. La relación general fue de 0.3 kW de frío por cada m<sup>2</sup> de colector. Los países son: Alemania, Grecia, España, Portugal, Italia, Austria y Francia.

La Agencia Internacional de Energía (IEA por sus siglas en inglés), define a 5 países en los que falta bastante trabajo por hacer en el aprovechamiento del calor de desecho, sea para calefacción o para hacer operar un sistema de enfriamiento por sorción; esos 5 países son: Brasil, China, India, México y Sudáfrica. En la actualidad, en México, los estudios energéticos de consumo eléctrico dirigidos al sector residencial, comercial e industrial, no mencionan en absoluto sistema de absorción alguno, lo que indica que en general hay un desconocimiento del tema en el país [15]. En 2011 se registraron cerca de 750 sistemas de enfriamiento solar en todo el mundo, incluyendo instalaciones de pequeña capacidad (menores a 20 kW). Ejemplos de finales de 2011, son el banco CGD en Lisboa, Portugal, con una capacidad de refrigeración de 400 kW para climatización y un campo de colectores de 1,560 m<sup>2</sup>. En el mismo año uno de los sistemas más grandes de este tipo en Singapur, en el Colegio Mundo Unido, con una capacidad de 1,470 kW (415 toneladas de refrigeración) y un campo de colectores solares de 3,900 m<sup>2</sup>.

El enfriamiento solar, tiene varias ventajas que lo hacen atractivo. Debido a que el máximo de radiación solar usualmente coincide con el pico de demanda de enfriamiento, la refrigeración solar puede ayudar a reducir los picos de la red eléctrica asociados con la refrigeración convencional. En el periodo de invierno, cuando el clima es frío, se puede utilizar el calor del sistema para agua caliente de uso doméstico. La IEA recomienda que para el periodo 2012-2020 se incrementen el COP térmico y la eficiencia eléctrica de sistemas de enfriamiento solar accionados térmicamente hasta obtener COP eléctricos >10 de eficiencia global, incluyendo el desarrollo de nuevos ciclos y mecanismos de almacenamiento térmico [15]. El *European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling* en su publicación **Solar Heating and Cooling Roadmap, 2014**, menciona que en la actualidad, cerca del 50 % del consumo final de energía es usado para propósitos de enfriamiento y calefacción.

A continuación en las figuras 1.32 y 1.33 se muestran los principales fabricantes de equipos de absorción, sus equipos en el mercado y características técnicas, así como el fluido de trabajo (Refrigerante-Absorbente) y el tipo de accionamiento que requiere. Un dato importante a notar, es el crecimiento de la empresa **Colibrí**, desde su creación en 1982, ha desarrollado sistemas de una y dos etapas, por otro lado, sus temperaturas de refrigeración alcanzan los -80°C. Por supuesto las temperaturas de generación pueden llegar hasta 170°C y el enfriamiento de condensador y absorbedor se lleva a cabo mediante torres de enfriamiento.

| Compañía | Tecnología | Ciclo                        | Fluido de trabajo     | Efecto | Series | COP Nominal | Capacidades de enfriamiento (kW) | Aptos para accionamiento con:                                  |                      |                     |
|----------|------------|------------------------------|-----------------------|--------|--------|-------------|----------------------------------|----------------------------------------------------------------|----------------------|---------------------|
|          |            |                              |                       |        |        |             |                                  | Energía Solar                                                  | Combustión           | Medio de condensado |
| Broad    | Absorción  | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Simple | BDS    | 0.78        | 174 a 23,260                     | Vapor de agua                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BS     | 1.39        | 174 a 23,260                     | Vapor de agua                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Simple | BDH    | 0.75        | 151 a 20,469                     | Agua Caliente                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BH     | 1.39        | 174 a 23,260                     | Agua Caliente                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Simple | BDE    | 0.78        | 174 a 23,260                     |                                                                | Gases de escape      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BE     | 1.39        | 174 a 23,260                     |                                                                | Gases de escape      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BZ     | 1.34        | 174 a 23,260                     |                                                                | Llama directa de gas | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BZS    | 1.34        | 174 a 23,260                     | Vapor de agua y/o llama directa a gas con opción simultánea    |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BZH    | 1.34        | 174 a 23,260                     | Agua caliente y/o llama directa a gas con opción simultánea    |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BZE    | 1.34        | 174 a 23,260                     |                                                                | Gases de escape      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | BZHE   | 1.34        | 174 a 23,260                     | Agua caliente, llama directa o gases de escape (2 simultáneos) |                      | Agua                |
| Carrier  | Absorción  | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | 16DJ   | 1.1         | 352 a 5274                       |                                                                | Llama directa de gas | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Simple | 16LJ   | 0.7         | 264 a 1846                       | Agua caliente                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Simple | 16TJ   | 0.65        | 352 a 2461                       | Vapor de agua                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | 16NK   | 1.1         | 345 a 4652                       | Vapor de agua                                                  |                      | Agua                |
| Yazaki   | Absorción  | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Doble  | K      | 1           | 105 a 352                        |                                                                | Llama directa de gas | Agua                |
|          |            | Enfriamiento - calentamiento | Agua-Bromuro de Litio | Simple | SH     | 0.7         | 35, 70 y 105                     | Agua caliente                                                  |                      | Agua                |
|          |            | Enfriamiento                 | Agua-Bromuro de Litio | Simple | SC     | 0.7         | 35, 70 y 105                     | Agua caliente                                                  |                      | Agua                |

Figura 1.32: Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2017)

| Compañía    | Tecnología | Ciclo                                | Fluido de trabajo     | Efecto   | Series         | COP Nominal | Capacidades de enfriamiento (kW) | Aptos para accionamiento con:                               |                      |                     |
|-------------|------------|--------------------------------------|-----------------------|----------|----------------|-------------|----------------------------------|-------------------------------------------------------------|----------------------|---------------------|
|             |            |                                      |                       |          |                |             |                                  | Energía Solar                                               | Combustión           | Medio de condensado |
| Thermax     | Absorción  | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | Cogenie LT     | 0.67 a 0.7  | 35 a 739                         | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | ProChill LT    | 0.67 a 0.7  | 844 a 4044                       | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento - calentamiento         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | EcoChill Nxt   | 1.2         | 387 a 3893                       |                                                             | Llama directa de gas | Agua                |
|             |            | Enfriamiento - calentamiento         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | ProChill B4K   | 0.7         | 345 A 6492                       | Vapor de agua                                               |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento - calentamiento         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | ProChill B4K   | 1.2         | 390 a 5926                       | Vapor de agua                                               |                      | Agua                |
| Trane       | Absorción  | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | ABSC           | 0.63        | 394 a 1635                       | Agua o vapor                                                |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | ASBD           | 0.7         | 2008 a 4821                      | Agua o vapor                                                |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | ABTF           | 1.2         | 1266 a 6053                      | Agua o vapor                                                |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | ABDL           | 1           | 338 a 3717                       |                                                             | Llama directa de gas | Agua                |
| York        | Absorción  | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Simple   | YIA            | 0.69        | 420 a 4820                       | Agua o vapor                                                |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | YPC-ST         | 1.19        | 1050 a 2373                      | Agua o vapor                                                |                      | Agua                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Bromuro de Litio | Doble    | YPC-DF         | 1           | 703 a 2372                       |                                                             | Llama directa de gas | Agua                |
| Robur       | Absorción  | Enfriamiento                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | GA-ACF         | 0.75        | 17.5                             |                                                             | Gas Natural o LP     | Aire                |
|             |            | Enfriamiento                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | GA-RTCF        | 0.74        | 35 a 87.5                        |                                                             | Gas Natural o LP     | Aire                |
|             |            | Enfriamiento - calentamiento         | Agua-Amoniaco         | Simple   | GA-AYF         | 0.74        | 17.5                             | Vapor de agua y/o llama directa a gas con opción simultánea |                      | Aire                |
|             |            | Enfriamiento - calentamiento         | Agua-Amoniaco         | Simple   | GA-RTYF        | 0.74        | 35 a 75                          | Vapor de agua y/o llama directa a gas con opción simultánea |                      | Aire                |
| Pink        | Absorción  | Enfriamiento                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | PC19           | No mostrado | 3 a 22                           | Agua Caliente                                               |                      | Agua                |
| Climatewell | Absorción  | Enfriamiento - calentamiento - carga | Agua-Cloruro de Litio | Simple   | Climatewell-10 | 0.68        | Hasta 20                         | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
| Colibrí     | Absorción  | Frio (-30°C)                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | S              | No mostrado | 200 a 600                        | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Frio (-50°C)                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | M              | No mostrado | 500 a 1000                       | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Frio (-30°C)                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | M-AD           | No mostrado | 500 a 1000                       | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Frio (-60°C)                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | M-5 Módulos    | No mostrado | 1000 a 2500                      | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Frio (-60°C)                         | Agua-Amoniaco         | Simple   | C              | No mostrado | >2500                            | Agua caliente                                               |                      | Agua                |
|             |            | Frio (-80°C)                         | Agua-Amoniaco         | 2 etapas | Custom         | No mostrado | Custom                           | Agua caliente                                               |                      | Agua                |

Figura 1.33: (Continuación) Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2017)

## 1.10. Revisión bibliográfica

### 1.10.1. Investigación experimental

Para acervo y desarrollo del presente proyecto se realizó una revisión bibliográfica, a fin de conocer el estado del arte en los sistemas de absorción, considerando diferentes soluciones sal-refrigerante y diversos objetivos de estudio; para análisis termodinámico y para los procesos de transferencia de masa y energía en el ciclo.

**Alloush et al. (1982)** desarrollaron un trabajo experimental acerca de la evaluación de la conductividad térmica en fluidos eléctricamente conductores, específicamente soluciones acuosas de Bromuro de Litio ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) a presiones de 1 atmósfera. Lograron el experimento al desarrollar un equipo al que denominaron Instrumento de Hilo Caliente de Estado Transitorio, a través del cual hacían circular una corriente eléctrica por un cable fabricado de tantalio. Mediante el experimento lograron tabular los valores de la conductividad térmica de la solución, para diferentes temperaturas a determinadas concentraciones, finalmente elaboraron una ecuación en función de la temperatura y la concentración para la presión de saturación de la mezcla, que sirve para modelar y diseñar elementos del sistema de absorción a través de correlaciones.

**C.A. Infante Ferreira (1984)** presenta en un análisis termodinámico de dos mezclas: Nitrato de Litio-Amoniaco y Tiocianato de Sodio-Amoniaco, en el que obtiene y presenta las ecuaciones de las propiedades termofísicas de ambas mezclas tales como; concentración, presión de vapor, densidad, viscosidad dinámica, conductividad térmica, calor específico y entalpía de líquido. Presenta además datos termodinámicos de diseño para los sistemas en estudio, lo que permite modelar teóricamente los sistemas en base a temperaturas de condensación, generación y evaporación recomendadas.

**Eisa et al. (1986)** realizaron un estudio que se dividió en dos partes, la primera para enfriamiento que es la que se menciona en este apartado. El estudio consistió en analizar y tabular las condiciones de operación óptimas para un sistema de absorción para enfriamiento que opera con una solución Agua-LiBr. Partieron de la regla de fases de Gibbs, y considerando que se tienen 2 grados de libertad, tomando 2 variables de operación como las variables libres, las otras condiciones se determinan por los datos de equilibrio termodinámico del par de trabajo. Se determinó que un parámetro importante de diseño, es la relación de flujo, que es la relación entre la cantidad de solución que circula por el sistema y la cantidad de refrigerante generado en el sistema. Se determinaron también temperaturas de evaporación, generación y condensación, para cada una de las cuales se obtuvieron valores de COP. Los resultados se tabularon y permiten predecir el comportamiento del sistema desde la fase de diseño.

**Kawamata et al. (1988)** utilizando un sistema experimental, determinaron la conductividad térmica usando el método del hilo caliente en estado transitorio para electrolitos y soluciones acuosas de LiBr, a temperaturas superiores a los  $100^\circ\text{C}$  y presiones superiores a las 4 atmósferas. Las pruebas se realizaron para la solución con concentración de (sal/agua) 30.3 %, 46.5 % y 56.6 %. Se obtuvieron tablas de estas tres condiciones para temperaturas desde  $29$  hasta  $100^\circ\text{C}$  y presiones desde 0.1 hasta 40 MPa. Adicionalmente presentaron las ecuaciones del comportamiento de la conductividad en función de la temperatura de solución, presión, concentración y 3 parámetros adimensionales. Con estas ecuaciones es posible modelar un generador para el sistema de absorción de doble efecto utilizando correlaciones para mezclas binarias.

**Wen Yao et al. (1991)** obtuvieron experimentalmente la tensión superficial de soluciones acuosas de LiBr, y soluciones acuosas de LiBr con aditivos derivados del octanol. Este trabajo fue desarrollado con un equipo denominado Aparato de Pérdida de Volumen de Tornberg. Los valores obtenidos, se tabularon para temperaturas de  $20$  hasta  $90^\circ\text{C}$  y concentraciones de la sal en el agua desde 10 hasta 60 %. Aunque no presentaron ecuaciones del comportamiento, se pueden obtener polinomios a partir de las tablas presentadas. El valor de la tensión superficial, es de suma importancia para calcular el coeficiente de transferencia de calor para una mezcla binaria que experimenta ebullición nucleada en estanque, tal como sucede en el generador de un sistema de absorción.

**Wimby y Berntsson (1994)** mediante métodos experimentales, lograron obtener la viscosidad cinemática y la densidad de soluciones acuosas de LiBr, LiCl,  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{ZnBr}_2$  y  $\text{LiNO}_3$ . La densidad se obtuvo tomando agua de doble destilación primeramente en todos los solventes y se utilizó un tubo densímetro vibrante Anton Paar DMA 602. Las viscosidades se determinaron usando capilares sumergidos en un baño térmico con una estabilidad de temperatura de  $\pm 0.02^\circ \text{C}$ . Los valores de viscosidad y densidad se tabularon para cada solución, para diversas temperaturas y concentraciones. Presentaron además, ecuaciones del comportamiento de densidad y viscosidad cinemática.

**M. Izquierdo, et al. (1998)**, demostraron que los sistemas de absorción de simple efecto, son menos eficientes en términos de energía primaria que los sistemas de compresión enfriados por aire, por lo tanto cuando se utiliza quema de combustibles fósiles para accionar estos sistemas de absorción, resulta insatisfactorio. Sin embargo, no es así con el uso de energía solar, esto presenta una alternativa para los picos de demanda máxima cuando se utilizan colectores solares.

**Y. Kaita (2001)** en vista de que los sistemas de absorción de triple efecto están emergiendo, se hace mayor la necesidad de datos de la solución acuosa de LiBr a altas temperaturas, y el trabajo que Y. Kaita desarrolla, está enfocado al análisis de las ecuaciones que describen el comportamiento termodinámico de dicha solución para el diseño y la simulación del sistema que opera a altas temperaturas, y la temperatura de la solución va desde 40 a  $210^\circ \text{C}$ , con concentraciones de 40 a 65 %. Estas ecuaciones son de suma importancia para diseñar sistemas de absorción de triple efecto, donde las temperaturas de generación son cercanas a los  $210^\circ \text{C}$ . Las ecuaciones muestran el cálculo de la temperatura de saturación de la mezcla, presión de vapor, entalpía, calor específico y entropía. Finalmente obtuvieron una gráfica de la entropía para diversas temperaturas a diferentes concentraciones, y compararon los resultados con otros obtenidos por diferentes investigadores y se encontraron diferencias del 1 %, ya que en el presente trabajo se propusieron nuevas ecuaciones.

**W. Rivera y A. Xicale (2001)** desarrollaron un método experimental para la obtención de coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada saturada al interior de tubos para la solución acuosa de LiBr, para concentraciones que van desde 48 hasta 65 %. Los coeficientes obtenidos promedio van desde 1000 hasta  $4000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . Se hizo fluir la solución en un tubo vertical de acero inoxidable que recibía un flujo de calor uniforme, misma que se calentó previamente y de manera uniforme también en 2 etapas consecutivas, y al entrar al área de medición que representa el tubo vertical, se podía medir la temperatura del fluido y la temperatura de la pared interna del tubo mediante 24 termopozos conjugados en 8 arreglos de 3, y conociendo las propiedades termodinámicas de la solución fue posible determinar los coeficientes  $h$  ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ ) de transferencia de calor. Conociendo las temperaturas mencionadas y el flujo de calor que se suministró mediante una resistencia eléctrica, fue posible conocer los coeficientes de transferencia de calor usando la ley de Newton para el enfriamiento, donde interviene un coeficiente convectivo.

**G. A. Florides et al. (2003)** presentaron el desarrollo del diseño y construcción de una máquina de absorción de simple efecto que opera con la solución acuosa de LiBr, en el desarrollo de su trabajo, presentan la metodología para el cálculo termodinámico y sus balances respectivos, así mismo, el balance de transferencia de energía y masa para dimensionar los diferentes intercambiadores de calor usando la ecuación de Fourier. Sin embargo, no presenta el análisis del diseño del generador. Los resultados, muestran los diferentes coeficientes de transferencia de calor y sus respectivas condiciones de diseño en relación a temperaturas de entrada y salida del fluido de los intercambiadores.

**G. Vinayak Rao y Balakrishnan (2004)** desarrollaron una extensa investigación experimental de la transferencia de calor en ebullición nucleada en estanque para mezclas multicomponentes, mediante la cual, cubren la gran necesidad de correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en ebullición bajo estas condiciones en mezclas binarias y ternarias. Básicamente tomaron un recipiente de vidrio de doble pared con vacío entre ambas paredes en el cual vertieron una mezcla binaria para analizar, posteriormente experimentaron con una mezcla ternaria, suministrando calor desde la base. Era posible controlar la ebullición, dado que se tenía un serpentín de enfriamiento inmerso en el fluido que estaba hirviendo. Se hicieron hervir 150 ml de fluido en cada experimento y se resolvió la ecuación unidimensional de Fourier para estado estacionario sin generación, con esta ecuación pudo calcularse el flujo de calor midiendo las temperaturas del sistema, posteriormente con la ecuación de Newton para el enfriamiento,

fue posible calcular los coeficientes convectivos de ebullición. Una vez hechos los experimentos, se compararon con el análisis teórico de correlaciones existentes para mezclas multicomponentes y se encontraron márgenes de error muy altos en ciertas correlaciones para ciertas mezclas, de la comparación, resultó una propuesta de nuevas correlaciones que se presentan en el documento basándose en investigaciones de otros autores y con las que es posible calcular los coeficientes para mezclas binarias o ternarias. Dichas correlaciones requieren del conocimiento de las propiedades físicas de las soluciones, tales como; tensión superficial, densidad, viscosidad dinámica y algunas otras.

**Zhe Yuan y Harold (2005)** encontraron las ecuaciones del cálculo de las propiedades termodinámicas de la solución acuosa de LiBr, mediante el uso de la correlación de multipropiedades de la energía libre de Gibbs, mismas que son presentadas para un amplio rango de temperaturas que son incluso superiores a los 240° C, y presentan las ecuaciones del cálculo de las propiedades: presión de vapor, calor específico, volumen específico, entalpía y entropía, finalmente presentan nuevas correlaciones para la obtención de las propiedades de la mezcla mencionada.

**M. Izquierdo et al. Resultados obtenidos en Arganda del rey en Madrid, España en 2005**, desarrollaron la evaluación experimental de un sistema de absorción existente en el mercado de la marca ROTARTICA de 4.5 kW de enfriamiento. Hicieron operar el equipo bajo condiciones ambiente normales durante 3 días de agosto con diferentes temperaturas exteriores. Las temperaturas de generación variaron desde 80 a 110°C y las temperaturas de enfriamiento iban de 35 a 41.3 °C. El COP promedio obtenido al final de los 3 días fue de 0.37.

**Cerezo R. J. Tesis Doctoral (2006)** presenta el análisis del proceso de absorción mediante el uso de un intercambiador de placas, en un sistema que opera con la mezcla amoníaco-agua, y un sistema que trabaja con  $LiNO_3-NH_3$  para realizar una comparación, además presenta un compendio de correlaciones para la solución  $LiNO_3-NH_3$ , las cuales fueron de gran utilidad para la simulación computacional de un sistema de absorción con esta última mezcla. El estudio fue teórico-experimental. se comienza con el modelado matemático, posteriormente mediante correlaciones empíricas para mezclas binarias, se conoce el diámetro de la burbuja y con los datos obtenidos se realiza simulación computacional ya que el proceso es iterativo. Se logró demostrar experimentalmente, que en el absorbedor, la temperatura de la solución y de la interfase vapor-solución son casi iguales en el caso del amoníaco-agua, y al comparar los resultados con la solución  $LiNO_3-NH_3$ , se observó el mismo patrón, lo que indica que tienden al mismo comportamiento, a excepción de que en la última solución, el absorbente no es volátil. La eficiencia másica del absorbedor osciló entre 30 y 62 %.

**C. O. Rivera en 2006** diseñó, construyó y evaluó un sistema de refrigeración intermitente usando un CPC truncado con una relación de concentración de 3.3 para producir 8 kg de hielo por día. El sistema de refrigeración opera con la solución Amoníaco - Nitrato de Litio ( $NH_3-LiNO_3$ ) y es intermitente porque consta de 2 etapas: en la primera se llevan a cabo los procesos de generación y condensación y en la segunda los de evaporación y absorción. Se obtuvo que el proceso de generación se lleva a cabo en un rango de temperaturas que varía entre 75 °C y 110 °C mientras que en el proceso de evaporación el refrigerante alcanzó la temperatura de -20 °C y el agua refrigerada de -1 °C.

**Llamas et al. en 2007**, desarrollaron en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM un sistema de refrigeración por absorción de capacidad baja, entre 5 y 10 kW. El sistema se caracterizó por operar con la mezcla Nitrato de Litio - Amoníaco ( $LiNO_3-NH_3$ ), además de que el condensador y absorbedor eran enfriados por aire. El calor era suministrado por un colector de tubos evacuados. Como el amoníaco es el refrigerante, el prototipo puede operar como un sistema de refrigeración o de aire acondicionado. Se obtuvo como resultados un COP de 0.53 para un calor suministrado a 120°C, un calor rechazado a 40°C y se produjo agua refrigerada a 0°C.

**Libotean et al. 2007** midieron el equilibrio líquido vapor de las mezclas Amoníaco - Nitrato de Litio ( $NH_3-LiNO_3$ ) y Amoníaco - Nitrato de Litio - Agua ( $NH_3-LiNO_3-H_2O$ ). La presión de vapor de la mezcla ternaria se midió entre el rango de 293.15 y 353.15 K, con una variación en la fracción másica de refrigerante ( $NH_3$ ) de 0.20 a 0.55 para tres distintas fracciones másicas de agua en la solución ( $LiNO_3$

+ H<sub>2</sub>O) de 0.20, 0.25, y 0.30. Por su parte, la presión de vapor de la mezcla binaria también se midió entre el rango de 293.15 K a 353.15 K, con una variación en la fracción másica del amoníaco de 0.35 a 0.65.

**Libotean et al. (2008)** presentan una investigación experimental para obtener densidades, viscosidades y calores específicos de  $LiNO_3-NH_3$  y  $LiNO_3-NH_3$ -Agua. Presentan un compendio de tablas para diversas condiciones de temperatura, concentración y a una presión media de 1.8 MPa. Además presentan las ecuaciones para densidad, calor específico y viscosidad dinámica y cinemática.

**Marcos del Cano en 2008** presentó un sistema de absorción de Bromuro de Litio - Agua (LiBr-H<sub>2</sub>O) de doble efecto condensado por aire. El sistema se caracterizó para tres días representativos de la temporada de climatización: templado, caluroso y muy caluroso, como resultados obtuvo que el prototipo produce agua fría a 13.5 °C para una temperatura exterior de 40 °C y tiene un COP de 0.7.

**Zacarías Santiago A. Tesis Doctoral (2009)** presenta una investigación sobre el proceso de transferencia de energía y masa en 2 elementos del ciclo de absorción: Generador y Absorbedor. El proceso de absorción se analiza para absorbedores adiabáticos con diferentes mecanismos de absorción tales como lámina y de gotas dispersas de diferentes diámetros, tipo niebla, cono hueco y cono sólido, los resultados experimentales muestran que el mejor mecanismo es el atomizado tipo niebla para sistemas de  $LiNO_3-NH_3$ , seguido por el atomizado tipo cono sólido. Lo que supone que utilizando cono sólido, puede lograrse la meta de reducir el tamaño del absorbedor en estas máquinas.

**Beng Tesha, tesis de maestría (2009)** de un programa de entrenamiento geotérmico de la Universidad de las Naciones Unidas en Islandia, presentó una investigación sobre el potencial de la aplicación de los sistemas de refrigeración por absorción en una planta geotermoeléctrica, para el condensado del vapor que sale de la turbina. Utilizando recursos geotérmicos de temperaturas que no son suficientes para crear potencia o del calor de desecho de la planta, es posible accionar un sistema de absorción que a su vez, con agua de enfriamiento pueda alimentar al condensador de la planta. Si la temperatura de condensación de la planta se reduce, lo hace también la presión y esto incrementará la capacidad de la turbina. Se modelaron sistemas de absorción con mezcla de amoníaco-agua y agua-bromuro de litio. En el estudio presentan los cálculos termodinámicos y de transferencia de energía y masa para el dimensionado de las áreas de transferencia de calor, así mismo, presentan los resultados y los coeficientes convectivos para ebullición nucleada acompañados del coeficiente total de transferencia de calor, que sirven como un punto de comparación para futuros cálculos. Finalmente probaron que para las mismas condiciones, el sistema agua-LiBr, es más eficiente que el de agua-amoníaco. Demostraron que aún no es factible utilizar plantas de generación geotermoeléctrica combinadas con sistemas de absorción, debido a que los costos son tan elevados que la recuperación de la inversión se prolonga a más de 25 años, que es el tiempo de vida normal de una planta geotérmica. Proponen que la investigación en el tema de la refrigeración por absorción, debe encaminarse a incrementar la eficiencia del ciclo y reducir los costos que intervienen en la construcción de los sistemas.

**J.V. Herrera et al. en 2010** publicaron los resultados de la comparación del análisis numérico y experimental de un generador de tubos horizontales de película descendente con capacidad de 10 kW con aceite como fluido caloportador, que operó con la mezcla Nitrato de litio-Amoníaco. Se observó claramente que existe una estrecha correlación entre los resultados numéricos y los experimentales. El flujo de aceite caloportador fue menor al esperado numéricamente y la presión dentro del absorbedor, fue mayor a la esperada numéricamente debido a que no existe una perfecta distribución de la solución en los tubos del absorbedor lo que dificulta un proceso eficiente de absorción.

**R.Z. Wang et al. Agosto de 2012**, publicaron los resultados obtenidos experimentalmente de la construcción y operación de un sistema prototipo de absorción de doble efecto enfriado por aire que opera con la mezcla agua-amoníaco. El sistema tiene una capacidad de 2 kW de enfriamiento y el objetivo fue demostrar la factibilidad técnica del sistema, cuando el equipo mantuvo temperaturas de generación de 85°C y temperaturas de enfriamiento de 8°C para una temperatura ambiente de 29°C, el COP promedió 0.21 aunque se mantuvo en rangos de operación de 0.18 a 0.25.

**G. Moreno-Quintanar et al. 2012** desarrollaron y evaluaron un sistema de refrigeración solar por

absorción intermitente. El sistema opera con las mezclas Amoniaco - Nitrato de Litio ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ) y Amoniaco - Nitrato de Litio - Agua ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$ ). El sistema fue diseñado para producir hasta 8 kg/día de hielo y se compone de un concentrador parabólico compuesto (CPC) con un receptor cilíndrico que actúa como generador/absorbedor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión. Se obtuvieron temperaturas en el evaporador de  $-8^\circ\text{C}$  para un periodo de 8 h. En cuanto a la comparación de rendimientos, se obtuvo que la mezcla ternaria puede ser hasta 24 % mayor que los obtenidos por la mezcla binaria, que varían desde 0.066 hasta 0.093.

**A. Gonzales Gil et al. en 2013** publicaron los resultados de la evaluación experimental de un sistema de absorción que opera con la mezcla Agua-Bromuro de litio enfriado por aire. Construyeron un prototipo para aire acondicionado solar con un absorbedor adiabático de placa plana, un sistema de enfriamiento por aire que enfría directamente condensador y absorbedor. El equipo tiene una capacidad de refrigeración de 4.5 kW, se logró la condensación a temperaturas ambiente desde 40 hasta  $50^\circ\text{C}$ , el proceso de absorción se realizó a temperaturas de  $46^\circ\text{C}$ . La potencia de enfriamiento alcanzada fue de 3.8 kW con temperaturas de enfriamiento de  $14^\circ\text{C}$  y las temperaturas de generación variaron de 85 a  $110^\circ\text{C}$ . El sistema se acopló a un campo de colectores de 40 m<sup>2</sup>. El COP resultó en promedio 0.6. No se encontró rastro de cristalización en el sistema.

**Zamora et al. 2015** desarrollaron un sistema de refrigeración por absorción operando con la mezcla amoniaco-agua, y evaluaron el desempeño de la misma a cargas parciales, variando la carga térmica al evaporador manteniendo constantes las temperaturas de operación. Basados en las normas ANSI/ARI 560-2000, para el cálculo de *Valor Integrado de Carga Parcial*. Se obtuvieron COP eléctricos con valor superior a 9 y COP térmicos con valor superior a 0.55, para temperaturas de carga al evaporador de  $8^\circ\text{C}$ .

### 1.10.2. Investigación teórica

**R. Best et al. (1991)** desarrollaron un trabajo extenso de simulación de diversas condiciones de operación para un sistema de absorción que opera con la mezcla  $\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$ , en el cual presentan sus condiciones diversas, basadas en 4 temperaturas básicas de operación; temperatura de evaporación, temperatura de generación, temperatura de condensación y temperatura de absorción. De hecho, este tipo de información, permite hacer simulaciones futuras y comparar resultados con las tablas que se presentan como resultado de la investigación, en las que para diferentes combinaciones de las temperaturas y concentraciones de operación, se tabula el COP. Los resultados muestran valores para temperatura máxima de generación de  $145^\circ\text{C}$ .

**Romero et al. 2000** hicieron una modelación en la que compararon el rendimiento teórico de un sistema de aire acondicionado solar por absorción operando con la mezcla Bromuro de Litio - Agua ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) y una mezcla acuosa ternaria compuesta por Hidróxido de Sodio, Hidróxido de Potasio e Hidróxido de Cesio [ $\text{NaOH}:\text{KOH}:\text{CsOH}$ ] con las proporciones 40:36:24. Los resultados demostraron que ambas mezclas obtienen semejantes coeficientes de rendimiento, sin embargo, encontraron que el sistema que opera con los hidróxidos puede operar con un rango de temperaturas más alto en el condensador y absorbedor y que el calor emitido por estos componentes puede ser eliminada por aire. Los COP en función de la temperatura de generación, con una temperatura de evaporación de  $5^\circ\text{C}$  y una temperatura de condensación igual a la de absorción de  $50^\circ\text{C}$ , son de 0.24 a 0.40 para Bromuro de Litio- Agua y de 0.50 a 0.52 para la mezcla ternaria de hidróxidos.

**Medrano et al. 2001** discutieron la posibilidad de utilizar mezclas de fluidos orgánicos, como tri-fluoroetanol - tetra etilenglicol dimetil éter (TFE-TEGDME) y metanol - tetra etilenglicol dimetil éter ( $\text{CH}_3\text{OH-TEGDME}$ ) como pares de fluidos de trabajo en serie y en ciclos de absorción de doble intercambio de vapor. Los resultados mostraron que el COP del ciclo que operaba con TFE-TEGDME es 15 % mayor a los sistemas que operan con Amoniaco - Agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ).

**Venegas et al. 2002** analizaron un sistema de absorción de doble y triple efecto operando con Nitrato de Litio - Amoniaco ( $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ ) y Tiocianato de Sodio - Amoniaco ( $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ). Los resultados mostraron que para el sistema de doble efecto y con la mezcla nitrato de litio - amoniaco se obtuvo un



COP de 0.29 con una temperatura de evaporación de 15 °C y una temperatura de generación de 90 °C, mientras que el COP de la mezcla tiocianato de sodio - amoniaco fue un poco menor.

**Venegas et al. 2005** presentan un procedimiento numérico para diseñar absorbedores con aspersión de Nitrato de Litio - Amoniaco ( $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ ) para sistemas de refrigeración por absorción, simulando la transferencia de calor y masa entre las gotas de la solución y el vapor del refrigerante. Los resultados mostraron que aproximadamente el 60 % de la transferencia de total de masa se produce durante el periodo de desaceleración las gotas. Este periodo representa el 13.4 % y el 11.6 % del tiempo de residencia de las gotas en el interior de los absorbedores de baja y de alta presión hasta que alcancen el estado de equilibrio, respectivamente.

**P.Lin, Wang, Zia, 2011** publican la simulación numérica de un sistema de refrigeración solar por absorción de dos etapas enfriado por aire para el análisis del ciclo y el COP para enfriamiento. La simulación demuestra que es posible obtener un COP térmico de 0.34, un COP eléctrico de 26 bajo condiciones típicas de verano con agua de suministro al generador de 85 °C, operando con colectores solares. El equipo simulado presenta una potencia de enfriamiento de 5 kW.

### 1.10.3. Revisiones de la tecnología y evaluaciones técnico-económicas

**Otanicar et al. (2012)** describe una comparación técnica y económica de sistemas solares existentes, que incluyen tanto impulsados térmicamente como eléctricamente. Se realiza una comparación de los costos iniciales de cada tecnología, incluidas las proyecciones sobre los costos futuros de los sistemas de energía solar.

**Ulah et al. (2013)** presenta una revisión de diferentes sistemas de refrigeración solar térmica y climatización, incluyendo ciclo de absorción solar de efecto simple, ciclo de absorción solar de medio efecto, ciclo de absorción asistida solar de doble efecto, sistema de enfriamiento solar de absorción de difusión, sistema de enfriamiento híbrido de absorción solar así como ciclo de adsorción. También en este trabajo, un bloque de diferentes pares de trabajo se presentan y catalogan como pares de fisisorción solar, pares de quimisorción solar y pares híbridos de fisisorción.

**Sarbu et al. (2013)** proporciona una revisión detallada de diferentes métodos de enfriamiento y refrigeración solar. Presenta tecnologías de refrigeración de potencia térmica en dos categorías: tecnologías de sorción (sistemas abiertos o cerrados) y tecnología termo-mecánica (sistema eyector). Los ciclos de desecante sólida y líquida representan el sistema abierto, ambos sistemas pueden alcanzar el mismo rendimiento. Las tecnologías de absorción y adsorción representan el sistema cerrado. La refrigeración por adsorción normalmente necesita temperaturas de fuentes de calor más bajas que la refrigeración por absorción.

**Fernandes et al. (2014)** proporciona el estado del arte de los sistemas de refrigeración por adsorción solar que operan con el ciclo intermitente de lecho único, también conocido como ciclo básico. Se presenta una revisión de los desarrollos en las nuevas tendencias de investigación, que muestra que hay ciclos de adsorción simples, que pueden ser alternativas atractivas no solo para el aire acondicionado o producción de hielo, sino que también satisfacen las demandas de conservación de energía y protección ambiental.

**Best y Rivera (2015)** en este trabajo, se presenta una revisión del desempeño y desarrollo de los sistemas de enfriamiento térmicos. La revisión cubre el estado actual de los estudios teóricos y experimentales de absorción, adsorción, desecantes (líquidos y sólidos), eyecto-compresión y sistemas híbridos. La revisión bibliográfica se realizó principalmente en revistas internacionales, aunque se encontraron algunas referencias en congresos desde 2003 hasta la fecha. La revisión no pretende ser exhaustiva, sino reflejar la investigación más importante publicada sobre estas tecnologías de refrigeración.

**Allouhi et al. (2015)** éste artículo presenta una revisión de las tecnologías disponibles para proporcionar refrigeración a partir de energía solar para las formas térmica y fotovoltaica. Varios indicadores de rendimiento de criterios múltiples que figuran en la literatura se presentan seguidos por un análisis de pros y contras de los diferentes procesos de refrigeración solar térmica. También se lleva a cabo un

estudio de mercado para evidenciar el potencial de estas tecnologías de enfriamiento solar.

**Gafoor et al. (2015)** en este documento, se ha presentado una breve visión general de las diferentes tecnologías accionadas por energía solar térmica disponibles y actualmente instaladas, utilizadas para refrigeración o aire acondicionado. Se realizó un análisis de revisión teniendo en cuenta la investigación en sistemas de enfriamiento solar simulados y experimentales en términos de COP, área de colector (Ac) por unidad de capacidad de enfriamiento (Pch) y volumen de tanque de almacenamiento (V) por unidad de área de colector. El COP de los enfriadores de absorción se encuentra entre 0.6 y 0.8 para simulado y 0.40-0.85 para sistemas experimentales para la temperatura de entrada del generador entre 70 y 100 °C con predominio en el mercado. Enfriadores de adsorción tienen menor COP en el rango de 0.2-0.6 tanto para sistemas simulados como experimentales.

**Zeyghami et al. (2015)** mostró que los sistemas de enfriamiento termo-mecánicos han recibido una atención renovada en los últimos años debido a las ventajas tales como la capacidad de producir bajas temperaturas de refrigeración  $<0^{\circ}\text{C}$ , mediante el uso de fluidos de trabajo adecuados, capacidad de producir electricidad cuando no se necesita enfriamiento acoplando el motor principal con un generador eléctrico. Presenta los desarrollos importantes en las tecnologías de enfriamiento solar termomecánico. Se presenta una visión general de las diferentes tecnologías de refrigeración solar y una revisión bibliográfica detallada de los estudios publicados sobre el diseño y el análisis, las configuraciones experimentales y los enfoques de mejora para los sistemas de refrigeración solar termomecánicos. Los hallazgos de estudios, considerando configuraciones de sistemas, fluidos de trabajo, condiciones operacionales e indicadores de desempeño se resumen en tablas para facilitar la comparación.

**Nkwetta et al. (2016)** muestra que las tecnologías de refrigeración solar por absorción se consideran una forma prometedora de satisfacer las crecientes necesidades de refrigeración relacionadas con el confort térmico, las vacunas, la conservación de alimentos y medicamentos, así como el secado de cultivos. En la actualidad, se utilizan dos sistemas en común: los enfriadores de absorción de simple y doble efecto, con la diferencia entre los dos sistemas del rango de temperatura de funcionamiento. Esta revisión integral analiza los métodos disponibles (modelado teórico/ simulación y experimental) que se han utilizado para alimentar enfriadores de absorción solar de efectos simples y dobles, otros sistemas de refrigeración solar y sus ventajas, integración de sistemas, optimización de diseño y rentabilidad de cada sistema.

**Montagnino et al. (2017)**, expone el diseño, la aplicación y el rendimiento de los proyectos existentes de refrigeración solar más relevantes en todo el mundo, algunos se proponen como representativos del posible diseño de planta en una variedad de condiciones climáticas y de integración de edificios. Se identifican las tendencias de la innovación que respaldan la perspectiva de una explotación más eficiente del potencial de enfriamiento solar.

## 1.11. Justificación

Como puede observarse en la revisión bibliográfica, la mezcla  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$  sigue siendo estudiada hasta la fecha.

El potencial de aplicación de estos equipos, no sólo se queda en la climatización de espacios para confort humano, pues esto no requiere de temperaturas menores a los  $15^{\circ}\text{C}$ , el potencial viene también de la aplicación a la conservación de alimentos, pues como ya se mencionó, el 85 % del consumo eléctrico del sector comercial, se debe a climatización de espacios y refrigeración.

En el Instituto de Energías Renovables (IER) se pretende construir un sistema de absorción enfriado por aire, operando con mezclas tales como:  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ , Amoniaco-Agua, Bromuro de litio-Agua, que ningún fabricante ha desarrollado comercialmente aún en México o en el mundo. Realizar una evaluación experimental con temperaturas de enfriamiento del absorbedor y condensador a condiciones ambiente, modificando las temperaturas de generación, flujos de solución en el sistema y modificación de apertura a la expansión del evaporador.

## 1.12. Objetivos

En el desarrollo del presente proyecto, se tienen planteados diversos objetivos que son claros y específicos. Se presentan a continuación.

### 1.12.1. Objetivo general

Diseñar, construir y evaluar un sistema de enfriamiento solar enfriado por aire, utilizando diversas mezclas refrigerante-absorbente.

### 1.12.2. Objetivos específicos

1. Revisión bibliográfica, sistemas, componentes y mezclas utilizadas en absorción.
2. Elección cualitativa de los componentes a utilizar.
3. Diseño de **Absorbedor tipo burbuja** y **Condensador**, ambos enfriados por aire, tomando en cuenta los coeficientes individuales de transferencia de calor en función de parámetros adimensionales como Reynolds, Prandtl y Boiling.
4. Construcción de los componentes
5. Construcción de la máquina de enfriamiento utilizando los componentes diseñados
6. Puesta a punto de la máquina de enfriamiento
7. Operación y evaluación del sistema bajo condiciones controladas
8. Presentar conclusiones

## 1.13. Estructura de la tesis

### Capítulo 1: Introducción

El primer capítulo presenta la motivación para investigar el tema. Aborda el panorama energético mundial y nacional. Trata de exponer el estado del arte de la refrigeración convencional y no convencional mediante un estudio de los equipos que existen en el mercado. Presenta una revisión bibliográfica, la justificación del proyecto, los objetivos generales y específicos, la metodología del desarrollo de la tesis y finaliza con una descripción general de la misma, la estructura y el contenido de los capítulos.

### Capítulo 2: Marco teórico

Se presentan los fundamentos teóricos de cálculo, diseño y dimensionamiento de condensador y absorbedor. Configuración de la geometría seleccionada.

### Capítulo 3: Procedimiento de cálculo de componentes enfriados por aire

En este capítulo se presenta la metodología desarrollada para dimensionar el Absorbedor-Condensador de tubos aletados enfriado por aire.

### Capítulo 4: Descripción del sistema a evaluar

Se describe el sistema refrigeración por absorción a evaluar, desde su forma general hasta los subsistemas, instrumentación y calibración.

### Capítulo 5: Evaluación experimental del sistema de absorción

Se describe la metodología para realizar la experimentación. Se establecen las condiciones de operación, se presentan los resultados obtenidos así como su interpretación.

**Capítulo 6: Diseño y puesta en marcha de planta de demostrativa de sistema de adsorción en Jiutepec, Morelos, México**

Se presentará la instalación y puesta en marcha de un sistema de adsorción en Jiutepec, Morelos, México, así como su evaluación preliminar.

**Capítulo 7: Diseño y puesta en marcha de planta demostrativa de sistema de absorción en Culiacán, Sinaloa, México**

Se mostrará la instalación, puesta en marcha y evaluación preliminar de una planta piloto de enfriamiento por absorción operado con energía solar en una zona costera de México.

**Capítulo 8: Conclusiones**

Se presentan las conclusiones de la investigación en lo referente al sistema de refrigeración por absorción enfriado por aire que se construyó y se puso en operación. Se incluyen también algunos comentarios sobre las actividades adicionales comprendidas en los capítulos de la presente tesis.

---

## Capítulo 2

# Marco teórico

---

El capítulo que se desarrolla a continuación, describe los principales balances de energía que intervienen en el ciclo de refrigeración, haciendo breve mención del ciclo de Carnot. Por otro lado, presenta el ciclo de refrigeración por absorción con recuperación de calor, el análisis del mismo y los balances de energía que deben llevarse a cabo para un análisis paramétrico. Por último, los cálculos realizados para el dimensionamiento de dos componentes del sistema de absorción, que son: Condensador y Absorbedor. Ambos componentes deben ser enfriados por aire, por lo que el diseño propuesto es a base de tubos aletados, en cuyo interior circula el fluido a enfriar y por el exterior, circula aire forzado.

### 2.1. Ciclo de Refrigeración de Carnot

La máquina de Carnot no existe, es **Ideal**, es la máquina térmica más eficiente y tan alta eficiencia en la realidad no puede lograrse a menos que una máquina sea totalmente reversible.[16]

Sin embargo, el análisis permite conocer cual es la máxima eficiencia que puede alcanzarse con una máquina y el objetivo es aproximarse tanto sea posible, por eso aunque es una máquina ideal es conveniente conocerla ya que permite evaluar otros sistemas.

El ciclo lo realiza un fluido refrigerante que circula con flujo estacionario a través de una serie de equipos. Todos los procesos son internamente reversibles, lo que significa que la generación de entropía dentro de los límites o fronteras del sistema es **Cero**.

Como la transferencia de calor entre el refrigerante y cada foco ocurre sin diferencias de temperaturas, no hay irreversibilidades externas. Para describir el ciclo, se comienza siguiendo el flujo estacionario del refrigerante a través de cada uno de los equipos comenzando por la entrada al evaporador.

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla de líquido y vapor en el estado 4. En el evaporador, parte del refrigerante cambia de líquido a vapor como consecuencia del calor transferido desde el foco a temperatura  $T_F$  al refrigerante. La temperatura y presión durante este proceso permanecen constantes. El refrigerante se comprime adiabáticamente desde el estado 1, donde es una mezcla líquido-vapor, hasta el estado 2, donde es vapor saturado.

Durante este proceso, la temperatura del refrigerante se incrementa desde  $T_F$  hasta  $T_C$  y la presión también aumenta. El refrigerante pasa del compresor al condensador, donde cambia de fase desde vapor saturado hasta líquido saturado debido al calor transferido al foco de temperatura  $T_C$ . Presión y temperatura permanecen constantes en el proceso 2-3. El refrigerante vuelve a su estado de entrada en el evaporador después de su expansión adiabática en una turbina. Durante este proceso 3-4, la temperatura decrece desde  $T_C$ , hasta  $T_F$  y hay un descenso de la presión.

El ciclo inverso de Carnot, es un ciclo termodinámico de refrigeración que opera entre un foco (reservorio) a temperatura  $T_F$  y otro foco a mayor temperatura  $T_C$ . (Fig.2.1)



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

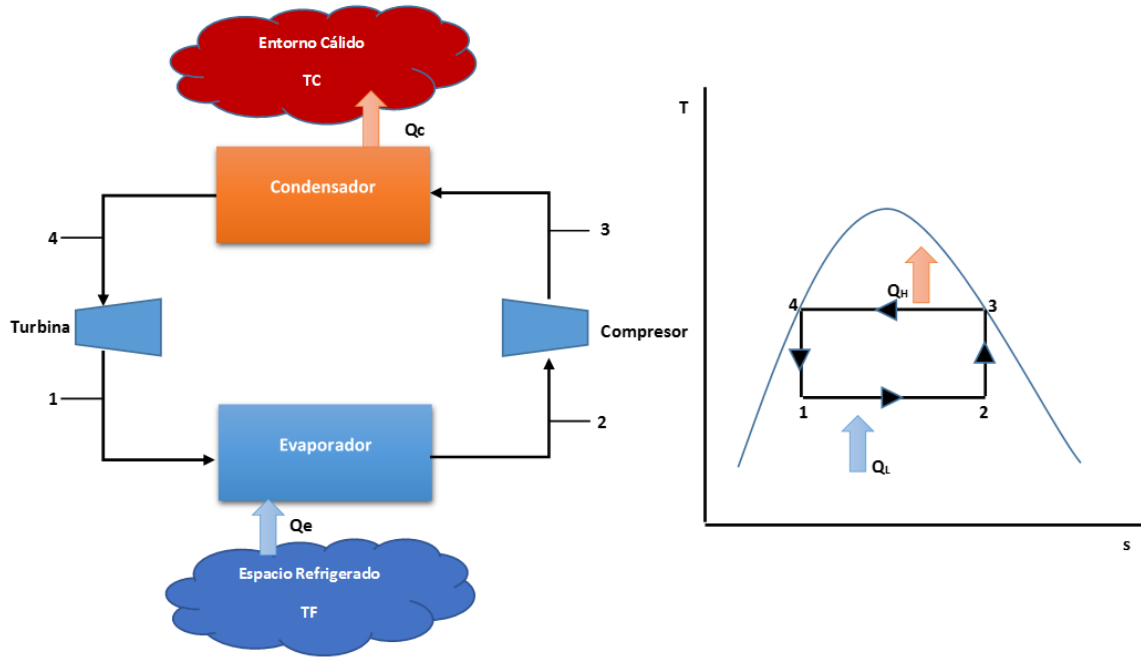


Figura 2.1: Ciclo de carnot de refrigeración con vapor.

El **COP** para enfriamiento puede calcularse como se mencionó en puntos anteriores:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net,s}} \quad (2.1)$$

Dado que  $W_{net}$  es el trabajo neto realizado por el compresor;

$$W_{net,s} = Q_H - Q_L$$

el  $COP_R$  puede reescribirse como:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (2.2)$$

Los procesos pueden interpretarse como sigue:

- 1.- Compresión isentrópica
- 2.- Compresión isotérmica
- 3.- Expansión isentrópica
- 4.- Expansión isotérmica

En la realidad, la transferencia de calor del evaporador al foco frío o del condensador al foco caliente, no ocurre si no existe una diferencia de temperaturas entre el sistema y el foco, dado que el flujo de calor entre dos sistemas solo ocurre cuando existe una diferencia de temperaturas entre ambos.

Otro aspecto que hace este prototipo impráctico, es que el estado del fluido de trabajo a la entrada del compresor, es mezcla, lo que significa que el compresor debería comprimir líquidos. El compresor no está diseñado para comprimir líquidos. Además de lo anterior, el proceso de expansión en la turbina desde el estado de líquido hasta vapor húmedo, no produce una cantidad relativamente alta de trabajo en comparación con el trabajo requerido por el compresor para operar en ciclo, una turbina operando en estas condiciones produciría una cantidad de trabajo menor porque su eficiencia sería bastante baja.

Finalmente, en la práctica se sustituye la turbina por una válvula de estrangulación. Los componentes del ciclo resultante se muestran en la figura 10.3, donde se supone **compresión seca** (el estado es totalmente vapor al entrar al compresor).

Este ciclo resultante se conoce como **Ciclo de refrigeración por compresión de vapor**.

## 2.2. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Actualmente los sistemas más utilizados para refrigeración y acondicionamiento de aire, son los de compresión de vapor.

El sistema de compresión de vapor mostrado en la figura 2.2 opera en estado estacionario.

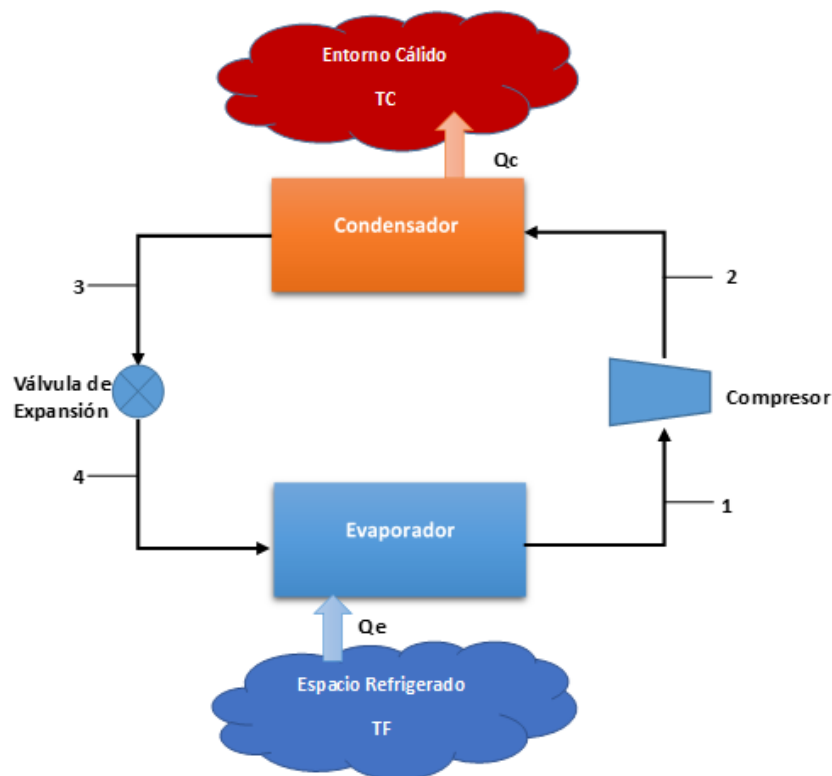


Figura 2.2: Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El calor transferido desde el espacio refrigerado al refrigerante, produce su ebullición. Para el volumen de control que se limita al evaporador, los balances de masa y energía resultan en el calor transferido por unidad de masa de refrigerante:

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.3)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de refrigerante y  $\dot{Q}_e$  se conoce como **Capacidad de refrigeración**. En el sistema internacional esta expresado en **kW**, sin embargo comercialmente tiene un mayor uso la **Tonelada de refrigeración** que equivale a 211 kJ/min o 12,000 BTU/hr.

Se supone que el compresor opere de manera adiabática (sin transferencia de calor hacia o desde los alrededores), por lo tanto tomando al compresor como volumen de control; los balances de masa y energía resultan:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.4)$$



Donde  $\dot{W}_c$  es el trabajo que entra al compresor por unidad de masa de refrigerante.

Posteriormente el refrigerante pasa a través del condensador donde se condensa y existe una transferencia de calor desde el refrigerante al reservorio correspondiente.

Para este volumen de control, los balances de masa y energía en el condensador resultan:

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.5)$$

En el estado 3 el refrigerante entra a la válvula de expansión y se expande hasta la presión del evaporador, a esto se le conoce como proceso de **Estrangulación**. En este caso, después de realizar los balances de masa y energía:

$$h_4 = h_3 \quad (2.6)$$

La presión disminuye en la expansión adiabática irreversible y se acompaña de un aumento en la entropía específica. El refrigerante sale de la válvula en el estado 4 como mezcla líquido-vapor. En este sistema, la potencia de entrada es la potencia requerida por el compresor, ya que la válvula de expansión no produce trabajo. Utilizando las expresiones anteriores y la definición de COP, el coeficiente de operación del sistema de refrigeración por compresión de vapor resulta:

$$COP = \frac{\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}}}{\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.7)$$

Si no se toman en cuenta las irreversibilidades dentro del evaporador y condensador, no existe caída de presión por rozamiento en los intercambiadores. Si la compresión se produce sin irreversibilidades y si se considera adiabático; la compresión es isentrópica. Con estas consideraciones se obtiene el ciclo de refrigeración por compresión de vapor mostrado en el diagrama  $T-s$  de la figura 2.3.

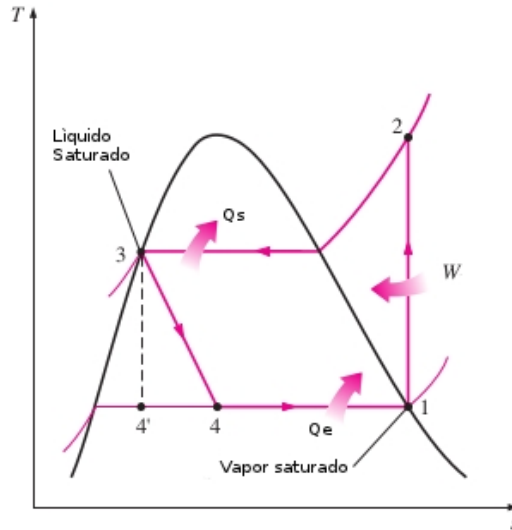


Figura 2.3: Diagrama  $T-s$  del ciclo ideal de compresión de vapor. (Thermodynamics, Yunus Cengel)

El ciclo consta de los procesos siguientes:

**Proceso 1-2s:** Compresión *isentrópica* del refrigerante desde el estado 1 hasta la presión existente en el condensador.

**Proceso 2s-3:** Compresión isobárica. Existe una transferencia de calor desde el refrigerante al entorno y sale como líquido en el estado 3.

**Proceso 3-4:** Expansión irreversible isentálpica. Proceso de *estrangulación* desde el estado 3 hasta mezcla líquido-vapor en 4.

**Proceso 4-1:** Expansión isotérmica. Transferencia de calor hacia el refrigerante que fluye a presión constante por el evaporador y se completa el ciclo.

Todos los procesos del ciclo anterior son internamente reversibles con excepción de la válvula de expansión, sin embargo, aunque este proceso es irreversible, este ciclo se conoce como **Ciclo Ideal de compresión de vapor**.

Las temperaturas del ciclo de refrigeración por compresión de vapor quedan establecidas por  $T_F$  a mantener en el foco frío y  $T_C$  a mantener en el foco caliente a la que se descarga el calor. La figura 2.4 muestra ciertas características que corresponden a un **Ciclo Real de compresión de vapor**. Como puede verse en la figura, la transferencia de calor entre los intercambiadores de calor y los alrededores no se produce de manera reversible, la temperatura del refrigerante en el evaporador debe ser menor que  $T_F$  y la temperatura del refrigerante en el condensador debe ser mayor que  $T_C$ . Además, el compresor no opera isentrópicamente.

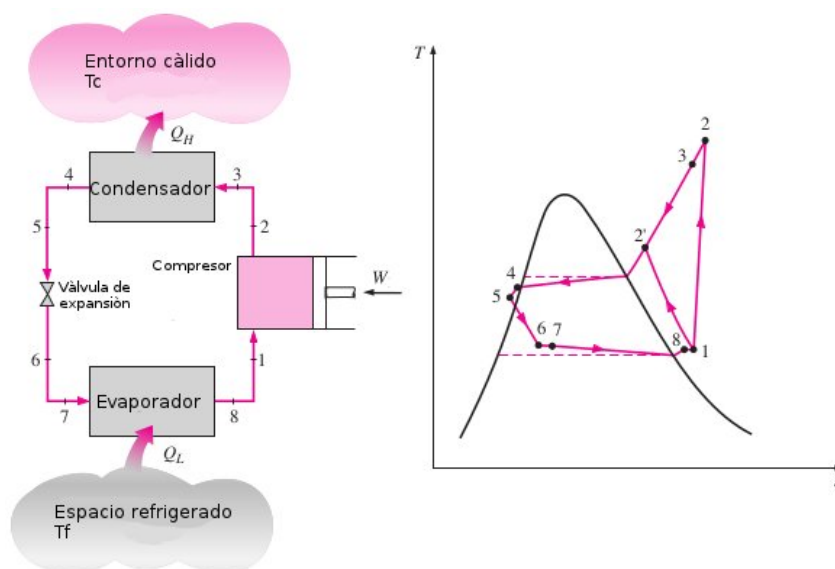


Figura 2.4: Diagrama T-s del ciclo real de compresión de vapor. (Thermodynamics, Yunus Cengel)

Si se observa el proceso de compresión, se concluye que existe un incremento de entropía específica que acompaña una **compresión adiabática irreversible**. Al comparar el ciclo 1-2—8-1 con el ciclo 1-2s—8-1 se nota que la capacidad de refrigeración es la misma pero el trabajo consumido es mayor en el caso del ciclo real, por consecuencia el COP es menor en el ciclo real.

El efecto de la compresión irreversible puede contabilizarse utilizando en **Rendimiento isentrópico** del compresor, que para los estados arriba mencionados se puede expresar:

$$\eta_c = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

Existen desviaciones adicionales respecto al ciclo ideal debido a las irreversibilidades que causa el rozamiento en los intercambiadores de calor que se traducen en caídas de presión. Esto no se indica en la figura 1.8 y no se abordará el tema de forma concreta.

Otras dos características deben mencionarse. En el ciclo real, el vapor entra al compresor en estado sobre calentado para evitar que exista humedad que pueda averiarlo. Por otro lado, el refrigerante entra subenfriado a la válvula de expansión para recuperar capacidad de enfriamiento dado el incremento de entropía a la salida de la estrangulación, otra vez, este tema no se tratará directamente, sin embargo vale la pena mencionarlo.

### 2.3. Ciclo de refrigeración por absorción

En general las máquinas térmicas tienen características comunes que es imposible modificar pues violarían la segunda ley de la termodinámica, *deben trabajar entre dos reservorios o focos, uno a alta temperatura y otro a baja temperatura*. En el caso de los ciclos de refrigeración, se tienen diversas cosas en común, un fluido de trabajo que circula por el sistema que se encuentra dividido en una zona de baja presión y otra de alta presión con sus temperaturas respectivas. El ciclo de refrigeración por absorción tiene bastante similitud con el de compresión de vapor, ambos sistemas involucran *evaporador, condensador, válvula de expansión*. Aunque ambos ciclos (absorción y compresión) tienen un mecanismo de compresión, el sistema de absorción no tiene un dispositivo de compresión mecánica y esta es la primera diferencia importante.

El ciclo de absorción tiene un mecanismo de compresión térmica. Este proceso se lleva a cabo cuando un refrigerante es **absorbido** por una sustancia secundaria formando una **solución líquida**, este proceso se lleva a cabo a baja presión. La solución líquida se *comprime* hasta una alta presión. El volumen específico de la solución líquida es, por mucho, menor que el del vapor refrigerante por lo tanto el trabajo requerido para este proceso de compresión es significativamente menor que el requerido en un ciclo de compresión de vapor.

La otra diferencia importante, es que en los sistemas de absorción debe introducirse un medio para recuperar el vapor refrigerante absorbido. Esto requiere de el suministro de calor desde un foco de alta temperatura que permita la separación del refrigerante, lo que sucede siempre antes del punto de ebullición del fluido absorbente. Para el suministro de calor, regularmente resulta económico utilizar calor de desecho de procesos a través de vapores y calores residuales. Por supuesto en este punto es de vital importancia el uso de **fuentes renovables de energía** tales como *energía solar y geotérmica*.

En el **Absorbedor** el fluido sorbente atrapa (absorbe) al vapor refrigerante que procede el evaporador en el estado 1. La formación de la solución líquida *refrigerante – absorbente* es **Exotérmica**. Como la cantidad de refrigerante que el sorbente puede absorber aumenta cuando la temperatura de la solución disminuye, se hace circular agua para enfriamiento que permite retirar el calor debido a la reacción exotérmica. La solución concentrada abandona el absorbedor y entra en la bomba donde su presión se incrementa hasta la del generador. En el **Generador**, el calor transferido a la solución desde un foco de alta temperatura, hace que el refrigerante se separe dejando una solución diluida (con poco contenido de refrigerante).

El trabajo consumido, es solamente para bombear el fluido por el sistema, que es pequeño comparado con un sistema de compresión que trabaja en los mismos niveles de presión. Sin embargo, los costos relacionados con el suministro de calor y con los equipos que no requiere el sistema de compresión puede anular la ventaja energética. El ciclo de compresión es compacto y económicamente muy atractivo en la actualidad. El sistema mostrado en la figura anterior, se denomina **Ciclo simple de absorción**. Adicionalmente, se puede incluir un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor para precalentar la solución antes de ingresar al generador y con esto disminuir el calor requerido para calentar la solución. Al mismo tiempo la solución que regresa al absorbedor se enfría al ceder calor a la solución que se dirige al generador.

En la práctica estos sistemas se vuelven económicamente atractivos cuando existe una fuente barata de energía térmica a temperaturas desde 100 hasta 200 C.[16]. El sistema de absorción más utilizado es el de **Agua-Amoniaco**, donde el amoniaco es el refrigerante y el agua funge como el medio de transporte

que tiene la capacidad de absorber al refrigerante. Otros sistemas se han desarrollado en los últimos 10 años como son **Agua-Bromuro de litio** y **Agua-Cloruro de litio**. En ambos casos, el agua funge como el refrigerante, sin embargo; las temperaturas se limitan solo al *acondicionamiento de aire* dado que existe el límite del punto de congelación del agua.

El compresor mecánico es sustituido por un **Compresor térmico** que involucra **Absorbedor, bomba, generador y válvula de estrangulación**.

El flujo del refrigerante y de la solución es el mismo que ya se mencionó anteriormente, los balances de energía para el **COP** son los mismos, ya que siguen siendo balances de masa y energía aplicables a un sistema termodinámico. La diferencia en el sistema mostrado en la figura anterior, es la inclusión de un **Regenerador** (intercambiador de calor) ya mencionado y un **Rectificador** que se usa solo en el sistema Amoniaco-Agua, debido a que el agua es una sustancia muy volátil y algunas trazas fluyen con el refrigerante al condensador, para evitar estas complicaciones se utiliza el rectificador que separa las trazas de agua y las devuelve al generador.

A continuación, en la figura 2.5 se muestra esquemáticamente el ciclo y sus componentes. El refrigerante pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador tal como en un ciclo de compresión de vapor.

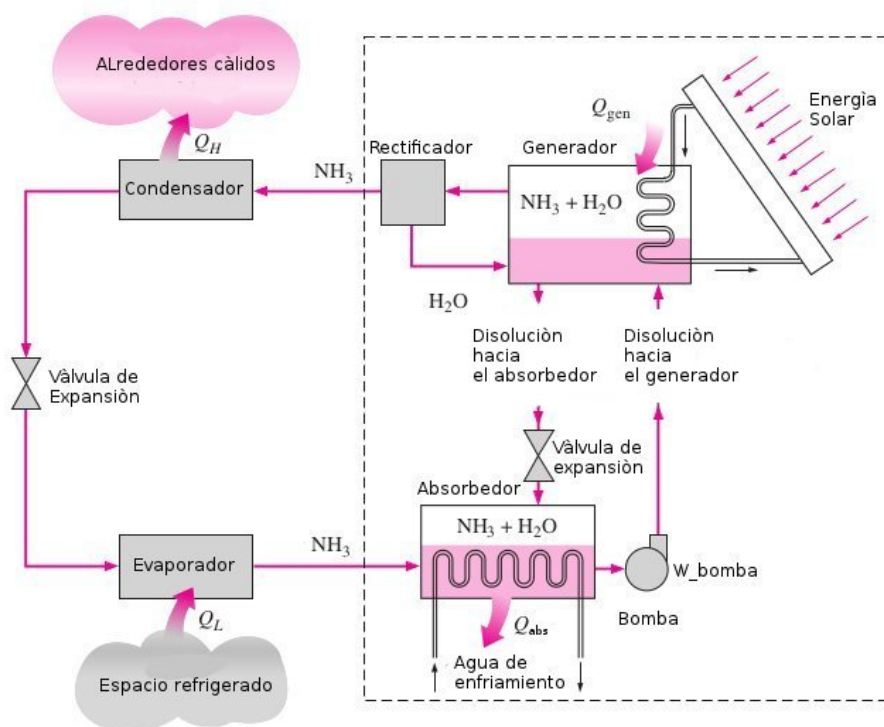


Figura 2.5: Diagrama de componentes de un sistema simple de refrigeración por absorción. (Thermodynamics, Yunus Cengel)

El COP puede obtenerse como sigue:

$$COP_{absorción} = \frac{\text{Salida deseada}}{Q_{gen} + W_{bomba}} = \frac{Q_L}{Q_{gen} + W_{bomba}} \quad (2.9)$$

El COP máximo que puede obtenerse con un sistema de absorción, se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible. El sistema sería totalmente reversible si desde el foco de alta temperatura  $Q_{gen}$  se transfiriera calor a una máquina de carnot y el trabajo de salida de esta máquina

( $W = \eta_{th,rev} Q_{gen}$ ) fuera suministrado a un ciclo inverso de carnot para remover calor del espacio refrigerado.

Para comprender un poco el funcionamiento y los balances del sistema de absorción, puede tomarse el sistema de amoniaco-agua que se presenta a continuación en la figura 2.6.

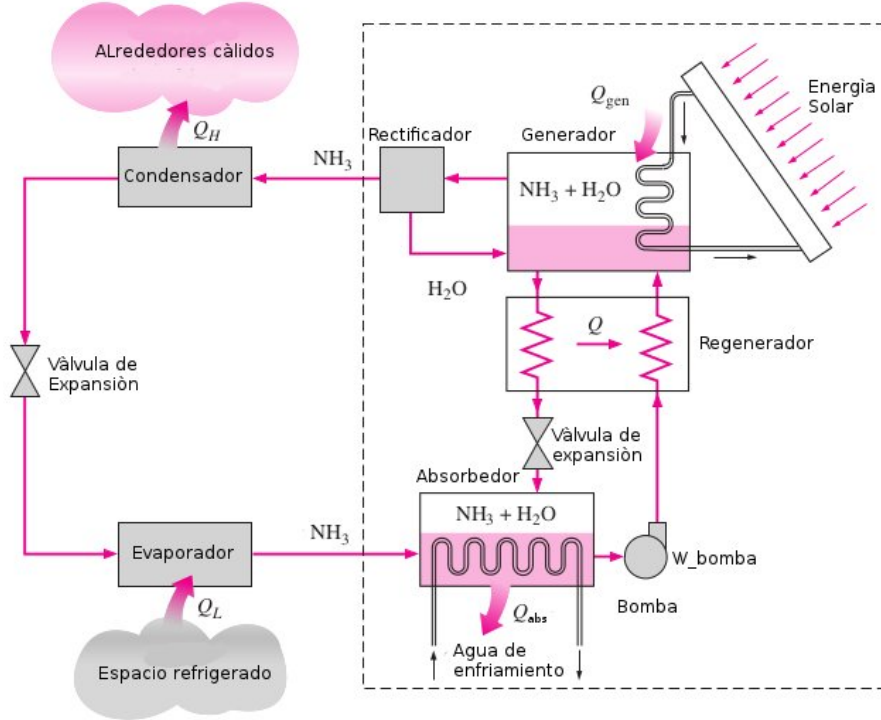


Figura 2.6: Diagrama y componentes del ciclo de absorción de simple efecto con recuperador de calor. (Thermodynamics, Yunus Cengel)

Por lo tanto el COP total para un sistema de absorción que opera en condiciones reversibles se define como sigue:

$$COP_{rev,absorcion} = \frac{Q_L}{Q_{gen}} = \eta_{th,rev} * COP_{R,rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_S}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.10)$$

Donde  $T_L$ ,  $T_0$  y  $T_S$  son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y el reservorio de alta temperatura (foco caliente), respectivamente.

De la segunda ley de la termodinámica es posible obtener el COP de refrigeración para la máquina de refrigeración de carnot. Para máquinas totalmente reversibles los calores denotados en la ecuación como  $Q_L$  y  $Q_H$  pueden sustituirse por las temperaturas absolutas al aplicar los balances por segunda ley en la ecuación.

El **balance general de energía para un sistema de absorción** aplicando la primera ley resulta como sigue:

$$Q_H + Q_{absorbedor} = Q_L + Q_{gen} \quad (2.11)$$

El trabajo de la bomba en este tipo de sistemas regularmente se desprecia debido a que es muy pequeño en comparación con el calor requerido en el generador para operar el ciclo.

Se denomina el sistema de absorción de **Simple Efecto** al ciclo de absorción en el que se consigue una línea de *producción* de refrigerante para un absorbedor y un generador. En la actualidad, el desarrollo de

investigación en sistemas de refrigeración por absorción sigue latente.

La búsqueda de mejores sistemas de transferencia de calor, nuevas mezclas refrigerante-sorbente, incremento del desempeño de las máquinas, mejora en el proceso de transferencia de masa y energía en el absorbedor, son algunos de los temas actuales en los que se está llevando a cabo investigación. Los objetivos perseguidos con los nuevos desarrollos tienen que ver por una parte con la reducción de la energía térmica requerida para activar el sistema de absorción, la disipación de calor de condensado mediante aire en lugar de usar agua con una torre de enfriamiento, la activación a varios niveles de temperatura para un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos [17].

Las aplicaciones frigoríficas son otro campo de aplicación en el que los sistemas de absorción siguen siendo interesantes y competitivos frente a los sistemas de compresión en determinadas aplicaciones. La mezcla Agua-Amónico ( $NH_3 - H_2O$ ) es la única opción existente para la producción de frío hasta temperaturas de  $-60^\circ C$  y en un amplio intervalo de potencias desde 250 kW hasta Megawatts.

Para el desarrollo de la presente tesis, se trabaja con un sistema de refrigeración por absorción que operará con la mezcla Nitrato de litio-Amónico y Amónico-Agua. El amónico funge como el refrigerante y el absorbente es el Nitrato de litio o en su caso, el agua. Ver figura 2.7.

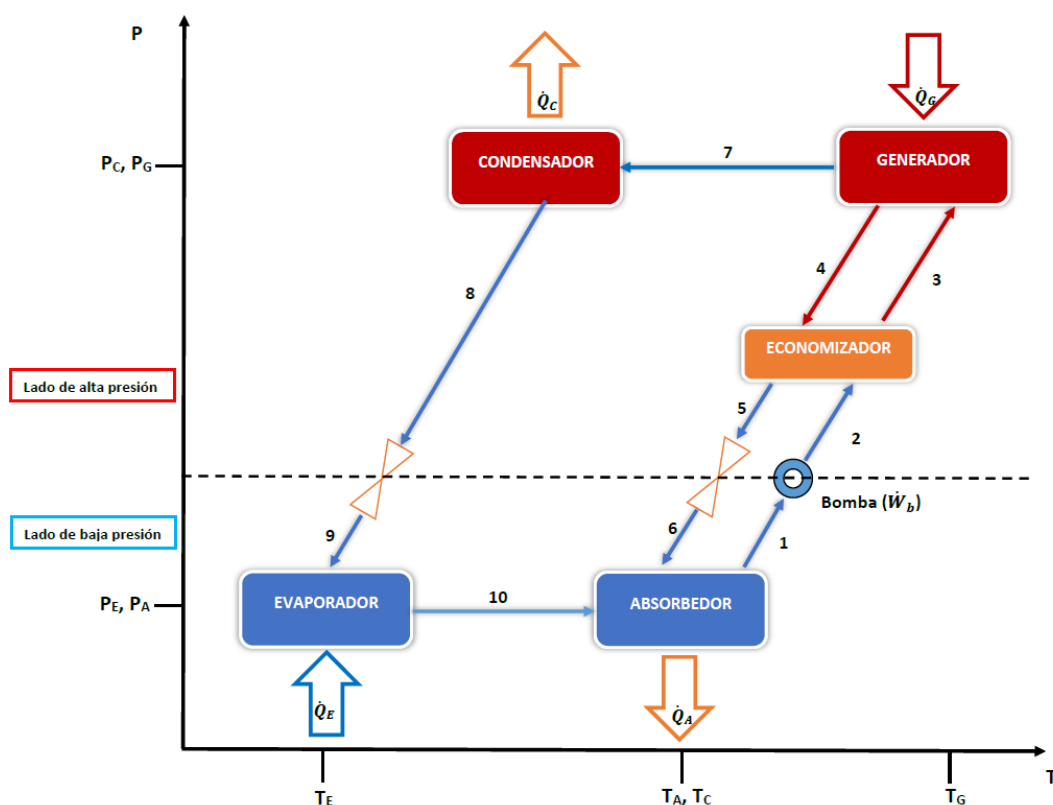


Figura 2.7: Componentes del ciclo simple de refrigeración por absorción con recuperador de calor.

La figura anterior 2.7, muestra los componentes del ciclo de absorción. En cada componente debe realizarse el balance de masa y energía para conocer calores transferidos, trabajo efectuado por la bomba y por último, la concentración de sal en la solución líquida. El calor removido  $\dot{Q}_e$ , el calor disipado  $\dot{Q}_{cond}$  y el proceso de expansión, se calculan de la misma forma que en el sistema de compresión de vapor.

En el caso del absorbedor, generador y bomba ( $\dot{Q}_{abs}$ ,  $\dot{Q}_{gen}$ ,  $\dot{W}_b$ , respectivamente) los balances de materia, masa y energía se presentan a continuación [18]. (Ecuaciones para concentración y entalpía [19], [20], ver apéndice).

Para el absorbedor, de primera instancia se puede conocer  $X_1$ :

$$x_1 = f(T_1, P_1) \quad (2.12)$$

$$x_6 = f(T_4, P_4) \quad (2.13)$$

$$m_1 = m_6 + m_{10} \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 \quad (2.15)$$

Con la presión, temperatura y concentración ( $P, T, x$ ) se conocen las entalpías específicas ( $h_1$  y  $h_6$ ) mediante las ecuaciones de equilibrio de la solución  $LiNO - NH_3$  que se presentan en el apéndice, por consiguiente es posible conocer  $Q_{abs}$ .

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.16)$$

En el caso de la bomba:

$$\dot{W}_b = \nu(P_2 - P_1) \quad (2.17)$$

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (2.18)$$

Para el recuperador de calor, es necesario tener como dato de entrada la efectividad del intercambiador de calor:

$$\eta_{rec} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2.19)$$

De esta forma se conoce  $h_6$  para resolver la ecuación de  $Q_{abs}$  dada la expansión isentálpica.

Para el generador:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (2.20)$$

Un dato importante es la **Relación de flujo** que establece cuanto flujo de solución debe circular en el sistema en comparación con el refrigerante producido, un valor alto de esta relación es indicador de una baja eficiencia del ciclo:

$$RF = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} \quad (2.21)$$

Con el cálculo de los valores anteriores, es posible establecer el balance presentado en la ecuación 2.11.

## 2.4. Simulación y selección de condiciones de diseño de componentes

Infante Ferreira 2014[19] y Libotean 2007 [20], presentan ecuaciones para la mezcla Nitrato de Litio-Amoniaco, utilizando los balances de energía mostrados en el punto anterior, se llevó a cabo la simulación del ciclo de absorción de simple efecto con la única finalidad de establecer las condiciones generales para diseño del absorbedor y condensador, en las que primordialmente se requiere conocer el flujo másico de refrigerante así como el flujo másico de solución que circulará por el absorbedor en compañía del refrigerante.

La figura 2.8 que se muestra a continuación, permite conocer el punto de operación considerado para el diseño, que corresponde a **Temperatura de generación: 90 °C**, **Temperatura de evaporación: 0 °C**, **Temperatura de condensación: 40 °C** para una potencia de enfriamiento de 5 kW.

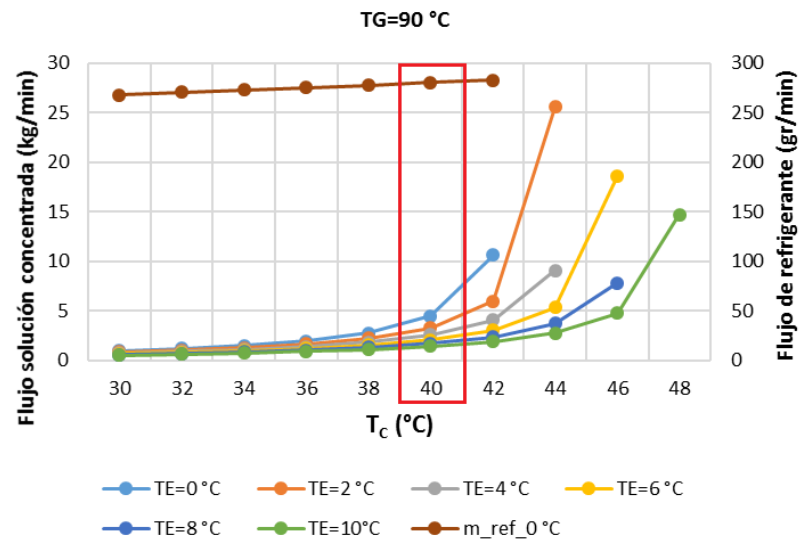


Figura 2.8: Simulación del sistema de absorción de simple efecto amoniaco-nitrato de litio

De la figura 2.8, se observa que el flujo de solución que se consideró en el diseño, es el de la solución concentrada y se sitúa en un valor del orden de 4.5 kg/min, para un flujo de refrigerante del orden de 280 gr/min.





# Procedimiento de cálculo de componentes enfriados por aire

---

El cálculo y dimensionamiento del condensador de tubos aletados, tanto como el absorbedor de la misma característica, considera el coeficiente global de transferencia de calor, el procedimiento aquí mostrado se basa en el manual del ingeniero químico [21] y en la tesis de Urgilés Remache [22]. Para el proyecto de tesis de doctorado, como ya se mencionó en el primer capítulo del presente documento, se diseñará un sistema de refrigeración por absorción cuyo absorbedor y condensador serán enfriados por aire.

## 3.1. Intercambiadores de calor tipo compactos

En el presente proyecto, el generador, economizador y evaporador, son intercambiadores de calor contruidos a base de placas. El dimensionamiento de estos componentes corrió a cargo del **Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza**, quien ha desarrollado un código de programación para llevar a cabo el análisis y dimensionamiento de dichos componentes.

## 3.2. Condensador

El condensado de gases o vapor, es un proceso que consiste en el cambio de fase gaseosa a líquida y es utilizado en la industria alimenticia, química y de la refrigeración, sólo por mencionar algunas aplicaciones comunes.

El presente capítulo comprende el cálculo y dimensionamiento de un condensador de tubo aletado enfriado por aire para conseguir el cambio de fase del vapor de amoníaco a amoníaco líquido, el medio de enfriamiento es aire forzado que se hará circular por el exterior de los tubos, dentro de los cuales circula el refrigerante. El condensador formará parte de un sistema de refrigeración solar que opera en un ciclo de absorción y en el presente proyecto se muestra la teoría fundamental así como la memoria de cálculo del sistema.

Se muestran también imágenes del diseño geométrico del equipo y los materiales seleccionados para su construcción, especificando también el ventilador que circulará el aire a través del arreglo de tubos y aletas (banco de tubos aletados).

### 3.2.1. Descripción del sistema

El sistema consiste en un banco de tubos aletados. El diseño consta de 6 tubos dispuestos en forma de  $\bar{U}$ . Se han considerado aletas radiales. Se muestra el corte transversal en la figura 3.1.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

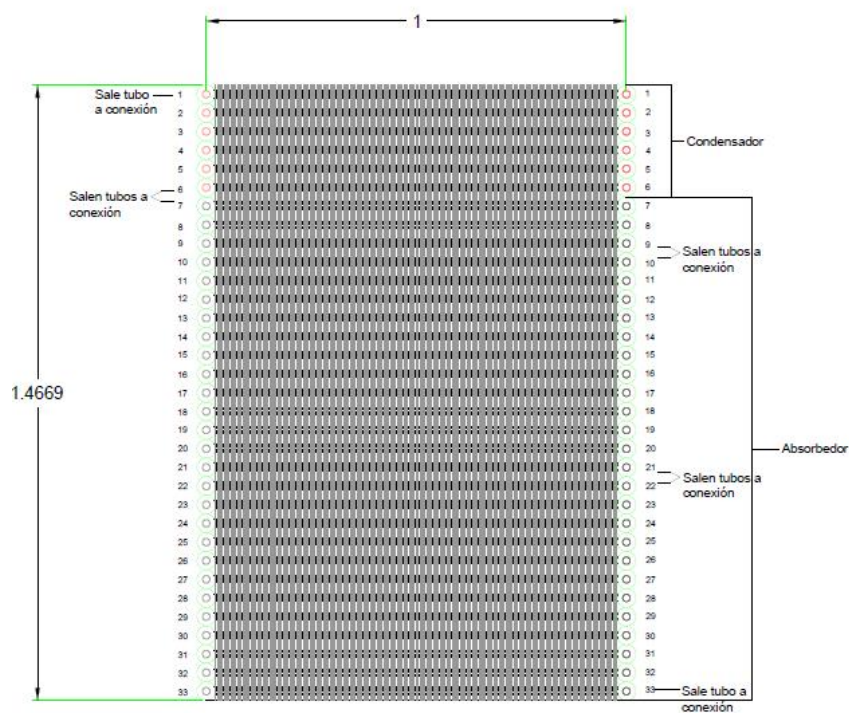


Figura 3.1: Corte transversal del diseño geométrico propuesto. (Cotas: metros)

El diámetro nominal de tubo es de  $3/4"$  con aletas de  $1/2"$  de altura.

A continuación se muestra en la figura 3.2 el modelo en 3D del condensador, en el que puede verse el tubo cuyo recorrido es horizontal, así como las aletas que forman parte del banco de tubos. El dibujo se realizó en *Sketch Up*, un software para diseño gráfico en 3 dimensiones. Es evidente que lo que se busca con este diseño es colocar un ventilador axial con descarga vertical succionando aire desde en centro del condensador y arrojándolo verticalmente hacia afuera del banco de tubos, con lo que se consigue que el aire forzado cruce por completo el banco de tubos.

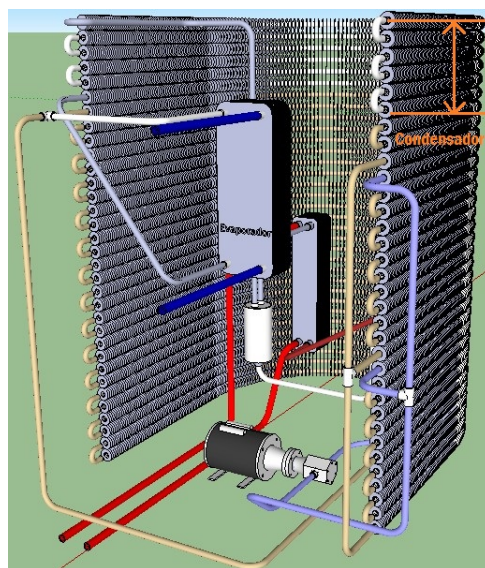


Figura 3.2: Diseño geométrico tridimensional, propuesto para el condensador de amoníaco

Los datos de la tubería seleccionada se muestran a continuación en la tabla 3.1. Se seleccionó tubería de acero inoxidable AISI 304, que es una tubería comercial y puede conseguirse con proveedores del mercado local. Se presentan: diámetro nominal ( $D_n$ ), diámetro externo ( $D_e$ ), diámetro interno ( $D_i$ ) y la conductividad del material ( $k$ ).

Tabla 3.1: Datos de tubo inoxidable

| $D_n$ , m | $D_e$ , m | $D_i$ , m | $K$ , W/m°C |
|-----------|-----------|-----------|-------------|
| 0.01905   | 0.01905   | 0.01739   | 15          |

Las aletas son construidas en aluminio espesor de 0.25 mm.

Tabla 3.2: Datos de la aleta

|                     |         |
|---------------------|---------|
| Número de aletas/m  | 387     |
| Espesor de la aleta | 0.25 mm |
| Conductividad W/m°C | 240     |

Se muestra en la siguiente figura 3.3 la forma de dimensionar el arreglo en el banco de tubos. En el presente proyecto  $NT=6$ , dado que serán 6 tubos en una línea, así que  $NL=1$ , una línea de tubos. La distancia  $S_d$  no aplica debido a que los tubos del banco están en línea.  $ST$  indica la distancia entre centros de tubos situados en la misma línea. En este caso  $ST=34.9$  mm.

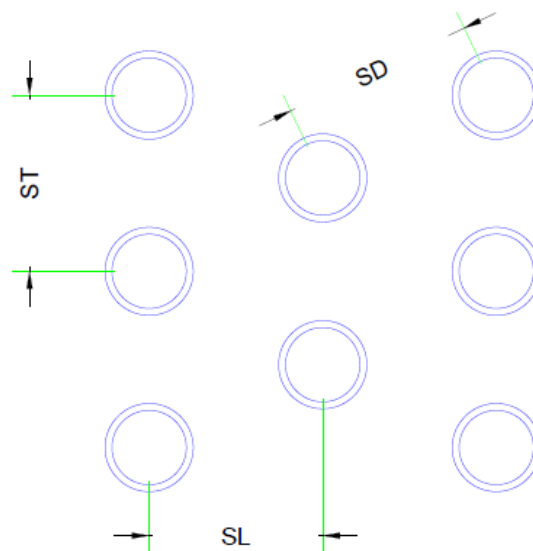
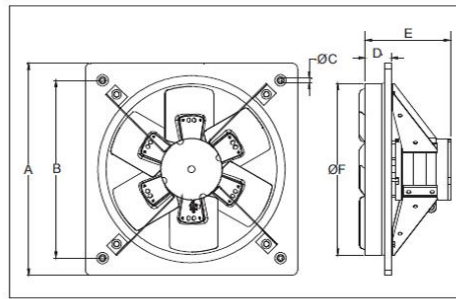


Figura 3.3: Principales dimensiones a considerar en el diseño del banco de tubos.

Se propone un extractor axial de acoplamiento directo con capacidad de 5700 m<sup>3</sup>/hr a una caída de presión de 0.79" de columna de agua, tanto el flujo de aire como la caída de presión son propuestos, deben recalcularse e iterarse de acuerdo a los parámetros de diseño del condensador y su configuración final. Se muestran los detalles del extractor en la figura 3.4.

## DIMENSIONES



| MODELO  | A   | B   | ØC   | D  | E                     |     | ØF  |
|---------|-----|-----|------|----|-----------------------|-----|-----|
|         |     |     |      |    | ÁNGULO DE INCLINACIÓN |     |     |
|         |     |     |      |    | L                     | H   |     |
| HXB-400 | 498 | 417 | 9.5  | 62 | 188                   | 197 | 402 |
| HXB-500 | 628 | 555 | 9.5  | 50 | 232                   | 227 | 497 |
| HXT-400 | 498 | 417 | 9.5  | 62 | -                     | 199 | 402 |
| HXT-500 | 628 | 555 | 9.5  | 50 | 210                   | 208 | 497 |
| HXT-630 | 809 | 637 | 15.9 | 71 | 310                   | 310 | 633 |

\*Dimensiones mm.

Figura 3.4: Detalles del extractor propuesto

## 3.2.2. Fundamento teórico

Es conveniente comenzar explicando que la transferencia de calor desde el banco de tubos aletado al medio de enfriamiento que en este caso es aire, se lleva a cabo mediante convección forzada. Conocer si el proceso de transferencia de calor por convección será eficiente o suficiente, es importante para determinar si se ha elegido el método adecuado, para lograr este fin existen parámetros adimensionales que hacen evidente el comportamiento del fenómeno de convección forzada (en este caso se utiliza un ventilador).

Los grupos adimensionales que se utilizan en la transferencia de calor por convección son fundamentalmente, los siguientes [21], [22]:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.1)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.2)$$

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (3.3)$$

La longitud característica  $L_c$  está definida para un tubo circular, de la forma siguiente [22]:

$$L_c = \frac{4A}{P} = \text{Diámetro} \quad (3.4)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds (adimensional)

Pr: Número de Prandtl (adimensional)

Nu: Número de Nusselt (adimensional)

A: Área de la sección transversal al flujo

P: Perímetro mojado

D: Diámetro del tubo

El **Número de Nusselt (Nu)**, relaciona la transferencia de calor desde una superficie por la que un fluido circula, contra la transferencia de calor que ocurriría solamente por conducción.

La transferencia de calor por convección natural cuyo Número de Reynolds (Re) es menor a 1000, se considera como pura conducción y en este caso el Nu toma el valor de Nu=1.

Para valores mayores de Re, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y Nu, toma valores superiores.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{hL_c}{k_f} \quad (3.5)$$

El subíndice  $f$  indica que se ha evaluado a la temperatura filmica.

El Número de Prandtl (Pr), relaciona la difusividad de momento con la difusividad térmica, es decir, cuanto calor puede almacenar determinado sistema en relación con el que es capaz de transmitir.

Los metales líquidos poseen Pr muy bajos, el número de Prandtl de los gases es particularmente cercano a Pr=0.7. En problemas de transferencia de calor, el Pr, controla el espesor relativo de las capas límite térmicas.

$$Pr = \frac{\text{Velocidad de difusión del momento}}{\text{Velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.6)$$

El Número de Reynolds (Re), relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido, e indica si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (3.7)$$

En el caso de tubos, el flujo es laminar

$$\text{Si } Re \leq 2300$$

El flujo es turbulento

$$\text{Si } Re > 2300$$

Para el diseño del banco de tubos existen algunas configuraciones que acomodan los tubos en un arreglo en línea o en un arreglo escalonado, lo que está íntimamente relacionado a la tasa de transferencia de calor que puede lograr. Para ilustrar lo anterior, se muestra la figura 3.5.

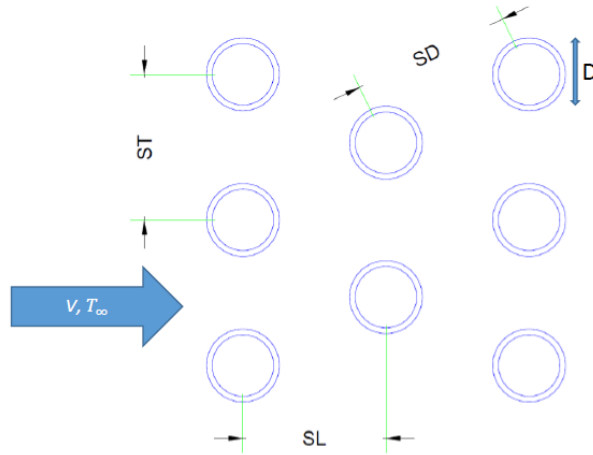


Figura 3.5: Configuraciones usuales para un banco de tubos.

Donde:

- $S_L$ : Distancia entre 2 hileras consecutivas, m
- $S_T$ : Distancia transversal, m
- $S_D$ : Distancia diagonal, m
- $N_L$ : Número de tubos en dirección longitudinal
- $N_T$ : Número de tubos en dirección transversal

En el presente proyecto se tiene una configuración de banco de tubos en línea con una sola hilera.

Una vez que se tiene ha decidido por una configuración, debe conocerse el coeficiente de transferencia de calor por convección para todo el haz de tubos, la primera hilera se comporta como un solo tubo en flujo cruzado, sin embargo esta hilera funge como una rejilla de turbulencia que incrementa la transferencia de calor de los tubos de las líneas siguientes.

Para calcular la transferencia de calor en un flujo que circula entre un banco de tubos, existen diversas correlaciones, de las cuales una se utiliza actualmente en muchas aplicaciones y es la **ecuación de Zhukauskas** [22].

$$Nu = C Re^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.8)$$

La ecuación anterior aplica para:

$$\begin{aligned} N_L &\geq 20 \\ 1000 &< Re < 2 \times 10^6 \\ 0.7 &< Pr < 500 \end{aligned}$$

Si  $N_L < 20$  se aplica un factor de corrección tal que:

$$Nu|_{N_L < 20} = C_2 Nu|_{N_L \geq 20} \quad (3.9)$$

Todas las propiedades se evalúan a la temperatura película excepto  $Pr_s$ , y las constantes C y m, se encuentran en la tabla 3.3 y  $C_2$  está dado en la tabla 3.4.

El número de Reynolds para las correlaciones anteriores se basa en la velocidad máxima del fluido cuando atraviesa el banco de tubos, que para un banco de tubos de arreglo en línea, se calcula con la



| Configuración         | $Re, D_{max}$                 | C                   | m                |
|-----------------------|-------------------------------|---------------------|------------------|
| Alineado              | $10-10^2$                     | 0.8                 | 0.4              |
| Escalonado            | $10-10^2$                     | 0.9                 | 0.4              |
| Alineado              | $10^2-10^3$                   | Cilindro aislado    | Cilindro aislado |
| Escalonado            | $10^2-10^3$                   | Cilindro aislado    | Cilindro aislado |
| Alineado              | $10^3-2 \times 10^5$          | 0.27                | 0.63             |
| <b>ST/SL &gt; 0.7</b> |                               |                     |                  |
| Escalonado            | $10^3-2 \times 10^5$          | $0.35(ST/SL)^{1/5}$ | 0.6              |
| <b>ST/SL &lt; 2</b>   |                               |                     |                  |
| Escalonado            | $10^3-2 \times 10^5$          | 0.4                 | 0.6              |
| <b>ST/SL &gt; 2</b>   |                               |                     |                  |
| Alineado              | $2 \times 10^5-2 \times 10^6$ | 0.021               | 0.84             |
| Escalonado            | $2 \times 10^5-2 \times 10^6$ | 0.022               | 0.84             |

Tabla 3.3: Valores de C y m para la correlación de Zhukauskas

| NL         | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 7    | 10   | 13   | 16   |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Alineado   | 0.7  | 0.8  | 0.86 | 0.9  | 0.92 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |
| Escalonado | 0.64 | 0.76 | 0.84 | 0.89 | 0.92 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |

Tabla 3.4: Valores de  $C_2$  para la correlación de Zhukauskas

ecuación reportada por [22]:

$$V_{max} = \frac{V_{\infty} S_T}{S_T - D} \quad (3.10)$$

La ecuación mostrada considera el paso del aire por los espacios que existen entre tubo y tubo, donde  $V_{\infty}$  representa la velocidad del aire antes de ingresar al banco de tubos aletados.

De ésta forma el número de Reynolds se calcula:

$$Re = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (3.11)$$

Se ha encontrado en la literatura [21], [22] que el efecto del incremento de la transferencia de calor por la turbulencia que propicia la primera línea de tubos sobre las siguientes, se estabiliza a partir de la quinta línea, posterior a ésta permanece prácticamente igual. En la figura 3.6 se muestra la ventaja de tener tubos escalonados en comparación con un banco de tubos en línea, la cual se debe principalmente a la turbulencia que tiene como consecuencia un reflujo del aire que circula por el exterior de los tubos. Ver fig. 3.6.

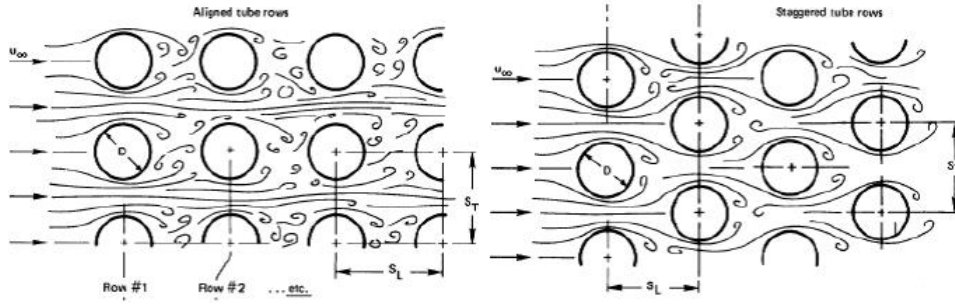


Figura 3.6: Efecto de turbulencia en banco de tubos en línea (Izq.) y escalonado (Der.)

Una vez que se conoce el  $Nu$ , y por consiguiente el coeficiente de transferencia de calor de un banco de tubos, se puede determinar la velocidad de transferencia de calor del banco de tubos (Joule/segundos=Watts).

El fluido externo sufre un incremento notable de temperatura al pasar por el banco de tubos, a medida que el fluido atraviesa el banco, su temperatura se aproxima a la temperatura de la pared exterior del tubo y la diferencia de temperatura disminuye. La diferencia de temperatura apropiada es la **Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD)**, definida por:

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{a,o}) - (T_w - T_{a,i})}{\ln \frac{T_w - T_{a,o}}{T_w - T_{a,i}}} \quad (3.12)$$

La temperatura del fluido externo al pasar por el banco de tubos  $T_{a,o}$  se determina:

$$T_{a,o} = T_w - (T_w - T_{a,i}) \exp \left( -\frac{A_s h}{\dot{m} C_p} \right) \quad (3.13)$$

$$A_s = N \pi D L \quad (3.14)$$

$$\dot{m} = \rho V (N_T S_T L) \quad (3.15)$$

Donde:

N: Número de tubos

D: Diámetro, m

L: Longitud del tubo, m

Finalmente la velocidad de transferencia de calor  $\dot{Q}$  (kW) se determina:

$$\dot{Q} = h A_s LMTD = \dot{m} C_p (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (3.16)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección debe calcularse para el banco de tubos aletados y esta en función del área total:

$$h_f = h \left( \frac{A_t}{A_0} \right) \eta_f \quad (3.17)$$

Debe considerarse que con el tiempo, las superficies pueden llegar a contener suciedad o incrustaciones de algún material, esto afectará negativamente la transferencia de calor, por lo que debe corregirse por incrustación:

$$h_{f*} = \frac{h_{Rf,o} h_f}{h_{Rf,o} + h_f} \quad (3.18)$$

Donde:

$R_{f,o}$ : Factor de incrustación en la superficie externa del tubo obtenida de tablas en función de los fluidos de trabajo,  $\frac{m^2 \circ C}{W}$

$h_{f*}$ : Coeficiente de convección corregido por el factor de ensuciamiento,  $\frac{W}{m^2 \circ C}$

La Transferencia de calor en la condensación, puede analizarse a partir de las correlaciones de Chato [23].

La Condensación en película, es la forma en que por lo general ocurre la condensación en lugar de tener formación de pequeñas gotas al interior del tubo por el que pasa un vapor para ser condensado.

En este caso el condensado moja la superficie y forma una película de líquido sobre la superficie. Para este proyecto, se considera Condensación en película dentro de tubos horizontales, que es un proceso presente en las aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire.

Se muestra a continuación la figura 3.7 para ilustrar el proceso de condensación en película dentro de tubos horizontales.

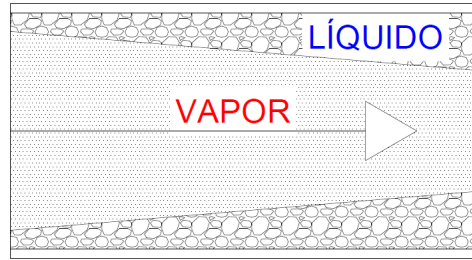


Figura 3.7: Condensación en película dentro de tubos horizontales

Para estas condiciones Chato recomienda [22],[23]:

$$h_{interno} = 0.555 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg*}}{\mu_l (T_{sat} - T_i) D_i} \right)^{1/4} \quad (3.19)$$

$$h_{fg*} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_i) \quad (3.20)$$

$$Re = \frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} < 35000 \quad (3.21)$$

En la mayoría de los casos de aplicaciones en la refrigeración o aire acondicionado, el vapor ingresa al condensador sobrecalentado a una temperatura  $T_v$ , motivo por el cual existe una parte de calor sensible que debe ser retirada:

$$\dot{Q}_s = C_{pv} (T_v - T_{sat}) \quad (3.22)$$

Donde  $C_{pv}$  es el calor específico del vapor a temperatura promedio como sigue:

$$T_{promedio} = \frac{T_v + T_{sat}}{2} \quad (3.23)$$

Por lo que el calor latente modificado queda:

$$h_{fg*} = h_{fg} + \frac{3}{8}C_{pl}(T_{sat} - T_i) + C_{pv}(T_v - T_{sat}) \quad (3.24)$$

Ahora que se tienen los valores de transferencia de calor dentro y fuera del tubo, es necesario conocer lo que sucede en las Aletas (superficies extendidas).

A medida que el calor fluye desde la raíz de la aleta hasta la punta, la temperatura cae debido a la resistencia térmica del material, para responder a este efecto, se define el concepto de Eficiencia de la aleta  $\eta_f$ , que relaciona la cantidad real transferida de calor desde la aleta, con aquélla que sería transferida si toda la aleta estuviera a la temperatura de la base o raíz.

$$\eta_f = \frac{\int h(T - T_{\infty} dA)}{\int h(T_r - T_{\infty} dA)} = \frac{q_f}{q_{max}} \quad (3.25)$$

La transferencia de calor de un tubo aletado incluye ambas áreas, secundaria o aletada  $A_f$  y primaria o sin aletas  $A_p$ .

$$q = (h_p A_p + \eta_f h_f A_f)(T_r - T_{\infty}) \quad (3.26)$$

Bajo las suposiciones de que el coeficiente convectivo para las aletas y para el área de la base son iguales, la eficiencia que reporta [22] es la siguiente:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \quad (3.27)$$

$$q = \eta_0 h A (T_r - T_{\infty}) \quad (3.28)$$

Donde:

$$A = A_f + A_p$$

$\eta_0$ : Eficiencia del banco de aletas

A: Área total,  $m^2$

Se muestra en la figura 3.8 un arreglo típico de banco de tubos en línea con aleta anular.

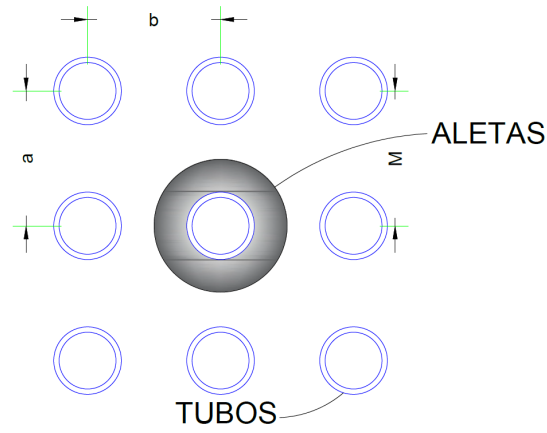


Figura 3.8: Configuración de un banco aletado de tubos en línea (Urgilés Remache)

Las figuras 3.9 y 3.10 muestran la resistencia máxima a considerar en las ecuaciones de Rich, mostradas anteriormente y el factor de corrección de resistencia respectivamente.

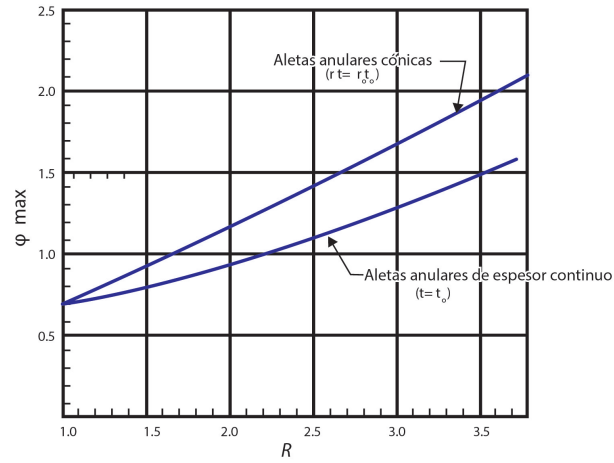


Figura 3.9: Resistencia máxima  $\phi_{max}$  en eje Y,  $R_e/R_b$  en eje X; para aletas anulares (Urgilés Remache)

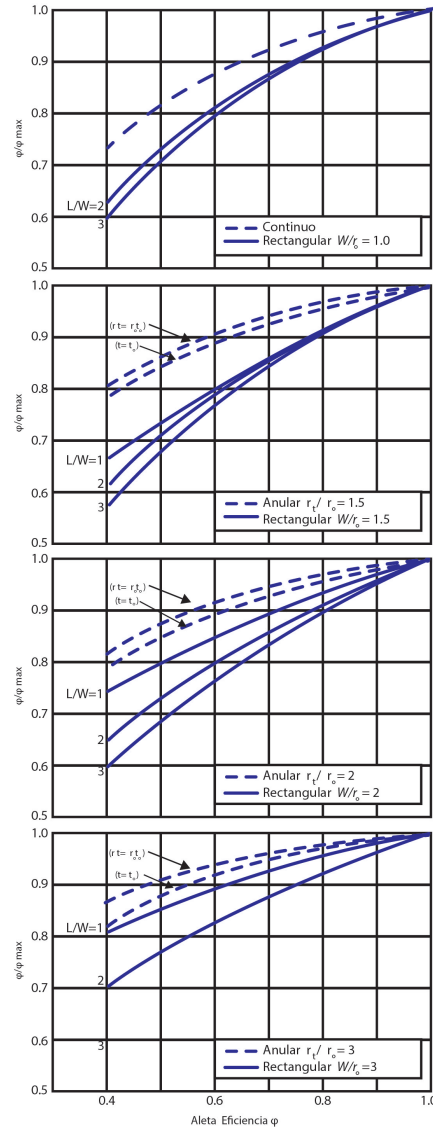


Figura 3.10: Factor de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares (Urgilés Remache)

La resistencia térmica  $\phi$  de la aleta puede conocerse mediante las ecuaciones de Rich:

$$\phi = \frac{R_f k Y_b}{l^2} \quad (3.29)$$

$$R_f = \frac{1}{h} \left( \frac{1}{\eta_f} - 1 \right) \quad (3.30)$$

Donde:

$l$  ó  $W$  = Longitud de la aleta, m

$Y_b = t_o$  = Espesor de la base de la aleta, m

$r_b = r_o$  = Radio de la base de la aleta, m

$r_e$  = Radio exterior de la aleta, m

Si por conveniencia se hace:

$$\phi = \phi_{max}$$

$$R_f = R_{fmax}$$

Es posible conocer  $\phi_{max}$  de tablas y despejando de la ecuación 3.29 se puede obtener  $R_f$ . Posteriormente con  $R_f$  conocida, se despeja de la ecuación 3.30 la eficiencia de una aleta  $\eta_f$ .

El Coeficiente Global de Transferencia de Calor, puede conocerse con el modelo de las resistencias térmicas equivalentes, ver figura 3.11.

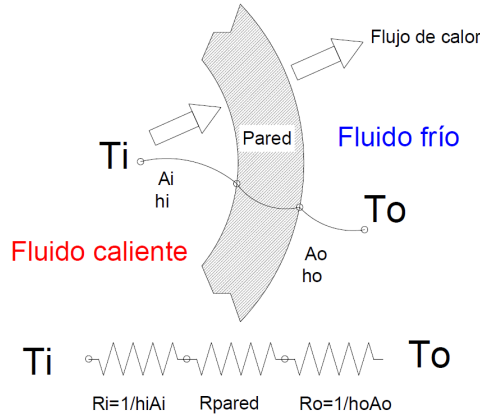


Figura 3.11: Resistencias térmicas en el banco de tubos aletados.

Tomando en cuenta la anterior figura 3.11, es posible obtener una resistencia térmica equivalente:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.31)$$

Se pueden combinar todas las resistencias térmicas en un coeficiente global de transferencia de calor y expresar la velocidad de transferencia de calor de la forma:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3.32)$$

Por lo anterior es posible expresar:

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.33)$$

Donde:

$$A_s = A_{total} = A_{aleta} + A_{sin aletas}$$

Es posible incluir la eficiencia de la aleta como sigue [22]:

$$A_s = \eta_f A_{aleta} + A_{sin aleta} \quad (3.34)$$

Otra resistencia térmica importante es el Factor de incrustación  $R_f$  (o factor de ensuciamiento), que ocasiona que la transferencia de calor se vea afectada, esto sucede porque tanto al interior del tubo aletado como al exterior, las superficies sufren deterioros de suciedad o incrustación de partículas que fungen

| FLUIDO                 | Rf, m <sup>2</sup> *°C/W |
|------------------------|--------------------------|
| Agua ≤ 50 °C           | 0.0001                   |
| Agua > 50 °C           | 0.0002                   |
| Vapor de agua          | 0.0001                   |
| Refrigerantes líquidos | 0.0002                   |
| Refrigerantes en vapor | 0.0004                   |
| Vapor de alcohol       | 0.0001                   |
| Aire                   | 0.0004                   |

Tabla 3.5: Factor de incrustación

como aislamiento térmico e impiden que la transferencia de calor se realice eficientemente. Ver tabla 3.5.

El Coeficiente Global de Transferencia de Calor quedará determinado también considerando los factores de incrustación al interior del tubo y al exterior del mismo [21,22]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \eta_f} + \frac{R_{f,0}}{\eta_f} + R_w + R_{f,i} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \quad (3.35)$$

Donde la resistencia térmica del tubo aletado puede calcularse:

$$R_w = \frac{t}{k} \left( \frac{D + 2Nl(D + l)}{D - t} \right) \quad (3.36)$$

### 3.2.3. Diagrama general de flujo del proceso de diseño del condensador

A continuación en la figura 3.12 se muestra el diagrama general de flujo del proceso de diseño de un condensador de tubos aletados reportado por [21,22]:

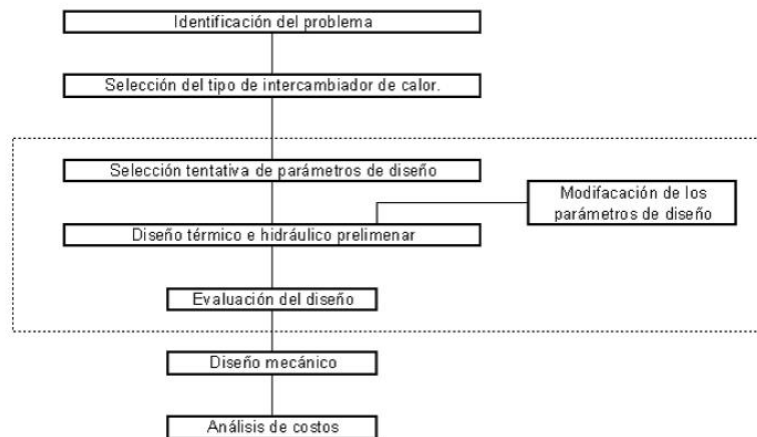


Figura 3.12: Proceso de diseño del condensador

#### Identificación del problema

Se requiere condensar amoníaco a razón de 9 kW de potencia térmica, utilizando aire como medio de enfriamiento, motivo por el cual se pretende diseñar dicho dispositivo. El objetivo principal es construir un condensador para integrarlo a un sistema de refrigeración solar que opera con amoníaco con enfriamiento por aire, utilizando el mecanismo de convección forzada mediante aire impulsado por un ventilador.



**Selección del tipo intercambiador de calor**

Debido a que se requiere un condensador enfriado por aire, se propone utilizar un **Condensador de tubo con aleta circular**, que consiste en un banco de tubos que atraviesan una serie de aletas que permiten incrementar la transferencia de calor al entorno que se requiere para disiparlo.

**Selección tentativa de parámetros de diseño**

Debido a que el evaporador de placas corrugadas puede transferir potencias térmicas ligeramente superiores a 5 kW, se ha decidido diseñar un condensador de 9 kW.

Inicialmente se proponen las dimensiones del condensador que han sido presentadas anteriormente en el presente documento, en donde se describen las dimensiones perimetrales del condensador, diámetro del tubo, dimensiones de la aleta y materiales seleccionados. También se propone el ventilador a utilizar y se especifica el flujo volumétrico del aire.

Adicionalmente, se inicia el cálculo proponiendo temperaturas de operación, mismas que son presentadas en el proceso del cálculo en los puntos siguientes del documento.

**Diseño térmico preliminar**

Con los parámetros de diseño propuestos se resuelven todas las ecuaciones para obtener como resultado final 3 datos:

1. Potencia térmica (Watts)
2. Temperaturas del aire que atraviesa el banco de tubos
3. Temperaturas de las paredes del tubo

## Evaluación del diseño

Los parámetros se calculan mediante iteraciones hasta que no hay cambios en las temperaturas o son prácticamente despreciables. Ver a continuación el diagrama de flujo del proceso en la figura 3.13.

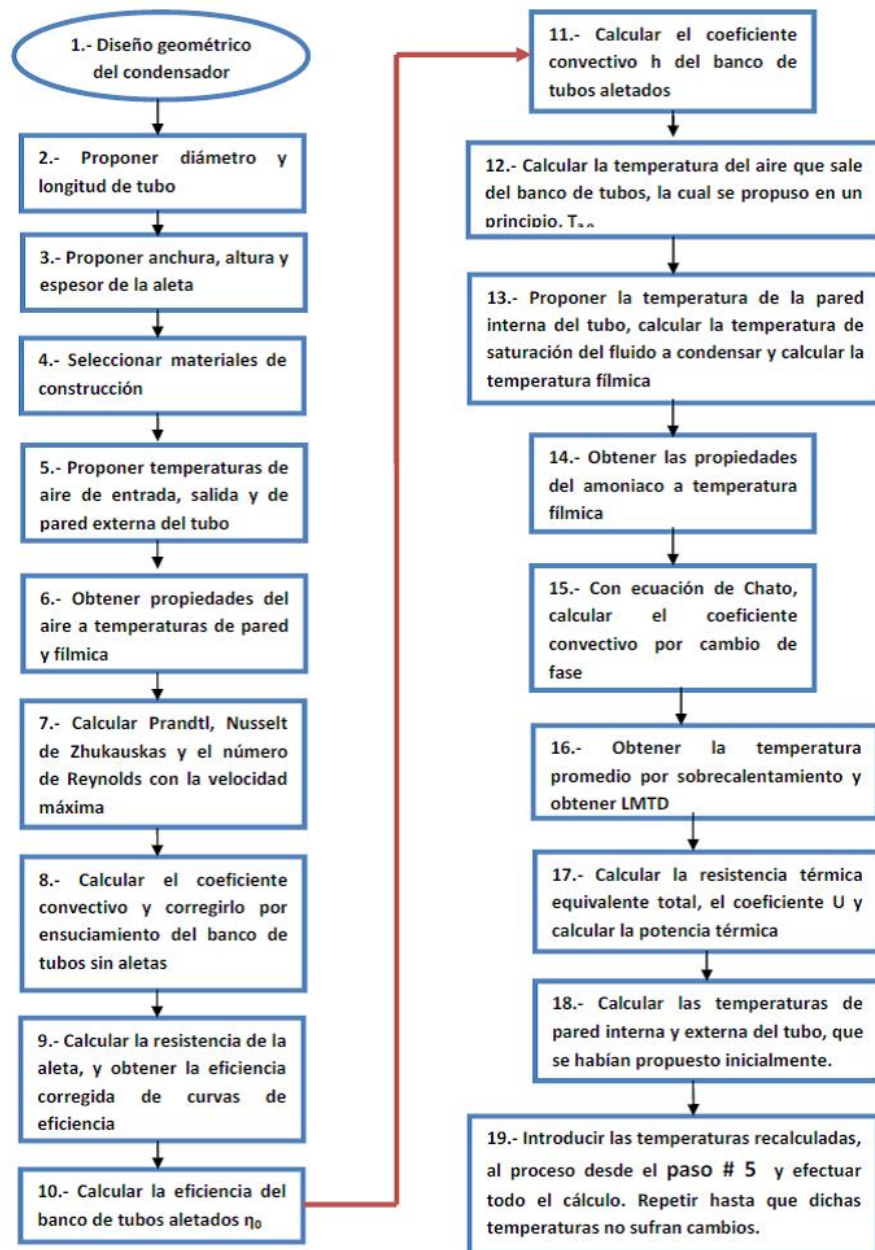


Figura 3.13: Proceso de diseño térmico del condensador

### 3.2.4. Cálculo y dimensionamiento del condensador

#### Condiciones iniciales

Se proponen las temperaturas:

1.  $T_{a_i}$ : Temperatura del aire que ingresa al banco de tubos
2.  $T_{a_o}$ : Temperatura del aire que sale del banco de tubos
3.  $T_w$ : Temperatura de la pared externa del tubo

Después de obtener las temperaturas promedio y temperatura de película, se obtienen las propiedades del aire a temperaturas fílmicas y de pared, incluyendo la viscosidad dinámica. Posteriormente se obtiene Pr, Re y Nu, con lo que es posible conocer el coeficiente de transferencia de calor del banco de tubos sin considerar las aletas.

La velocidad del aire a la entrada del condensador puede conocerse:

$$V_a = \frac{G_a}{A} \quad (3.37)$$

Donde:

$G_a$ : Flujo de aire entregado por el ventilador,  $m^3/h$

A: Área frontal al ingreso de aire al intercambiador,  $m^2$

$V_a$  o  $V_\infty$ : Velocidad del aire al ingreso del intercambiador de calor,  $m/hr$

Se calcula la velocidad máxima y con ella el Re. Una vez que se obtuvo el Numero de Reynolds (Re), se calcula el Nusselt (Nu) y posteriormente el coeficiente h de transferencia de calor por convección, mismo que posteriormente se corrige por incrustación.

Se muestra la hoja de cálculo en la figura 3.14.

|                                 |             |                                                 |           |                                                      |           |
|---------------------------------|-------------|-------------------------------------------------|-----------|------------------------------------------------------|-----------|
| Temperaturas asumidas °C        |             | VELOCIDAD DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR |           | Nusselt (adimensional)= 19.850212                    |           |
| $T_{a_i}$ =                     | 40          | Gasto del aire, $m^3/hr$ =                      | 1710      | Nusselt corregido (adimensional) =                   | 13.895149 |
| $T_{a_o}$ =                     | 56.679      | Anchura del arreglo, m=                         | 2.9       | Coeficiente convectivo h, $W/m^2 \cdot K$ =          | 20.643385 |
| $T_{w_o}$ =                     | 70.983      | Altura del arreglo, m=                          | 0.3064    | Factor de ensuciamiento $R_{fo}$ , $m^2 \cdot K/W$ = | 0.0004    |
| Promedio y Fílmica °C           |             | Anchura total de aleta, m=                      | 0.0381    | HRfo, $W/m^2 \cdot K$ =                              | 2500      |
| $T_p$ =                         | 48.3395     | Área calculada, $m^2$ =                         | 0.88856   | Coeficiente h corregido, $w/m^2 \cdot K$ =           | 20.474321 |
| $T_{f_i}$ =                     | 59.66125    | VCJ; $m/s$ =                                    | 0.5345728 |                                                      |           |
| PROPIEDADES DEL AIRE            |             | Flujo másico de aire, $kg/s$ =                  | 0.9553658 |                                                      |           |
| $C_{pa\_Tf}$ ; $J/kg \cdot K$ = | 1007        | CONFIGURACIÓN DEL ARREGLO                       |           |                                                      |           |
| $C_{pa\_Tw}$ ; $J/kg \cdot K$ = | 1007        | St, mm=                                         | 44.45     |                                                      |           |
| Densidad $a\_Tf$ ; $kg/m^3$ =   | 1.320394648 | Diámetro ext. del tubo, mm=                     | 19.05     |                                                      |           |
| $K\_Tf$ ; $W/m \cdot K$ =       | 0.028301711 | Longitud total de tubo, m=                      | 17.4      |                                                      |           |
| $K\_Tw$ ; $W/m \cdot K$ =       | 0.029177868 | As, $m^2$ =                                     | 1.0413437 |                                                      |           |
| Viscosidades dinámicas          |             | VELOCIDAD MÁXIMA DEL ARREGLO                    |           |                                                      |           |
| $\mu\_a\_Tf$ ; $kg/m \cdot s$ = | 2.29E-05    | $V_{max\_1}$ =                                  | 0.9355024 |                                                      |           |
| $\mu\_a\_Tw$ ; $kg/m \cdot s$ = | 2.34E-05    | Número transversal de tubos=                    | 6         |                                                      |           |
| Prandtl (adimensional)          |             | Numero de líneas=                               | 1         |                                                      |           |
| $Pr\_a\_Tf$ =                   | 0.813958306 | Reynolds (adimensional)                         |           |                                                      |           |
| $Pr\_a\_Tw$ =                   | 0.807522268 | Re=                                             | 1.03E+03  |                                                      |           |
|                                 |             | Constantes de Zhukauskas                        |           |                                                      |           |
|                                 |             | C1=                                             | 0.27      |                                                      |           |
|                                 |             | m=                                              | 0.63      |                                                      |           |
|                                 |             | C2=                                             | 0.7       |                                                      |           |

Figura 3.14: Condiciones iniciales del cálculo del condensador

### Eficiencia de la aleta

Se calculan las eficiencias unitaria y ponderada del banco de aletas, así mismo la resistencia térmica que posteriormente se corrige. Ver figura 3.15 a continuación.

| Datos del Tubo seleccionado para el intercambiador | Asumiendo $R_f = R_{f\_max}$ , se consigue la Primera aproximación de la aleta |
|----------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| Diámetro Exterior, mm= 19.05                       |                                                                                |
| Radio exterior, mm= 9.525                          |                                                                                |
| St, mm= 44.45                                      |                                                                                |
| Nt= 6                                              |                                                                                |
| Nl= 1                                              |                                                                                |
| Longitud de la espira: Lt= 2.9                     |                                                                                |
| a, mm= 44.45                                       |                                                                                |
| b, sl= 0                                           |                                                                                |
| Radio exterior aleta circular, r_e m= 22.225       |                                                                                |
| $R = r_e/r_b = 2.3333333$                          |                                                                                |
| a/b= 0                                             |                                                                                |
| $M = W = (St/2)$ , mm= 22.225                      |                                                                                |
| L, mm = 12.7                                       |                                                                                |
| $W/R_o = 2.3333333$                                |                                                                                |
| $L/W = 0.5714286$                                  |                                                                                |
| Datos de la aleta seleccionada                     |                                                                                |
| $\phi_{max}$ (anexo 8), W/R, L/W= 0.96             |                                                                                |
| Espesor de la aleta, mm= 0.25                      |                                                                                |
| Longitud de aleta, mm= 12.7                        |                                                                                |
| Aluminio, 240°K, K_aleta, w/m <sup>2</sup> *K= 240 |                                                                                |
| $R_{f\_max}$ , m <sup>2</sup> C/W= 0.0025806       |                                                                                |
|                                                    | Asumiendo $R_f = R_{f\_max}$ , se consigue la Primera aproximación de la aleta |
|                                                    | Eficiencia de la aleta $\eta_f = 0.949814778$                                  |
|                                                    | $\phi / \phi_{max}$ (anexo 9)= 0.96                                            |
|                                                    | $R_f^* = 0.002477414$                                                          |
|                                                    | Eficiencia corregida $\eta^* = 0.951725279$                                    |
|                                                    | A_caras de aleta= 6.875608792                                                  |
|                                                    | A_espesor de aleta= 0.011058525                                                |
|                                                    | Agujeros de la aleta= 0                                                        |
|                                                    | Aletas/m= 387                                                                  |
|                                                    | Numero total de aletas= 1122.3                                                 |
|                                                    | Ajuste total de aletas= 1122                                                   |
|                                                    | Area total de aletas, m <sup>2</sup> = 6.875608792                             |
|                                                    | Area libre de aletas, m <sup>2</sup> = 0.348025515                             |
|                                                    | A_s, Area total, m <sup>2</sup> = 7.223634307                                  |
|                                                    | Eficiencia del banco de aletas $\eta_o = 0.954051094$                          |

Figura 3.15: Cálculo de la eficiencia de la aleta

### Coefficiente de transferencia de calor por convección desde el banco de tubos aletados

Con la eficiencia de las aletas, es posible conocer el coeficiente h de transferencia de calor del banco de tubos, mismo que se corrige por ensuciamiento. Con este coeficiente h corregido, es posible obtener una temperatura de salida del aire, misma que se vuelve a utilizar para realizar todo el cálculo otra vez en una segunda iteración.

Antes de la segunda iteración, primero se proponen las temperaturas:

1.  $T_i$ : Temperatura de la pared interior del tubo
2.  $T_f$ : Temperatura del fluido que circula dentro del tubo

Y se determina la temperatura de saturación del fluido que circula dentro del tubo, de las tablas de saturación. La temperatura de saturación se puede conocer con la presión a la que opera el condensador. La temperatura del amoníaco que circula dentro del tubo se obtuvo de la experimentación reportada por [24,25].

En este caso, se propone que el condensador opere a una presión de 18 bar, lo que permite condensar a una temperatura relativamente alta. Dadas las condiciones del lugar donde se pretende instalar el condensador, se propone una temperatura ambiente de 40°C, por lo que el amoníaco debe estar al menos 10°C por encima de esta temperatura para que exista una transferencia de calor hacia el ambiente.

A la presión de 18 bar se encuentra la temperatura de saturación correspondiente y el sobrecalentamiento de la experimentación se encuentra del 100% del valor de la temperatura de saturación. A la temperatura  $T_f$ , se encuentran: calor latente de evaporación, volumen específico, densidad, viscosidad dinámica, conductividad y calor específico, todo lo anterior para fase líquida.

Para fase vapor, se encuentra el calor específico y la densidad. Con la Ecuación de Chato, se calcula el coeficiente h de transferencia de calor por convección para cambio de fase. Para utilizar el método LMTD, es necesario considerar que el vapor entra sobrecalentado al condensador, por lo que conviene considerar

una temperatura promedio equivalente constante, en vez de una temperatura de sobrecalentamiento y posteriormente la de saturación.

La temperatura promedio del vapor puede conocerse de la siguiente manera:

Se obtiene  $C_{pv}$  ( $T_v - T_{sat}$ ) y se cuantifica, qué porcentaje representa del  $h_{fg}$  corregido.

Ese porcentaje debe incrementarse a la temperatura de saturación, así sería como si entrara al condensador vapor saturado, pero a una temperatura mayor.

A continuación se muestra este paso en la figura 3.16.

|                                                                              |               |                                                                               |  |
|------------------------------------------------------------------------------|---------------|-------------------------------------------------------------------------------|--|
| <b>Coefficiente de convección para un banco de tubos <math>h_{fa}</math></b> |               | <b>Coefficiente de convección del vapor a condensar</b>                       |  |
| (Area externa tubos lisos) $A_o, m^2 = 1.041343717$                          |               | <b>Sobrecalentado <math>C_{p\_vapor}, J/kg \cdot K = 2973.1</math></b>        |  |
| $h_{fa}, W/m^2 \cdot K = 135.5010908$                                        |               | $T_{del\ fluido}, ^\circ C = 90$                                              |  |
| Diámetro interno de tubo, $m = 0.017399$                                     |               | Cambio de fase $h_{fg1}, J/kg = 803009.3428$                                  |  |
| Radio interno del tubo, $m = 0.0086995$                                      |               | Sobrecalentamiento $h_{fg2}, J/kg = 38650.3$                                  |  |
| <b>Coefficiente de convección corregido, (Ensuciamiento)</b>                 |               | $h_{fg\ total}, J/kg = 841659.6428$                                           |  |
| Coefficiente de banco de tubos $h_{fa} = 128.5344666$                        |               | Numerador Ec. Chato = $1.0377E+11$                                            |  |
| Temperatura de salida del aire $^\circ C$                                    |               | Denominador Ec. Chato = $8.51924E-06$                                         |  |
| $T_{a\_o} = 58.64510163$                                                     |               | <b>Coefficiente <math>h_{Condensación}, W/m^2 \cdot K = 5830.56936</math></b> |  |
| <b>AMONIACO</b>                                                              |               | <b>Temperatura promedio por sobrecalentamiento</b>                            |  |
| Temperatura interna del tubo, propuesta $^\circ C$                           |               | $X = 4.8132$                                                                  |  |
| $T_{i} = 71.802$                                                             |               | <b>Temperatura vapor promedio, <math>^\circ C = 80.70615003</math></b>        |  |
| $T_{sat} = 77$                                                               |               |                                                                               |  |
| $T_f = 74.401$                                                               |               |                                                                               |  |
| $h_{fg}, J/kg = 792100$                                                      | Densidad      |                                                                               |  |
| $u_f, m^3/kg = 0.001938016$                                                  | $515.991735$  |                                                                               |  |
| $u_g, m^3/kg = 0.036231363$                                                  | $27.60039724$ |                                                                               |  |
| <b>Propiedades de amoníaco líquido a <math>T_f</math></b>                    |               |                                                                               |  |
| $\mu, kg/m \cdot s = 9.42E-05$                                               |               |                                                                               |  |
| $K, W/m \cdot K = 0.36808841$                                                |               |                                                                               |  |
| $C_p, J/kg \cdot K = 5596.687366$                                            |               |                                                                               |  |

Figura 3.16: Coeficiente  $h$  del banco de tubos

### Coefficiente global de transferencia de calor $U$

Ahora que se conocen las temperaturas y los coeficientes  $h$  correspondientes, es necesario obtener una resistencia térmica equivalente total. Una vez que se hace la suma de las resistencias se obtiene el Coeficiente Global  $U$ . Ahora es posible utilizar el método LMTD.

Una vez obtenida la LMTD, se obtiene el área de transferencia de calor, dicha área, debe calcular por separado, el área exterior de un tubo, el área bajo las aletas de un tubo y el área de aleta correspondiente a un tubo. Se obtiene un área de transferencia de calor por unidad de tubo (pieza). Se calcula la velocidad de transferencia de calor por unidad de tubo.

Finalmente se multiplica por la cantidad de tubos y se conoce la potencia térmica total del banco de tubos aletados del condensador. Figura 3.17.

| Resistencias equivalentes                                    |                | Flujo de calor en un tubo                       |  |
|--------------------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------------------|--|
| $R_{fo} = 0.0004$                                            |                | $DT1 = 22.0610484$                              |  |
| $R_{fi} = 0.0004$                                            |                | $DT2 = 40.70615003$                             |  |
| $1/(h_a \cdot \eta_f) = 0.0081746$                           |                | <b>LMTD = 30.43771984</b>                       |  |
| $R_{fo}/\eta_f = 0.0004203$                                  |                | Si cambia de fase $F=1$ , Factor $F=1$          |  |
| Espesor del tubo, $m = 0.001651$                             | Tabla swagelok | As por un tubo liso, $m^2 = 0.173557286$        |  |
| K de tubo, $W/m^2K = 15$                                     |                | A bajo las aletas, $m^2 = 0.016787179$          |  |
| $R_w = 0.0020948$                                            |                | A, aleta de un tubo, $m^2 = 1.145934799$        |  |
| $A_i \cdot m^2 = 0.9510939$                                  |                | <b>As, <math>m^2 = 1.302704906</math></b>       |  |
| $R_{fi}(A_s/A_i) = 0.003038$                                 |                |                                                 |  |
| $(1/h_v)(A_s/A_i) = 0.0013026$                               |                | Calor por un tubo, Q, Watts = 2638.071464       |  |
| <b>Coeficiente Global U, <math>W/m^2K = 66.531665</math></b> |                | <b>Q del banco de tubos Watts = 15828.42878</b> |  |

Figura 3.17: Potencia térmica total

### Cálculo de la temperatura de las paredes interna y externa del tubo

La temperatura de la pared interna del tubo se propuso, así mismo la temperatura de la pared externa.

Pero ahora que se tiene un cálculo, ambas temperaturas pueden conocerse, y una vez que se conocen todas las temperaturas que fueron propuestas en un principio, se toman y se vuelven a introducir al cálculo para una segunda iteración, posteriormente se repite el proceso hasta que la variación de las temperaturas sea despreciable.

La resistencia por convección al interior del tubo:

$$R_1 = \frac{1}{h_v A} \quad (3.38)$$

La resistencia interna queda:

$$R_{int} = R_1 + \frac{R_{f,i}}{A} \quad (3.39)$$

Se puede conocer  $T_{int}$ :

$$T_i = T_v - \dot{Q}R \quad (3.40)$$

La resistencia por conducción en las paredes del tubo se calcula como la pared de un cilindro:

$$R_2 = \frac{Ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L} \quad (3.41)$$

Las temperaturas que inicialmente se habían propuesto son ahora ya conocidas, deben introducirse nuevamente y se vuelve a realizar todo el cálculo mediante 5 o 6 iteraciones, aproximadamente. A continuación se muestra la figura 3.18, en la que puede verse la hoja de cálculo del paso que se menciona en este punto.

|                                                 |
|-------------------------------------------------|
| Resistencia por convección interior del tubo    |
| R1= 0.001081974                                 |
| R_int= 0.003605384                              |
| T_int_tubo, °C= 71.194888553                    |
| Resistencia por conducción en la pared del tubo |
| R2= 0.00033168                                  |
| T_ext_tubo_Tw, °C= 70.31989266                  |

Figura 3.18: Determinación de la temperatura de las paredes del tubo

### 3.3. Procedimiento de cálculo del Absorbedor tipo burbuja de tubos aletados

Con el diseño de un condensador de 9 kW de capacidad, se decide diseñar un absorbedor de 18 kW, es decir, el doble de la capacidad del condensador debido a que las pruebas experimentales llevadas a cabo por [24], [25], [41], [42] el comportamiento del absorbedor indica que la potencia transferida es del orden de 1.8 veces la capacidad del condensador, motivo por el cual, se ha decidido un absorbedor con una potencia térmica de 2 veces la potencia térmica del condensador. El proceso de absorción es un tema de investigación que aún continúa en desarrollo. En la presente sección se mostrarán las ecuaciones encontradas en la literatura. Para el cálculo del absorbedor, se considera únicamente del proceso de transferencia de energía, el proceso de transferencia de masa no se contempla hasta este punto, con base en los fundamentos de algunos autores, mismo que se describirán a continuación.

El proceso de cálculo sigue el modelo anterior desarrollado para el dimensionamiento del condensador, en este caso, el cambio fundamental es el coeficiente convectivo al interior de la solución que circula dentro del tubo, y el coeficiente convectivo entre la solución y la pared interna del tubo.

De acuerdo a la tesis doctoral de Infante Ferreira, existen fundamentalmente 3 regiones de flujo en un absorbedor tubular vertical: zona de flujo agitado, zona de flujo tapón y zona de flujo en burbujas. **Groothuis and Hendl, 1959** [26], **Ueda and Hanaoka, 1967** [27], presentaron ecuaciones experimentales para describir el coeficiente promedio de transferencia de calor entre la pared del tubo y el seno de líquido para flujo ascendente de dos fases y dos componentes al interior de tubos verticales. Ambos resultados cubren flujos anular, tapón y agitado. En el rango de  $1400 < Re_{Ls} < 3500$ , probablemente dan la mejor aproximación:

$$Nu = 2.6(Re_{Ls} + Re_{Gs})^{0.39} Pr^{0.33} \left( \frac{\eta_b}{\eta_w} \right) \quad (3.42)$$

Otra aproximación sería considerar la región de flujo agitado como una región de flujo anular. El coeficiente de transferencia de calor puede ser calculado para el flujo laminar equivalente de la película. Usando las relaciones triangulares para flujo agitado mostradas por [28], se puede calcular el espesor de la película iterativamente.

Para las condiciones de flujo en absorbedores de tubos verticales, el flujo de la película será laminar. Las correlaciones de **Nusselt, 1923** [29] pueden ser utilizadas en el rango:

Si  $\frac{Z}{\delta Re_{Lf} Pr} \leq 0.15$ , entonces:

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = 1.15 \left( \frac{\delta}{Z} Re_{Lf} Pr \right)^{1/3} \quad (3.43)$$

Si  $\frac{Z}{\delta Re_{Lf} Pr} > 0.15$ , entonces:

$$Nu = 0.0942 Re_{Lf} Pr \frac{\delta}{Z} + 1.885 \quad (3.44)$$

$$Re_{Lf} = \frac{\rho_L V_{Lf} \delta}{\eta_L} \quad (3.45)$$

En lo posterior se asumirá que los resultados de **Groothuis and Hendal** aplican para la región de flujo agitado.

### 3.3.1. Región de flujo tapón

La parte más baja de una burbuja de Taylor [30] es meramente una región de flujo de película descendente. Es razonable asumir que existe una mezcla completa de la fase líquida entre dos burbujas tal que el líquido entra a la película a temperatura constante. Dado que se encontrarán condiciones de flujo laminar en la película, las ecuaciones de **Nusselt, 1923** para película descendente aplicarán.

**Wilke, 1962** [31], verificó que la teoría de Nusselt aplica no sólo para películas laminares libres de ondas, sino que también se extiende a una parte de la región laminar ondulante. **Haselden and Malati, 1959** [32] también verificaron la teoría de Nusselt para Reynolds superiores a 250 en la mezcla amoniac-agua, en la región de película descendente al fondo de la burbuja no se identificaron ondas, de tal manera que para el caso de flujo laminar, la teoría de Nusselt puede aplicar.

### 3.3.2. Región de flujo en burbujas

Pequeñas burbujas esféricas son distribuidas al interior de un continuo de líquido. La fase líquida fluye ascendente en flujo de una fase. La transferencia de calor de la fase líquida a la pared, puede ser considerada similar a la transferencia de calor en una fase al interior de tubos. **Kays and Crawford, 1980** [33] muestran que si el número de Prandtl  $> 5$ , la solución para un perfil de velocidad totalmente desarrollado puede aplicar. Para flujo laminar:

Si  $Re Pr > 100$ :

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} = 0.25 Re Pr \frac{D}{Z} LN \left[ \frac{1}{8 \sum_0^n \frac{G_n}{\lambda_n^2} \exp \left( -\lambda_n^2 \frac{2Z}{D Re Pr} \right)} \right] \quad (3.46)$$

Las funciones  $\lambda_n^2 y G_n$  pueden encontrarse en **Shah and London, 1978, p. 101** [34]. La longitud  $Z$  de esta región puede determinarse iterativamente, será de aproximadamente 0.2 m.

### 3.3.3. Modelo presentado por Dr. Jesús Cerezo

Por otro lado, la tesis doctoral de Jesús Cerezo [17], presenta información relativa a un absorbedor de tipo burbuja utilizando un intercambiador construido a base de placas, en dicha tesis, Cerezo presenta ecuaciones y correlaciones empíricas que describen la transferencia de calor en la solución amoniac-nitrato de litio. La figura que sigue 3.19 ilustra mejor el proceso de absorción por el mecanismo de burbujas.



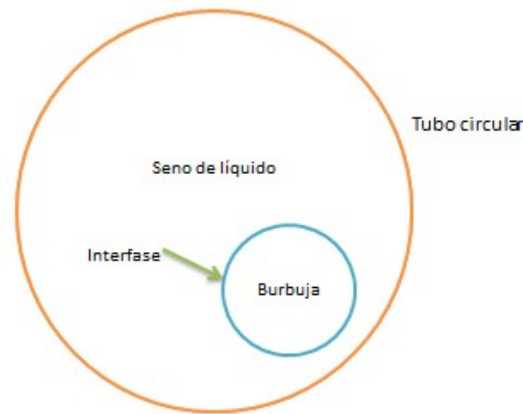


Figura 3.19: Esquema del proceso de absorción por burbujas de vapor

A continuación, las resistencias térmicas pueden observarse en la figura 3.20:



Figura 3.20: Resistencias térmicas en el proceso de absorción

Las resistencias 1 y 5, se refieren al factor de incrustación que ya se mencionaron en la sección anterior. Existen correlaciones empíricas presentadas por Cerezo, con las cuales puede obtenerse cada resistencia, mismas que se describen a continuación.

#### 3.3.4. R2, Coeficiente de transferencia de calor entre el seno de la solución y la pared del tubo

Se propone el uso de la ecuación de **Dittus-Boelter** presentada en [16]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.47)$$

Donde:

$n=0.4$  para calentamiento

$n=0.3$  para enfriamiento

Se refiere al calentamiento o enfriamiento del fluido que circula dentro de la tubería.

Se obtiene un coeficiente de transferencia de calor para la fase líquida y posteriormente se corrige con la fase vapor utilizando la ecuación de **Herbine y Pérez Blanco (1995)** [35]:

$$h_l = h(1 - RLV)^{-0.8} \quad (3.48)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor para la fase líquida y  $RLV$  es la relación vapor-líquido que puede calcularse de la siguiente manera con la correlación de **Hikita (1980)** [36]:

$$RLV = 0.672f \left( \frac{\nu_V \mu_L}{\sigma} \right)^{0.578} \left( \frac{\mu^4 g}{\rho_L \sigma^3} \right) \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.062} \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.107} \quad (3.49)$$

De la tesis de **Cerezo**, se toma el valor de  $f=1.1$ .

### 3.3.5. R3 y R4

Las resistencias de la pared del tubo y el banco de tubos aletados enfriado por aire han sido resueltas en la sección anterior utilizando la tesis de Urgilés Remache [22], debido a que el tubo y la aleta son iguales para absorbedor y condensador no presenta ningún cambio.

## 3.4. Cálculo del absorbedor tipo burbuja enfriado por aire

El cálculo del absorbedor se llevó a cabo utilizando 2 métodos:

1. Ecuaciones presentadas en la tesis de Dr. Jesús Cerezo
2. Ecuaciones presentadas en la tesis de Dr. Infante Ferreira

Lo anterior con la finalidad de tener un punto de comparación y si los resultados son lo suficientemente aproximados, utilizar el método menos complejo para la solución del problema.

### 3.4.1. Paso 1: Configuración geométrica

Para realizar el cálculo, primero se debe tener una configuración geométrica, los cálculos posteriormente se basan en ésta configuración y finalmente el resultado obtenido indica si es suficiente el área de transferencia de calor o no lo es, ante lo cual puede modificarse debido a que se conocerá el calor transferido por unidad de longitud de tubo aletado.

Se observa en la figura 3.21 a continuación, el diseño abierto del sistema cuyo banco de tubos están colocados en U. El diseño actual permite integrar fácilmente los componentes restantes del sistema, así como ejecutar mantenimiento y modificaciones. Se observa también en los tubos de color rojo, la parte correspondiente al condensador y en los tubos de color negro, la parte correspondiente al absorbedor.

Con la configuración geométrica se procede a iniciar los cálculos para la parte exterior del serpentín.

Las acciones a seguir son:

1. Configuración geométrica
2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del banco de tubos sin aletas
3. Cálculo de la eficiencia de la aleta y del banco de aletas
4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del banco de tubos aletados
5. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor
6. Cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica
7. Cálculo de la transferencia de calor por el banco de tubos aletados

Para todo lo anterior intervienen parámetros adimensionales y propiedades del aire (que será el medio de enfriamiento) así como de la solución  $NH_3 - LiNO_3$ .

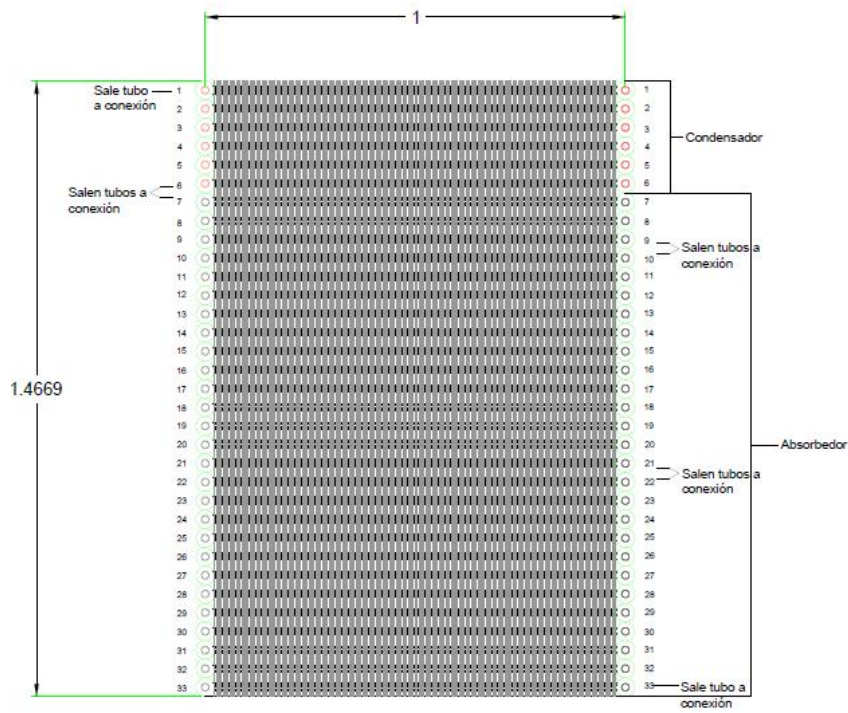


Figura 3.21: Configuración actual del absorbedor

### 3.4.2. Paso 2: Cálculo del coeficiente $h$ del banco de tubos sin aletas

Es necesario calcular las propiedades del aire, por lo que se proponen la temperatura del aire a la entrada del banco de tubos así como la temperatura del aire a la salida del banco de tubos y temperatura de la superficie externa del tubo,  $T_{a_i}$ ,  $T_{a_o}$  y  $T_W$  respectivamente. **Los datos de entrada son:**

$T_{a_i}=40^{\circ}\text{C}$ , Temperatura asumida

$T_{a_o}=48^{\circ}\text{C}$  Temperatura asumida

$T_W= 55^{\circ}\text{C}$  Temperatura asumida

Las propiedades se evalúan a la temperatura filmica a excepción de aquellas que tengan el subíndice W, que se refiere a las condiciones de temperatura de la pared interna o externa según sea el caso:

$$T_p = \frac{T_{a_i} + T_{a_o}}{2} \quad (3.50)$$

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} \quad (3.51)$$

Se calcula conductividad,  $C_p$ ,  $\mu$ , Prandtl y Reynolds del aire. Para calcular el número de Reynolds del aire, se considera la velocidad máxima del arreglo, que se tiene cuando el aire está atravesando el arreglo escalonado justo donde disminuye el área proyectada. Para tal efecto primero se calcula la velocidad a la entrada del arreglo:

$$V_{\text{inf}} = \frac{G \text{ (m}^3/\text{s)}}{A \text{ (m}^2)} \quad (3.52)$$

$$V_{max} = \frac{V_{inf} S_T}{S_T - D} \quad (3.53)$$

El establecimiento de los valores geométricos del arreglo se muestra a continuación en figura 3.22:

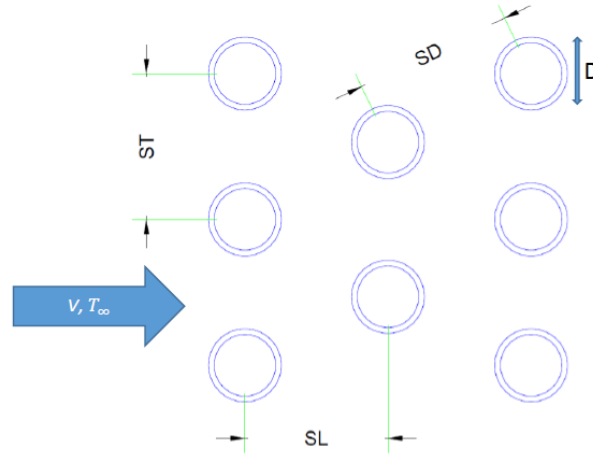


Figura 3.22: Distancias para distintos arreglos (Urgilés Remache)

A continuación en fig.3.23, se muestra la configuración actual del banco de tubos aletados:

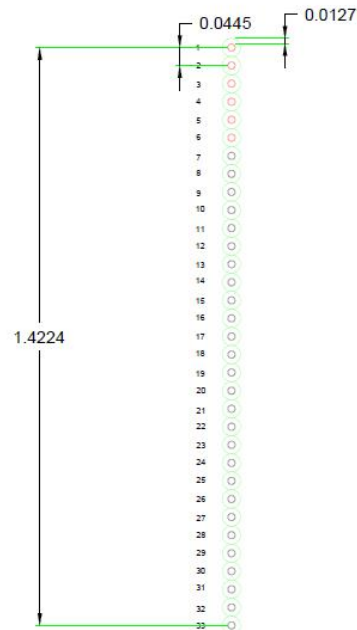


Figura 3.23: Distancias para el arreglo a analizar

Los datos de la tubería seleccionada se muestran en la tabla 3.6. Se seleccionó tubería de acero inoxidable AISI 304, que es una tubería comercial y puede conseguirse con proveedores del mercado local. Se presentan: diámetro nominal ( $D_n$ ), diámetro externo ( $D_e$ ), diámetro interno ( $D_i$ ) y la conductividad del material ( $k$ ).

Tabla 3.6: Datos de tubo inoxidable

| D <sub>n</sub> , m | D <sub>e</sub> , m | D <sub>i</sub> , m | K, W/m°C |
|--------------------|--------------------|--------------------|----------|
| 0.01905            | 0.01905            | 0.01739            | 15       |

Las aletas son construidas en aluminio espesor de 0.25 mm.

Tabla 3.7: Datos de la aleta

|                     |         |
|---------------------|---------|
| Número de aletas/m  | 387     |
| Espesor de la aleta | 0.25 mm |
| Conductividad W/m°C | 240     |

Ahora se utiliza la correlación de Zhukauskas [22]:

$$Nu = C Re^m Pr_a^{0.36} \left( \frac{Pr_a}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (3.54)$$

Dado que se tiene sólo una línea de tubos y  $1 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5$  se obtiene la constante C y m de la tabla 3.3 mostrada anteriormente; de donde resulta m=0.63 y C=0.27. Posteriormente el Nusselt se corrige por el número de líneas del arreglo, se tiene sólo una hilera [22], se utiliza la tabla 3.4 mostrada anteriormente.

$$Nu_{corr} = C_2 Nu \quad (3.55)$$

Debido a que se tiene 1 hilera,  $C_2=0.7$ , verificado en tabla 3.4. Se calcula el coeficiente de convección, dado que ya se calcularon las propiedades del aire:

$$Nu = \frac{hL_c}{K_{aire}} \quad (3.56)$$

$$h_a = \frac{NuK_a}{Lc} \quad (3.57)$$

Para un tubo circular la longitud característica es el diámetro  $Lc$ . Posteriormente se corrige por incrustación [22]:

$$ha^* = \frac{h_{Rf,o}h_a}{h_{Rf,o} + h_a} \quad (3.58)$$

$$h_{Rf,o} = \frac{1}{R_{f,o}} \quad (3.59)$$

Los valores de  $R_f$  externo (o) e interno (i) se toman de las tablas de incrustación presentadas en la tesis de Urgilés Remache [22] para aire el valor es 0.0004, Tabla 3.5 mostrada anteriormente:

La hoja de cálculo en la figura 3.24:

|                                    |             |                                                |                |                                                    |          |
|------------------------------------|-------------|------------------------------------------------|----------------|----------------------------------------------------|----------|
| Temperaturas asumidas °C           |             | VELOCIDAD DEL AIRE A LA ENTRADA DEL ABSORBEDOR |                | Reynolds (adimensional)                            |          |
| Ta_i=                              | 40          | Gasto del aire, m <sup>3</sup> /hr =           | 2850 HXT-500/H | Re=                                                | 1.08E+03 |
| Ta_o=                              | 47.39979866 | Anchura del arreglo, m=                        | 2.9            | Constantes de Zhukauskas                           |          |
| Tw_o=                              | 47.39391396 | Altura del arreglo, m=                         | 0.4953         | C1=                                                | 0.27     |
| Promedio y Filmica °C              |             | Anchura total de aleta, m=                     | 0.0381         | m=                                                 | 0.63     |
| Tp=                                | 43.69989933 | Area calculada, m <sup>2</sup> =               | 1.43637        | C2=                                                | 0.7      |
| T_f=                               | 45.54690664 | VG; m/s=                                       | 0.5511579      | Nusselt (adimensional)=                            |          |
| PROPIEDADES DEL AIRE               |             | Flujo másico de aire, kg/s =                   | 1.113061       | Nusselt corregido (adimensional) =                 |          |
| Cpa_Tf; J/kg*K=                    | 1007        | CONFIGURACIÓN DEL ARREGLO                      |                | Coeficiente convectivo h, W/m <sup>2</sup> *K=     |          |
| Cpa_Tw; J/kg*K=                    | 1007        | St, mm=                                        | 44.45          | Factor de ensuciamiento Rfo, m <sup>2</sup> *K/W = |          |
| Densidad_a_Tf; kg/m <sup>3</sup> = | 1.305545207 | Nt, mm=                                        | 12             | HRfo, W/m <sup>2</sup> *K =                        |          |
| K_Tf; W/m*K=                       | 0.027202262 | Sl, mm=                                        |                | Coeficiente h corregido, w/m <sup>2</sup> *K=      |          |
| K_Tw; W/m*K=                       | 0.027346589 | SD, mm=                                        |                |                                                    |          |
| Viscosidades dinámicas             |             | NL=                                            | 1              |                                                    |          |
| μ_a_Tf; kg/m*s=                    | 2.22E-05    | Diámetro ext. del tubo, mm=                    | 19.05 0.009525 |                                                    |          |
| μ_a_Tw; kg/m*s=                    | 2.23E-05    | Longitud total de tubo, m=                     | 34.8           |                                                    |          |
| Prandtl (adimensional)             |             | As, m <sup>2</sup> =                           | 2.0826874      |                                                    |          |
| Pr_a_Tf=                           | 0.822380704 | VELOCIDAD MÁXIMA DEL ARREGLO                   |                |                                                    |          |
| Pr_a_Tw=                           | 0.821251455 | V_max_1=                                       | 0.9645263      |                                                    |          |
|                                    |             | St/2, mm=                                      |                |                                                    |          |
|                                    |             | Numerador=                                     |                |                                                    |          |
|                                    |             | Denominador=                                   |                |                                                    |          |
|                                    |             | V_max_2=                                       |                |                                                    |          |
|                                    |             | ST/SL=                                         |                |                                                    |          |
|                                    |             | Número total de tubos=                         | 12             |                                                    |          |
|                                    |             | Número transversal de tubos=                   | 12             |                                                    |          |
|                                    |             | Numero de líneas=                              | 1              |                                                    |          |

Figura 3.24: Cálculo de coeficiente h banco de tubos lisos para Absorbedor

Los resultados de los cálculos para el banco de tubos lisos sin considerar aletas se muestran en la figura 3.25, donde a, se refiere a aire, i: entrada, o: salida, Tf: temperatura filmica, Tw: a condiciones de temperatura de pared exterior.

|            |               |                         |              |                         |               |                  |
|------------|---------------|-------------------------|--------------|-------------------------|---------------|------------------|
| Ta,i (°C)  | Ta,o (°C)     | Tw,o (°C)               | Tf (°C)      | ρa (kg/m <sup>3</sup> ) | Cp,a (J/kg K) | Cp,a_Tw (J/kg K) |
| 40         | 47.40         | 47.39                   | 45.55        | 1.31                    | 1007          | 1007             |
| ka (W/m K) | ka_Tw (W/m K) | μa (Pa*s)               | μa_Tw (Pa*s) | Pr,a                    | Pr,a_Tw       | Vmax (m/s)       |
| 0.0272     | 2.73E-02      | 2.22E-05                | 2.23E-05     | 0.8224                  | 0.8213        | 0.9645           |
| Re,a       | Nu, a         | ha (W/m <sup>2</sup> K) |              |                         |               |                  |
| 1079.82    | 14.36         | 20.33                   |              |                         |               |                  |

Figura 3.25: Coeficiente  $h_a$  banco de tubos lisos para Absorbedor

### 3.4.3. Paso 3: Cálculo de la eficiencia del banco de tubos aletados

Se hace uso el método de resistencia de la aleta, con el valor de R y siendo el espesor de la aleta constante, se obtiene  $\phi_{max}$  de las tablas reportadas en la tesis de Urgilés Remache para aletas anulares. En la sección 3.1 se mostraron las ecuaciones de Rich 3.29 y 3.30, que se utilizarán también en este caso.

$$R = \frac{r_e}{r_b} \quad (3.60)$$

$$\phi_{max} = \frac{R_{fmax} K Y_b}{l^2} \quad (3.61)$$

Se despeja y se calcula  $R_{fmax}$ .

Debido a que la aleta es anular, la altura de dicha aleta es la diferencia entre el diámetro exterior de la aleta y el diámetro de la base de la aleta. "b" Es igual a cero, debido a que sólo existe una línea de tubos aletados.

$$M = \frac{S_T}{2} = \frac{a}{2} \quad (3.62)$$

$$b = 0 \quad (3.63)$$

$$L = 12.7 \quad (3.64)$$

Posteriormente se encuentran los factores siguientes con dimensiones en milímetros:

$$R = \frac{R_e}{R_b} = \frac{22.225}{9.252} = 2.33 \quad (3.65)$$

Donde  $r_b$  es el radio de la base de la aleta o el radio exterior del tubo liso.

Con el valor de R se entra en la gráfica de la figura 3.11 para encontrar  $\phi_{max}$  de Rich:

Utilizando el método de Rich [22] para el cálculo de la resistencia de la aleta:

$$\phi_{max} = \frac{R_{fmax} K_{aleta} Y_b}{L^2} \quad (3.66)$$

Donde  $Y_b$  es el espesor de la aleta de 0.25 mm. Despejando  $R_{fmax}$ , se asume  $R_f = R_{fmax}$  de acuerdo a las ecuaciones de Rich y se tiene la primera aproximación de la eficiencia de la aleta despejando  $\eta_f$  de la ecuación siguiente:

$$R_f = \frac{1}{ha} \left( \frac{1}{\eta_f} - 1 \right) \quad (3.67)$$

El factor  $\frac{\phi}{\phi_{max}}$  se obtiene de la figura 3.12:

Con la relación de Rich:

$$R_f = \frac{\phi}{\phi_{max}} R_{fmax} \quad (3.68)$$

Se encuentra la eficiencia de una aleta sustituyendo  $R_f$  en la ecuación 2.67, deben recalcularse  $R_f$  utilizando la eficiencia obtenida en la primera iteración. Por otro lado, para calcular la eficiencia del banco de tubos aletados es necesario considerar el área total de transferencia de calor:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (3.69)$$

$$A_f = (A_{cara \text{ de aletas}} + A_{espesor \text{ de aletas}} - A_{agujeros \text{ de aletas}}) \quad (3.70)$$

$$A_t = (A_{libre \text{ de aletas}} + A_f) \quad (3.71)$$

La hoja de cálculo se muestra a continuación en la figura 3.26:

| Datos del Tubo seleccionado para el intercambiador   |  | Asumiendo $R_f = R_{f\_max}$ , se consigue la Primera aproximación de la aleta |  |
|------------------------------------------------------|--|--------------------------------------------------------------------------------|--|
| Diámetro Exterior, mm= 19.05                         |  | Eficiencia de la aleta $\eta_f = 0.950142685$                                  |  |
| Radio exterior tubo, $R_b$ , mm= 9.525               |  | $\phi / \phi_{max}$ (anexo 9)= 0.96                                            |  |
| $St$ , mm= 44.45                                     |  | $R_{f^*} = 0.002477414$                                                        |  |
| $Nt = 12$                                            |  | Eficiencia corregida $\eta_{f^*} = 0.952041334$                                |  |
| $Nl = 1$                                             |  | $A_{caras\ de\ aleta, m^2} = 44.61861478$                                      |  |
| Longitud de la espira: $L_t = 2.9$                   |  | $A_{espesor\ de\ aleta} = 0.071763255$                                         |  |
| $a$ , mm= 44.45                                      |  | Agujeros de la aleta= 0                                                        |  |
| $b = Sl$ , mm= 0                                     |  | $Aletas/m = 433$                                                               |  |
| Radio exterior aleta circular, $r_e$ m= 22.225       |  | Numero total de aletas= 15068.4                                                |  |
| $R = r_e / r_b = 2.3333333$                          |  | Ajuste total de aletas= 15068                                                  |  |
| $a/b = 0$                                            |  | $Area\ total\ de\ aletas, m^2 = 44.61861478$                                   |  |
| $M = W = (St/2)$ , mm= 22.225                        |  | $Area\ libre\ de\ aletas, m^2 = 2.010924179$                                   |  |
| $L$ , mm = 12.7                                      |  | $A_s, Area\ total, m^2 = 46.62953896$                                          |  |
| $W/R_o = 2.3333333$                                  |  | Eficiencia del banco de aletas $\eta_o = 0.954109578$                          |  |
| $L/W = 0.5714286$                                    |  |                                                                                |  |
| Datos de la aleta seleccionada                       |  |                                                                                |  |
| $\phi_{max}$ (anexo 8), $W/R$ , $L/W = 0.96$         |  |                                                                                |  |
| Espesor de la aleta, mm= 0.25                        |  |                                                                                |  |
| Longitud de aleta, mm= 12.7                          |  |                                                                                |  |
| Aluminio, 240°K, $K_{aleta}$ , $w/m^2 \cdot K = 240$ |  |                                                                                |  |
| $R_{f\_max}$ , $m^2\ C/W = 0.0025806$                |  |                                                                                |  |

Figura 3.26: Hoja de cálculo de la eficiencia de las aletas

#### 3.4.4. Paso 4: Cálculo del coeficiente $h$ del banco de tubos aletados

Se utiliza la ecuación siguiente:

$$h_{fa} = h_a \left( \frac{A_t}{A_0} \right) \eta_f \quad (3.72)$$

Posteriormente se corrige por incrustación, debido a que las aletas también se contaminan con el medio ambiente o intemperie, ésta corrección se mostro en ecuaciones anteriores, no tiene caso repetirla.

La temperatura de salida del aire que cruza el banco de tubos aletados se puede calcular con al ecuación siguiente:

$$T_{a,o} = T_w - (T_w - T_{a,i}) \exp \left( \frac{-A_t h_{fa} \eta_0}{\dot{m} C_p} \right) \quad (3.73)$$

$$\dot{m} = \rho V(N_T S_T L) \quad (3.74)$$



La hoja de cálculo se muestra a continuación en figura 3.27:

|                                                               |
|---------------------------------------------------------------|
| <b>Coefficiente de convección para un banco de tubos h_fa</b> |
| <b>(Area externa tubos lisos) Ao, m^2= 2.082687434</b>        |
| <b>h_fa, W/m^2*K= 433.416518</b>                              |
| <b>Espesor del tubo, m= 0.001651</b>                          |
| <b>Diámetro interno de tubo, m= 0.015748</b>                  |
| <b>Radio interno del tubo, m= 0.007874</b>                    |
| <b>Rugosidad Absoluta E, m= 5.E-05</b>                        |
| <b>Coefficiente de convección corregido, (Ensuciamiento)</b>  |
| <b>Coefficiente de banco de tubos h*_fa= 369.3786029</b>      |
| <b>Temperatura de salida del aire °C</b>                      |
| <b>Ta_o= 47.39391079</b>                                      |

Figura 3.27: Coeficiente  $h$  del banco de tubos aletados y Temperatura de aire que sale del banco

### 3.4.5. Paso 5: Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor $U$

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer todas las resistencias que intervienen en el proceso de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_v} \left( \frac{A_s}{A_i} \right) + R_{f,i} \left( \frac{A_s}{A_i} \right) + R_W + \frac{R_{f,o}}{\eta_f} + \frac{1}{h_a \eta_f} \quad (3.75)$$

De la tabla de factores de incrustación anteriormente mostrada,  $R_{f,i} = 0.0001 m^2 C/W$ .

La resistencia por la pared del tubo se puede calcular como sigue:

$$R_W = \frac{t}{K} \left( \frac{D + 2NL}{D - t} \right) \quad (3.76)$$

Donde:

N: Número de tubos

D: Diámetro externo del tubo

t: Espesor de pared del tubo

L: Altura de la aleta anular, diferencia entre diámetro externo y diámetro de la base de la aleta

El término  $h_v$  se refiere al coeficiente  $h$  de transferencia de calor del fluido que circula en el interior del tubo hacia la pared interior del mismo. Se utilizará en primera instancia el modelo que el Dr. Jesús Cerezo [17] mostró en sus tesis doctoral y posteriormente las ecuaciones presentadas por Dr. Infante Ferreira [28], con la finalidad de comparar los resultados.

El cálculo del coeficiente  $h$  de la solución a la pared interna del tubo, se calculó utilizando la correlación de Dittus-Boelter como ya se mencionó, posteriormente se corrigió por la parte del vapor mediante la ecuación de Herbine y Pérez Blanco.

Las propiedades de la solución se realizaron utilizando las correlaciones presentadas por Infante Ferreira [19]. Posteriormente los cálculos se realizan utilizando el modelo de los regímenes de flujo que presenta el Dr. Infante Ferreira [28]

### 3.4.6. Justificación del uso de ecuaciones de Infante en flujo tapón

Las ecuaciones mostradas por Infante, no sólo aplican para flujos libres de ondulaciones sino que pueden utilizarse para flujos ondulantes estratificados, de esta manera debido a que el tubo es horizontal, se propone que haya estratificación de manera que el líquido se precipite y el vapor viaje en la parte superior interna del tubo.

Para corroborar si el flujo se estratifica y se comporta ondulatorio, se utilizan las ecuaciones y el método del manual de **Petróleos de Venezuela S.A. de C.V. para flujos bifásicos**. Esto con la finalidad de tener certidumbre en el uso de las ecuaciones presentadas por Infante Ferreira para tubos verticales y usarlas en tubos horizontales [28].

### 3.4.7. Regímenes de flujo en tuberías horizontales

Dada la norma **PDVSA MDP02-FF-05** de **Petróleos de Venezuela S.A. de C.V.** [37] , se pueden definir siete regímenes de flujo, las imágenes pertenecen a PDVSA:

#### Flujo tipo burbuja

Las burbujas se mueven a lo largo de la parte superior interna del tubo sin haber estratificación definida, ya que el líquido ocupa toda la sección transversal del tubo se muestra la figura 3.28:

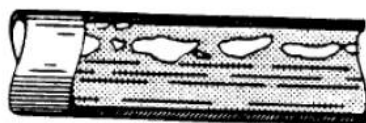


Figura 3.28: Representación del flujo en burbujas (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo intermitente tipo pistón

Al incrementarse el flujo de vapor, las burbujas se unen y forman secciones alternadas de vapor y líquido a lo largo de la parte superior interna o *tope* del tubo, con una fase líquida continua precipitada en la parte inferior interna del tubo, lo que puede notarse en la figura siguiente 3.29:

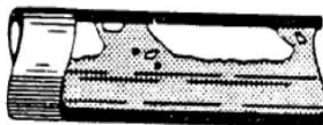


Figura 3.29: Representación del flujo tipo pistón (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo estratificado suave

Si el flujo de vapor continúa incrementando, los tapones de vapor forman una fase continua y se define la estratificación con el vapor viajando en la parte superior, tal como se muestra en la figura 3.30:



Figura 3.30: Representación del flujo estratificado suave (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo estratificado ondulante

A continuación en la figura 3.31, es posible observar que cuando el flujo de vapor continúa incrementando, el vapor se mueve más rápido que el líquido y la fricción resultante en la interface forma olas en el líquido:



Figura 3.31: Representación del flujo estratificado ondulante (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo intermitente tipo tapón

La figura siguiente 3.32, muestra que cuando el flujo de vapor alcanza cierto calor crítico, las olas tocan el tope de la tubería y forman tapones:



Figura 3.32: Representación del flujo intermitente tipo tapón (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo anular

Por otro lado, en la figura 3.33 que se muestra enseguida, el líquido fluye como una película anular de espesor variable a lo largo de la pared interna del tubo, mientras que el vapor fluye en el núcleo a alta velocidad en el centro:



Figura 3.33: Representación del flujo anular (Fuente: PDVSA-FF-05)

#### Flujo disperso

Cuando la velocidad del vapor es lo suficientemente alta en flujo anular, la película del líquido se separa de la pared y es llevada por el vapor como gotas arrastradas, lo que puede notarse enseguida en figura 3.34:



Figura 3.34: Representación del flujo disperso (Fuente: PDVSA-FF-05)

**Calculos para conocer el régimen de flujo en el absorbedor**

Primero se calcula la caída de presión para cada fase:

$$f_G = \left[ -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re_G} + \left( \frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right]^{-2} \quad (3.77)$$

$$f_L = \left[ -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re_L} + \left( \frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right]^{-2} \quad (3.78)$$

El término epsilon es para la rugosidad absoluta del tubo, mostrada anteriormente en las hojas de cálculo, el diámetro  $d$  es el diámetro interno del tubo.

Se debe determinar la caída de presión por unidad de longitud para cada fase:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{f_G \rho_G V_G^2}{2d} \quad (3.79)$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{f_L \rho_L V_L^2}{2d} \quad (3.80)$$

Posteriormente se determinan los parámetros adimensionales que siguen:

$$X = \left[ \frac{\left( \frac{dp}{dx} \right)_L}{\left( \frac{dp}{dx} \right)_G} \right]^{1/2} \quad (3.81)$$

$$T = \left[ \frac{\left( \frac{dp}{dx} \right)_L}{(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{1/2} \quad (3.82)$$

$$F = \left( \frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G} \right)^{1/2} \left( \frac{V_L}{(d g)^{1/2}} \right) \quad (3.83)$$

$$K = \left[ \frac{\rho_G V_G^2 V_L}{(\rho_L - \rho_G) g V_L} \right]^{1/2} \quad (3.84)$$

Los parámetros calculados se muestran a continuación en la figura 3.35:

| Factor de fricción para cada fase   |                         |
|-------------------------------------|-------------------------|
| $f_L =$                             | 0.045078537             |
| $f_v =$                             | 0.030797504             |
| $dp/dx$ (Líquido)=                  | 1684.340736             |
| $dp/dx$ (vapor)=                    | 427.552804              |
| X ADIMENSIONAL=                     | 1.984815289             |
| T ADIMENSIONAL=                     | 0.327337818             |
| F ADIMENSIONAL=                     | 0.101178066             |
| Viscosidad cinemática, $\mu/\rho =$ | 2.50E-06                |
| K ADIMENSIONAL=                     | 0.146494548             |
| Coordenadas X y F:                  | Estratificado Ondulante |

Figura 3.35: Cálculo de parámetros adimensionales para encontrar el régimen de flujo bifásico horizontal

La ubicación del régimen al interior del tubo se puede observar en la figura 3.36:

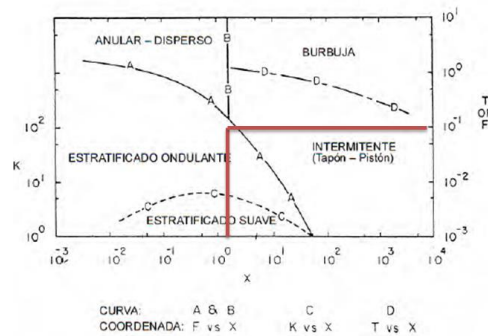


Figura 3.36: Regímenes de flujo bifásico en tubos horizontales (Fuente: PDVSA-FF-05)

Con esta operación se comprueba que el régimen de flujo es estratificado ondulante, por lo que es posible que las ecuaciones presentadas por Infante Ferreira apliquen sin problema, ya que tal como se mencionó en el capítulo 7, las ecuaciones de **Nusselt, 1923** [29] aplican para flujo laminar y **Wilke, 1962** [31] verificó que aplican para flujo laminar ondulante cuando  $Re_{Lf} > 615Pr^{-0.646}$ . Por otro lado, **Haselden and Malati, 1959** [32] verificaron las ecuaciones de Nusselt para Reynolds superiores a 250 en Amoniaco-Agua en un tubo vertical justo en la región de película descendente (flujo anular) y no encontraron ondulaciones en la parte anterior a las burbujas. En este caso la estratificación estará presente así como ondulaciones en el flujo tal como se comprueba en la figura 2.49. Por lo que se reitera que las ecuaciones de Infante Ferreira aplican sin ningún problema.

### 3.4.8. Paso 6: Cálculo de la LMTD

Para calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica se utilizan las temperaturas propuestas con las que se calculan los factores P y R y a través de los cuales es posible conocer el factor de corrección de la LMTD, en la figura 3.37 se muestran las curvas de corrección:

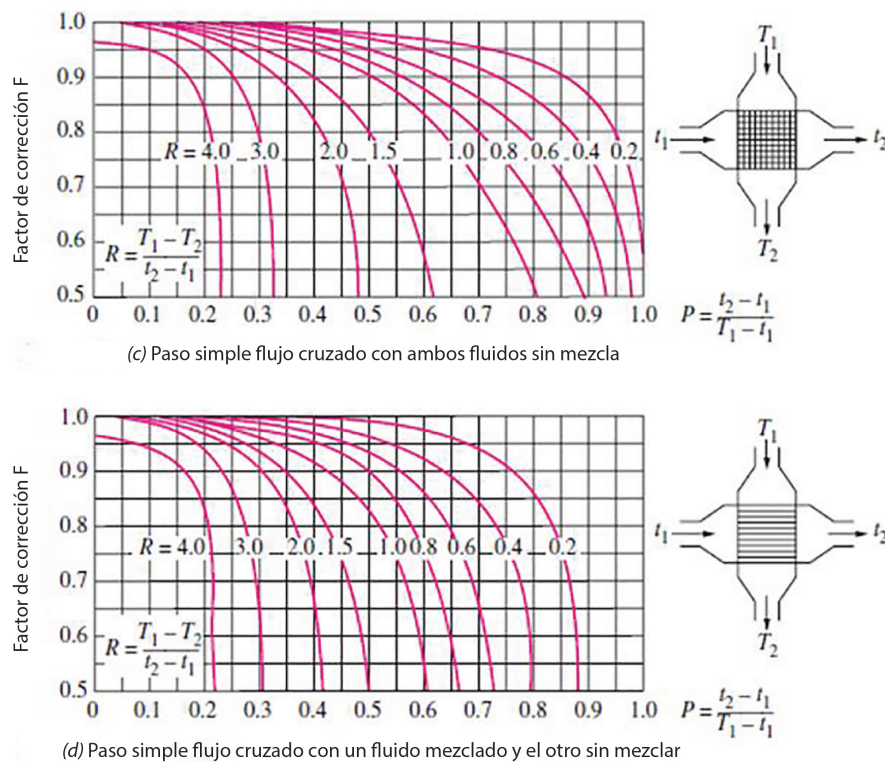
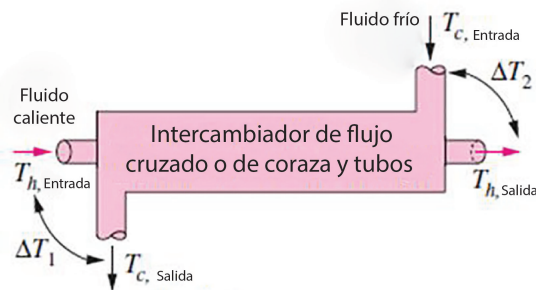


Figura 3.37: Factor de corrección de la LMTD (Heat transfer, Cengel, 2nd edition)

El cálculo de los factores P y R, se toman en consideración de acuerdo a las temperaturas de entrada y salida al intercambiador, del fluido interno y externo según se muestra en la figura 3.38:



Tasa de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm, CF}$$

donde

$$\Delta T_{lm, CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h, in} - T_{c, out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h, out} - T_{c, in}$$

Figura 3.38: Diferencias de temperatura a considerar (Heat transfer, Cengel, 2nd edition)

Los factores P y R así como el factor de corrección resultante de las 2 figuras anteriores, se muestra a continuación en figura 3.39:

|                       |             |
|-----------------------|-------------|
| TC_in=                | 40          |
| TC_out=               | 47.39979866 |
| TH_in=                | 60          |
| TH_out=               | 50          |
| P=                    | 0.369989933 |
| R=                    | 1.351388121 |
| Factor de corrección= | 0.85        |

Figura 3.39: Factores P, R y de corrección

### 3.4.9. Paso 7: Cálculo de la transferencia de calor para el banco de tubos aletados

Ahora que se tienen todos los datos, es posible calcular la U, la LMTD corregida y el calor total transferido, la hoja de cálculo se muestra en la figura 3.40, donde en color gris se muestran las 5 resistencias calculadas para el banco de tubos. En color rosa se muestran las resistencias en flujo interno para la zona de flujo agitado y para la zona de flujo tapón de acuerdo a las ecuaciones de Infante Ferreira.

| Resistencias equivalentes                                                   | Flujo de calor en un tubo                         |
|-----------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| R <sub>fo</sub> = 0.0004                                                    | DT1= 12.60020134                                  |
| R <sub>fi</sub> = 0.0004                                                    | DT2= 10                                           |
| 1/(h <sub>a</sub> *η <sub>f</sub> )= 0.002843626                            | LMTD= 11.25006366                                 |
| R <sub>fo</sub> /η <sub>f</sub> = 0.00042015                                | Factor de corrección= 0.85                        |
| Espesor del tubo, m= 0.001651                                               | As por un tubo liso, m <sup>2</sup> = 0.173557286 |
| K de tubo, W/m <sup>2</sup> *K= 15                                          | A bajo las aletas, m <sup>2</sup> = 0.22544493    |
| R <sub>w</sub> = 0.002329517                                                | A, aleta de un tubo, m <sup>2</sup> = 3.718217898 |
| A <sub>i</sub> . m <sup>2</sup> = 1.721688279                               | As, m <sup>2</sup> = 3.666330254                  |
| R <sub>fi</sub> *(A <sub>s</sub> /A <sub>i</sub> )= 0.010833445             | Cerezo Calor por un tubo, Q, Watts= 921.4675158   |
| Cerezo (1/h <sub>liq</sub> )*(A <sub>s</sub> /A <sub>i</sub> )= 0.021620704 | Infante churn/tubo, Q, Watts= 1823.697369         |
| R, Infante Churn Flow= 0.0027976589                                         | Infante Calor por un tubo, Q, Watts= 781.2985309  |
| R, Infante Slug Flow= 0.0239592761                                          | Q del banco de tubos Watts= 9375.582371           |
| R, Cerezo sólo líquido-pared= 0.0216207038                                  | Tubos Calculados Cerezo/circuito= 9.767029055     |
| Cerezo líquido-pared U Global, W/m <sup>2</sup> *K= 26.28297619             | Tubos calculados Infante/circuito= 11.51928443    |
| Infante Churn Flow U Global, W/m <sup>2</sup> *K= 52.01723738               | Tubos a considerar para absorbedor= 27            |
| Infante Slug Flow U Global, W/m <sup>2</sup> *K= 24.76104732                | Q banco con cantidad final de tubos= 24222.25685  |
| U, Promedio Infante Ferreira= 38.38914235                                   |                                                   |

Figura 3.40: Resultados del cálculo de la U, LMTD y potencia térmica disipada

Se observa en la anterior figura 3.46 que la cantidad de tubos resultantes por ambos métodos es de 27 tubos dispuestos en U, por lo que existe una mayor certidumbre en los resultados.

A continuación, la figura 3.41 muestra la comparación de los coeficientes globales de transferencia de calor calculados, recordando que la longitud de la zona de flujo agitado se calculó y resultó de 14 metros, lo que no llega al 10 % de la longitud total del banco de tubos aletados, por lo que no tiene un alto impacto en la potencia disipada:

|                                                             |                    |
|-------------------------------------------------------------|--------------------|
| <b>Cerezo líquido-pared Global U, W/m<sup>2</sup>*K=</b>    | <b>26.28297619</b> |
|                                                             |                    |
| <b>Infante Flujo ondulante Global U, W/m<sup>2</sup>*K=</b> | <b>24.76104732</b> |

Figura 3.41: Comparación de resultados con métodos de Dr. Cerezo e Infante Ferreira

Para terminar, conviene aclarar que **Taitel, Bornea and Dukler, 1980** [38] sugirieron que la longitud de la zona agitada al interior de un absorbedor tubular de tipo burbuja, puede calcularse como:

$$L_E = 40.6 \, D \left( \frac{V_{Gs} + V_{Ls}}{\sqrt{g} \, D} + 0.22 \right) \quad (3.85)$$



## Descripción del sistema a evaluar

---

En el presente capítulo se describe el sistema de refrigeración a evaluar desde la perspectiva de su construcción, funcionamiento, sistema principal y sistemas auxiliares; describiendo cada parte del equipo.

En adición a lo anterior, se describen los protocolos de arranque y los límites de operación del sistema, así como los protocolos correspondientes a la carga de refrigerante, sal y/o solución, sin soslayar los aspectos de seguridad y sus procedimientos correspondientes ante cualquier conato que se pudiera suscitar.



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## 4.1. Descripción del equipo

El sistema de refrigeración por absorción que se pretende evaluar experimentalmente, fue diseñado y ensamblado en el IER (Instituto de Energías Renovables) de la UNAM. La construcción del banco de tubos aletados que conforma al condensador-absorbedor, se realizó con base en planos y especificaciones emitidas durante el proceso de diseño y elaboración de la presente tesis. La empresa ITISA, ubicada en Tepotzotlán, Estado de México, fue la responsable de fabricar el banco de tubos aletados así como la envolvente estructural de acero inoxidable.

La capacidad máxima de refrigeración del sistema es de 9 kW, y tendrá la posibilidad de operar con la mezcla **Nitrato de Litio-Amoniaco**, **Agua-Amoniaco** y **Agua-Bromuro de litio**.

El sistema consta de 8 componentes:

- 1.- Evaporador
- 2.- Absorbedor
- 3.- Bomba para flujo de solución
- 4.- Generador
- 5.- Condensador
- 6.- Válvula de expansión al evaporador.
- 7.- Válvula de estrangulamiento de flujo desde el generador hacia el absorbedor.
- 8.- Recuperador de calor (intercambiador de calor de placas)

A excepción del recuperador de calor, los componentes mencionados en la lista anterior forman parte fundamental del sistema y son los componentes mínimos que el sistema requiere para operar, es decir; los componentes del 1 al 7 son la parte medular con los que el sistema puede operar sin ningún problema.

Para la ergonomía, control y el incremento de la eficiencia durante la operación del equipo, se tienen **Componentes Secundarios** que no tienen que ver con el ciclo termodinámico del sistema, pero que hacen posible que el equipo tenga una secuencia lógica de operación, que el fluido de trabajo pueda circular por todo el equipo sin problemas o pérdidas al ambiente y que los procesos de transferencia de energía y masa que ocurren dentro del sistema se puedan cuantificar. Entre los componentes secundarios se encuentran:

- 1.- Estructura de soporte del equipo
- 2.- Sistema de adquisición de datos
- 3.- Válvulas de cierre tipo esfera
- 4.- Medidores de flujo másico
- 5.- Medidores de flujo volumétrico
- 6.- Sensores de presión y de temperatura
- 7.- Tubería de acero inoxidable y sus conexiones correspondientes

Además de lo anterior, es necesario integrar un sistema de medición que reúne varios dispositivos

secundarios en un solo sistema

Esto tiene como resultado un:

## 9.- Sistema de Instrumentación y Control

El objetivo es medir en tiempo real los parámetros que definen el estado del sistema y conocer el desempeño del equipo en cualquier instante de tiempo.

La evaluación experimental consiste en simular diversas condiciones de operación del equipo modificando las condiciones del sumidero de calor, así como de la fuente de baja temperatura, a esto se le denomina **Sistemas auxiliares**.

Los sistemas auxiliares permiten que el refrigerante que recibe calor desde la fuente de baja temperatura, pueda hervir a diferentes temperaturas. Por otro lado, el sistema auxiliar de calentamiento, simula los colectores solares y entrega potencia térmica al generador mediante el suministro de agua a alta temperatura.

Por último el equipo requiere de fuentes de suministro de energía para operar:

1.- Energía Térmica

2.- Energía Eléctrica

La energía eléctrica que requiere el sistema, se debe a que una bomba hace circular el fluido de trabajo por todo el equipo y dicha bomba es accionada por un motor eléctrico. También el control y monitoreo del sistema requiere de alimentación eléctrica, ya que tanto los sensores como el sistema de adquisición de datos son dispositivos electrónicos. Por otro lado, un sistema de absorción requiere de **Energía térmica** para separar el refrigerante que fue absorbido por la sal.

El calor requerido por dicho proceso es suministrado mediante el uso de un **calentador eléctrico** que lleva el agua a temperaturas de hasta 110° C, este sistema se describirá más adelante en el punto *Fuentes de suministro de energía*.

A continuación se describe cada parte que integra a:

1.- Componentes Principales

2.- Componentes Secundarios

3.- Sistemas auxiliares

4.- Fuentes de suministro de energía

## 4.2. Componentes Principales

### 4.2.1. Absorbedor

En el presente proyecto, se ha construido un absorbedor tipo burbuja.

Fundamentalmente, el absorbedor es un intercambiador de calor; una parte del sistema donde existe transferencia de masa y energía. El absorbedor del equipo a evaluar es un intercambiador de tubos aleutados. El ciclo de absorción es posible gracias al absorbedor como su mismo nombre indica, así que es un componente de suma importancia en el sistema.

El banco de tubos aletados consta de 27 tubos SA-179 (tubing) sin costura de 3/4" de diámetro y 2.9 metros de longitud. El área efectiva de intercambio térmico es de  $46.62 \text{ m}^2$ . En los extremos de los tubos, se tiene un codo 180° para interconectar una línea con otra. Las aletas de tipo anular tienen un espesor de 0.25 milímetros y se instalaron a razón de 10 aletas por pulgada lineal.

El absorbedor presenta el mismo diseño que el condensador ya que ambos son contruidos a base de tubos aletados para ser enfriados por aire. El condensador está montado en la parte superior del absorbedor y ambos componentes forman un sólo banco de tubos aletados. El sistema tiene una estructura a base de perfiles delgados de acero inoxidable y dos tapas de acero inoxidable, una en la parte inferior del equipo, a la que se sueldan las patas de soporte y otra tapa en la parte superior, sobre la cual se coloca un ventilador axial que circulará aire forzado entre los tubos aletados.

El absorbedor está dividido en dos circuitos con la finalidad de minimizar la caída de presión, por lo tanto, de los 27 tubos, el flujo total sólo recorre los tres primeros tubos, ya que ésta longitud fue calculada utilizando la ecuación 3.85 y presenta la zona de flujo agitado. Posteriormente, a la salida del tercer tubo se encuentra una TEE, donde el flujo se divide en dos circuitos y al final ambos circuitos convergen en otra TEE, en la cual los flujos que iban por cada circuito se unen nuevamente en un flujo total.

Al inicio del recorrido del absorbedor, una TEE hace que converja el flujo de vapor que sale del evaporador con la solución diluida (con baja concentración de refrigerante) que regresa del proceso en el generador, no sin antes pasar por el economizador. El vapor se incluye al flujo en forma de burbujas que se separan y a medida que se absorben en la solución, van reduciendo su tamaño hasta desaparecer. Este tipo de configuración y comportamiento son las razones por las cuales se tiene la denominación de **Absorbedor tipo Burbuja**.

A continuación en la figura 4.1 se presenta el modelo del absorbedor cuyos tubos son de superficie color beige.

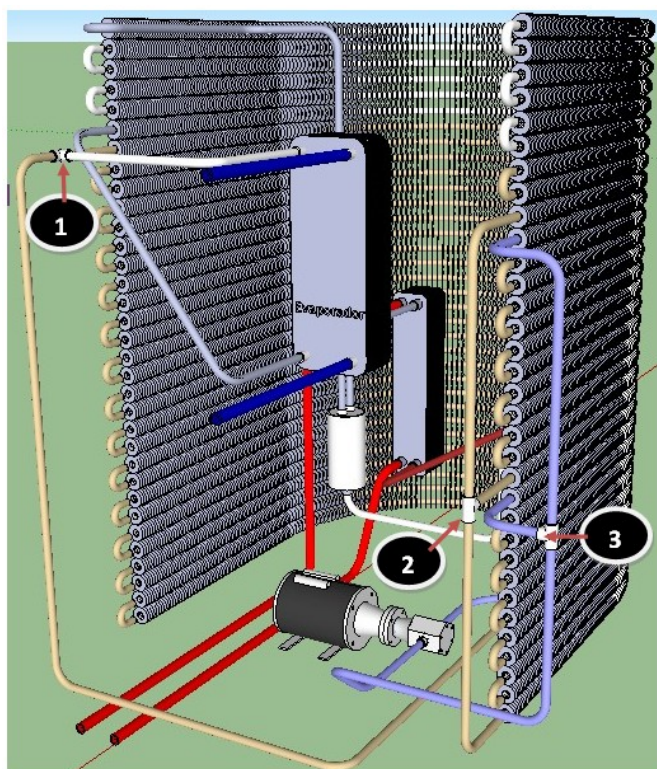


Figura 4.1: Modelo del Absorbedor de tubos horizontales aletados en 3 dimensiones.

De la figura 3.1 es posible observar las conexiones principales numeradas del 1 al 3. La conexión número 1, indica la convergencia del flujo de vapor de amoníaco que abandona al evaporador con el flujo de solución diluida que circula desde el economizador. Este punto es donde refrigerante y absorbente se encuentran para formar una solución concentrada en refrigerante.

La conexión número 2, es el punto en el cual el absorbedor se divide en dos circuitos, por lo tanto el flujo de solución se divide en dos partes, cada una, ingresará al circuito correspondiente y viajará por el arreglo de tubos en forma ascendente, desde el tubo inferior de cada circuito hasta el superior. Una vez que ambos flujos recorrieron su circuito correspondiente, se unen nuevamente en la conexión número 3.

#### 4.2.2. Condensador

Se muestra a continuación la figura 4.2 con el modelo geométrico del Condensador, cuyos tubos son de superficie gris claro.

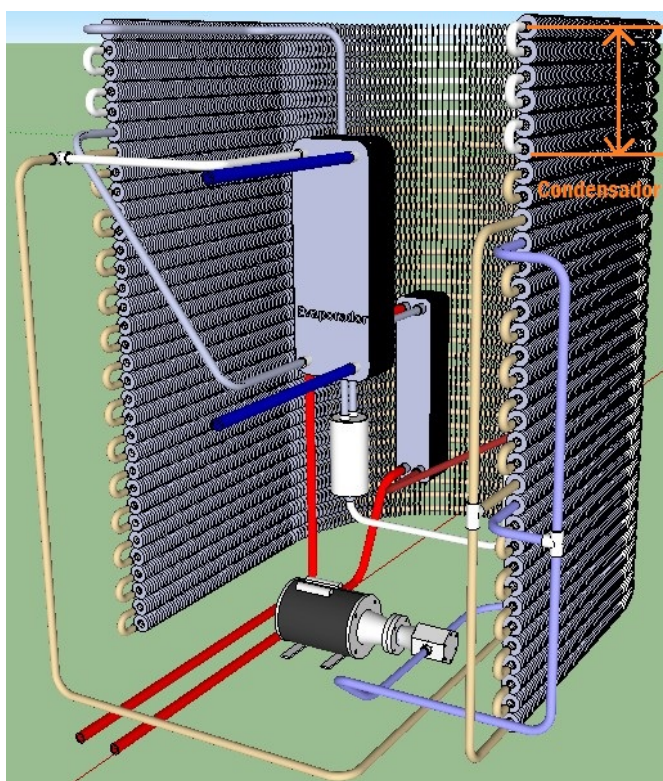


Figura 4.2: Modelo del Condensador de tubos horizontales aletados en 3 dimensiones.

Al igual que el absorbedor, el condensador es básicamente un intercambiador de calor donde se llevan a cabo procesos de transferencia de energía. Es un intercambiador de calor de tubos aletados, y consta de 6 tubos SA-179 (tubing) sin costura de 3/4" de diámetro y 2.9 metros de longitud. El área efectiva exterior de transferencia de calor es de  $7.22 \text{ m}^2$ . Las aletas fabricadas en aluminio de tipo anular tienen un espesor de 0.25 milímetros y se instalaron a razón de 10 aletas por pulgada lineal.

El condensador está montado en la parte superior del absorbedor y ambos componentes forman un solo banco de tubos aletados. El sistema tiene una estructura a base de perfiles delgados de acero inoxidable y dos tapas de acero inoxidable, una en la parte inferior del equipo, a la que se sueldan las patas de soporte y otra tapa en la parte superior, sobre la cual se coloca un ventilador axial que circulará aire forzado entre los tubos aletados. Al interior de los tubos del arreglo, circula amoníaco. El tubo ubicado en la posición más alta del arreglo del condensador, es el que recibe el vapor de amoníaco sobrecalentado, que

va recorriendo el arreglo hasta salir como líquido por el tubo ubicado en la parte inferior del arreglo. Por el exterior del banco de tubos aletados, aire forzado mediante un ventilador mecánico circula consiguiendo una transferencia de calor desde el refrigerante hacia el aire, lo que consigue la condensación del vapor.

### 4.2.3. Intercambiadores de calor contruidos a base de placas

Los intercambiadores de calor que se construyen a partir de placas planas, tienen una efectividad relativamente alta en comparación con los intercambiadores de coraza y tubos. Considerando las ventajas de los intercambiadores de calor de placas, su eficiencia, tamaño y facilidad de instalación, se seleccionaron **Evaporador, Generador y Economizador** bajo este esquema. La simulación y modelado de los intercambiadores de calor, se realizó por el **Dr. Víctor Hugo Gómez** del Instituto de Energías Renovables de la UNAM. La figura siguiente 4.3, presenta una clara idea de la composición de un intercambiador compacto de placas corrugadas.

Como se muestra a continuación, en la figura 4.3, el intercambiador tiene 4 puertos de conexión y opera con dos fluidos líquidos. Dos puertos fungen como entrada y salida de un fluido y dos puertos como entrada y salida del otro. Las guías de color rojo, simulan el flujo del fluido caliente ingresando por el puerto derecho superior. Entre un par de placas circula la solución caliente, y entre el siguiente par, circula la solución fría, de manera que fluido frío y caliente siempre tienen una placa en común, de esta manera, la transferencia de calor entre un fluido y otro sucede a través de una placa. Debido a que el arreglo puede ser de varias placas, los fluidos pueden dividirse en varias porciones de flujo, estando siempre en contacto térmico debido a la placa que tiene un espesor delgado y una superficie de contacto relativamente alta, lo que consigue una alta tasa de transferencia de calor. Las guías de color azul, simulan el fluido frío que interactúa térmicamente con el fluido caliente.

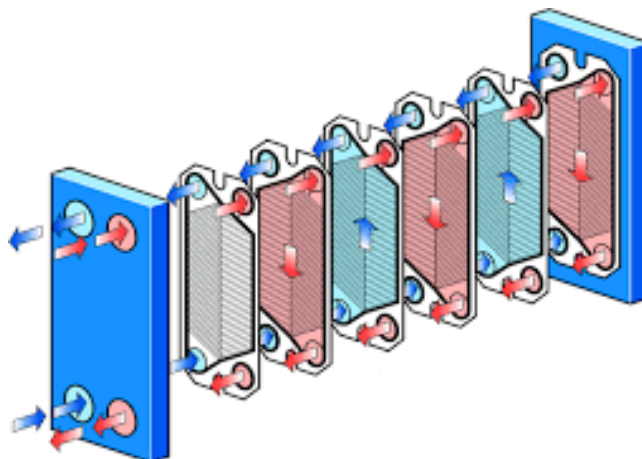


Figura 4.3: Constitución de un intercambiador de placas

### Evaporador

El evaporador es marca **Alfa Laval, modelo Alfanova 27-20H-S52**, tiene una configuración de 20 placas canal H, con corrugado de 30° tipo chevron, soldadas, con conexiones de 1" de diámetro y con unas dimensiones de 31 cm x 11.1 cm x 5.94 cm (Altura x Anchura x Longitud de paquete de placas).

En el intercambiador de calor a base de placas, los fluidos intercambian calor a contracorriente y el espacio que existe entre 2 placas es el conducto por donde circula uno de los fluidos enseguida circula el otro fluido y así sucesivamente. El evaporador recibe un vapor húmedo saturado de amoníaco y en este dispositivo se le cede calor hasta llevarlo al punto de saturación y finalmente sucede el cambio de fase a vapor saturado de baja presión. El refrigerante líquido ingresa al condensador por la conexión inferior izquierda y sale en el mismo canal por la parte superior. Como el evaporador admite agua con la finalidad de mantener una carga térmica por el circuito secundario para hacer hervir al refrigerante, la entrada del agua se realiza a

contra flujo que ingresa por conexión superior derecha y sale en la misma línea por la parte inferior. Una vez que el vapor saturado abandona el evaporador, es admitido en el seno del flujo de la solución diluida, y juntos ingresan al absorbedor de tubos aletados para finalmente formar una mezcla homogénea.

El cuadro de conexiones de cada componente del sistema se ensambló individualmente de tal forma que cada componente queda listo para interconectarse con sus compañeros una vez que fue probado a presiones de 20 bar. En la siguiente figura 4.4, se observa el evaporador con su cuadro de conexión y la válvula de expansión. La tabla 4.1 muestra los accesorios utilizados. Los 4 puertos son a 1" NPT.



Figura 4.4: Cuadro de conexiones en evaporador

| Accesorios de acero inoxidable (304 o 316)                         | Cantidad |
|--------------------------------------------------------------------|----------|
| Tee 1" rosca interior NPT                                          | 1        |
| Bushing 1" a 1/4" NPT                                              | 1        |
| Bushing 1" a 1/2" NPT                                              | 1        |
| Niple continuo 1/2" x 2" NPT                                       | 1        |
| Válvula esfera 1/2" NPT                                            | 1        |
| Reducción hembra 1" NPT a macho 1/4" NPT                           | 1        |
| Cruz 1/4" rosca interior NPT                                       | 1        |
| Válvula Swagelok de regulación mando micrométrico, NPT 1/4" macho  | 1        |
| Reducción campana 1/2" NPT a 1/4" NPT                              | 1        |
| Niple discontinuo Swagelok 1/2" NPT                                | 1        |
| Conector Swagelok SS-200-1-4, 1/8" OD a 1/4" NPT                   | 2        |
| Sensor tipo RTD, modelo PT-1000, diámetro 1/8" NPT largo 3"        | 2        |
| Sensor de presión Cole Parmer, CPI68900-56, conexión 1/4" largo 3" | 1        |

Tabla 4.1: Tabla de materiales en evaporador



### Economizador



Figura 4.5: Cuadro de conexiones en Economizador

La figura 4.5 muestra el ensamble del economizador. El economizador es técnicamente un regenerador, recupera calor del proceso para aprovecharlo en el ciclo. En el presente proyecto se tiene instalado un economizador construido a base de placas soldadas de la marca **Alfa Laval, modelo Alfanova 52-20H-S52**, tiene una configuración de 20 placas canal H, con corrugado de 30° tipo chevron, soldadas, con conexiones de 1" de diámetro y con unas dimensiones de 52.6 cm x 11.1 cm x 6.06 cm (Altura x Anchura x Longitud de paquete de placas).

La solución diluida que sale *Caliente* del generador, es enfriada por la solución concentrada que sale *Fría* del absorbedor. De este modo, la solución que llega al absorbedor no tiene una temperatura tan elevada, lo que facilita el proceso de absorción y a su vez, la solución que llega al generador tiene una temperatura relativamente alta, lo que reduce la necesidad de calor que proviene de los colectores solares o de una fuente simuladora como es el caso del presente proyecto. La entrada de solución (Caliente) diluida al economizador, se realiza por la conexión superior izquierda y sale en la misma dirección por la conexión inferior. El ingreso de la solución (Fría) concentrada al economizador, se lleva a cabo por la conexión inferior derecha y sale en la misma dirección por la parte superior.

### Generador

El generador construido a base de placas soldadas de la marca **Alfa Laval, modelo Alfanova 52-40H-S52**, tiene una configuración de 40 placas canal H, con corrugado de 30° tipo chevron, soldadas, con conexiones de 1" de diámetro y con unas dimensiones de 52.6 cm x 11.1 cm x 11.12 cm (Altura x Anchura x Longitud de paquete de placas).

La solución concentrada en refrigerante, ingresa al generador para ser llevada al punto de saturación en el cual se desprende el refrigerante en forma de vapor. Por el circuito secundario del generador, circula agua de alta temperatura que suministra calor a la solución para el desprendimiento del refrigerante. El refrigerante se dirige hacia el condensador mientras que la solución diluida circula hacia el economizador, donde parte del calor de proceso se recupera. Ver a continuación la figura 4.6.

| Accesorios de acero inoxidable (304 o 316)                  | Cantidad |
|-------------------------------------------------------------|----------|
| Reducción campana 1" NPT a 1/2" NPT                         | 4        |
| Niple continuo 1/2" x 2" NPT                                | 6        |
| Tee 1/2" rosca interior NPT                                 | 4        |
| Niple discontinuo Swagelok 1/2" NPT                         | 2        |
| Bushing 1/2" a 1/4" NPT                                     | 4        |
| Sensor tipo RTD, modelo PT-1000, diámetro 1/8" NPT largo 3" | 4        |
| Conector Swagelok SS-200-1-4, 1/8" OD a 1/4" NPT            | 4        |
| Válvula esfera 1/2" NPT                                     | 4        |
| Cruz 1/2" rosca interior NPT                                | 1        |

Tabla 4.2: Tabla de materiales en Economizador

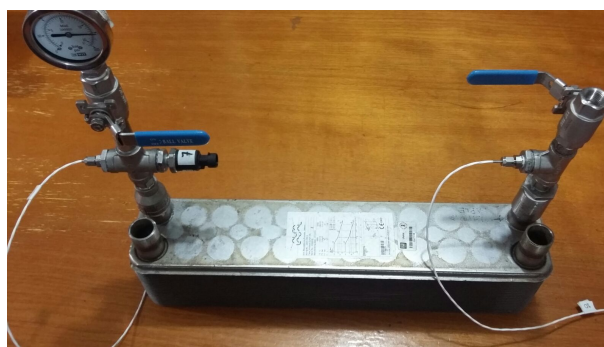


Figura 4.6: Cuadro de conexiones en generador

| Accesorios de acero inoxidable (304 o 316)                        | Cantidad |
|-------------------------------------------------------------------|----------|
| Tee 1/2" rosca interior NPT                                       | 1        |
| Bushing 1/2" a 1/4" NPT                                           | 2        |
| Bushing 1" a 1/2" NPT                                             | 1        |
| Niple continuo 1/2" x 2" NPT                                      | 1        |
| Cople 1" x 2" NPT                                                 | 1        |
| Válvula esfera 1/2" NPT                                           | 2        |
| Cruz 1/2" rosca interior NPT                                      | 1        |
| Reducción campana 1" NPT a 1/2" NPT                               | 1        |
| Niple discontinuo Swagelok 1/2" NPT                               | 3        |
| Niple discontinuo liso convencional 1/2" NPT                      | 1        |
| Conector Swagelok SS-200-1-4, 1/8" OD a 1/4" NPT                  | 2        |
| Sensor tipo RTD, modelo PT-1000, diámetro 1/8" NPT largo 3"       | 2        |
| Sensor de presión Cole parmer CPI68900-56, conexión 1/4" largo 3" | 1        |

Tabla 4.3: Tabla de materiales en Generador

A continuación la figura 4.7 muestra el sistema de absorbedor-condensador, así como los intercambiadores de calor tipo compacto, evaporador, generador y economizador.

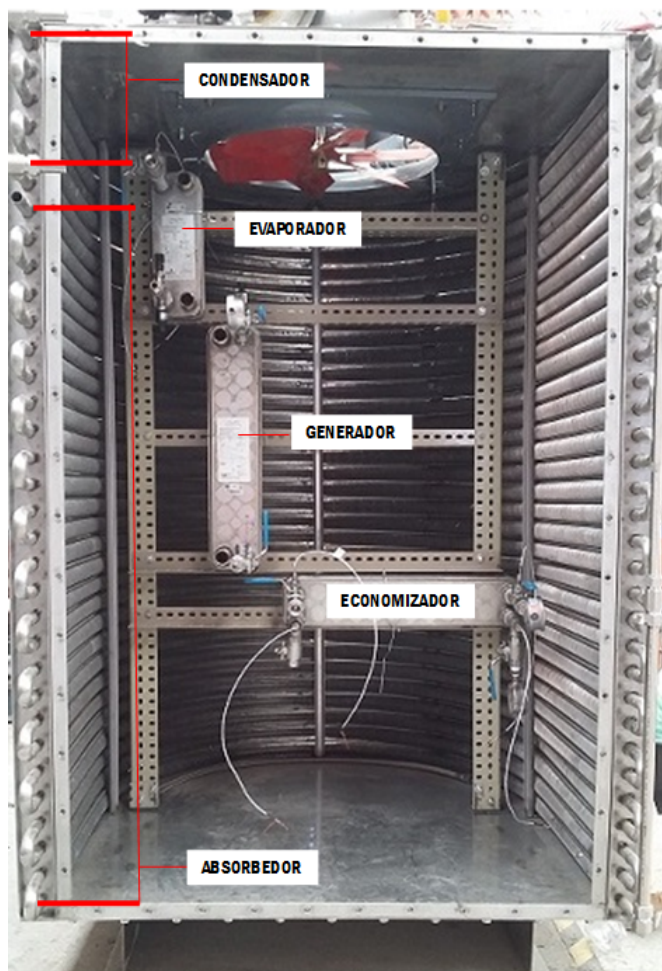


Figura 4.7: Sembrado de componentes en el sistema

#### 4.2.4. Bomba de circulación

La bomba utilizada en el sistema, es una bomba de pistones de la marca **Milton Roy, modelo R130A-185**, con un desplazamiento de flujo de 29 galones/h @ 1750 rpm para una presión de 200 PSI que equivalen a 13.6 bar como dato máximo de operación, misma que puede ajustarse con el regulador de presión a manera de opresor roscado que se ubica en el impulsor de la bomba y puede manipularse fácilmente.

Las conexiones de la bomba son de 1/2" conexiones HIC, mismas que se realizan con un conector macho de 1/2". El accionamiento se realiza con un motor eléctrico marca GE de 1/4 HP y 1725 RPM 127/1/60 hz. La bomba hace posible que el fluido de trabajo recorra todo el sistema, haciéndolo circular a la presión requerida para vencer la carga que representan los diferentes procesos. La bomba también ayuda a mantener el diferencial de presión en el ciclo de absorción. A continuación la figura 4.8 muestra la bomba especificada.



Figura 4.8: Motor y bomba acoplados.

#### 4.2.5. Válvulas de estrangulamiento

Una válvula de expansión es un elemento ocasiona una restricción al paso del flujo, de tal forma que la presión antes de la válvula, es varias veces mayor a la de la salida. Con esto se consigue que la energía asociada al flujo sea la misma y el fluido que tiene una alta presión y se encuentra comprimido, experimenta una expansión al introducirse a un medio que se encuentra a una presión más baja. Comercialmente, existen diferentes mecanismos de expansión, válvulas de estrangulamiento, tubos capilares. En el sistema a evaluar, se instalaron 2 válvulas de aguja que sirven para estrangulamiento.

##### Válvula de expansión

Está instalada a la entrada del evaporador, consiguiendo que el refrigerante se expanda a baja presión y su temperatura tenga un descenso considerable. Es de la marca Swagelok y está fabricada en acero inoxidable 316, es unidireccional y tiene conexión macho 1/4"NPT. Consta de una apertura máxima de 9 vueltas a CV máximo de 0.03. Tiene ajuste micrométrico y graduación de 1/25 de vuelta. El modelo es **SS-4MG-MH**, donde SS se refiere al acero inoxidable 316, 4MG se refiere a conexión con racores swagelok tubing 1/4" y MH indica que debe incluirse el mando micrométrico. La figura 4.9 que se muestra enseguida permite conocer la válvula especificada.

##### Válvula de regulación

La segunda válvula está localizada a la salida del economizador, en la línea que lleva solución diluida hacia el absorbedor, pues es un lado de baja presión y el fluido requiere ingresar a la misma presión del absorbedor. Esta es de la marca Swagelok fabricada también en acero inoxidable, unidireccional y tiene conexión con racores swagelok tubing de 1/2". El modelo es **SS-1RS8-E**. El número 1 indica la serie de la válvula, para un CV de 0.73. R indica conexión con racores tubing, S8 indica que las conexiones son de 1/2", la letra E indica la actualización de la versión de este componente por parte del fabricante. Se muestra a continuación la figura 4.10.



Figura 4.9: Válvula de aguja para expansión utilizada en el proyecto.



Figura 4.10: Válvula de aguja para regulación utilizada en el proyecto.

### 4.3. Componentes secundarios

#### 4.3.1. Estructura de soporte

La estructura que sirve para montaje de los intercambiadores de calor compactos, se fabricó en ángulo comercial perforado de acero al carbón, las dimensiones del ángulo son 6x3.5 cm. La facilidad de instalación de este material así como su precio asequible lo hacen candidato perfecto para ser usado como estructura.

La sujeción de los ángulos se realizó por medio de tornillos de cabeza hexagonal de 1/4" de diámetro y 1" de longitud, con huaza plana y de presión así como la tuerca correspondiente todo en acero al carbón.

#### 4.3.2. Conexiones

Para que el refrigerante circule por el sistema es necesario contar con canalizaciones que permitan operar con los flujos y niveles de presión requeridos, es importante tener el control del flujo mediante válvulas y lo es también contar con conexiones que permitan unir una sección del sistema con otra.

Para lo anterior, adicional al ensamble individual de los componentes, con la finalidad de interconectar todo el sistema, se utilizaron dispositivos diversos que además de cumplir con los requerimientos de flujos, niveles de presión y temperatura, no reaccionaran químicamente con el fluido de trabajo, motivo por el cual, los dispositivos metálicos fueron seleccionados en acero inoxidable, un metal que no reacciona con el amoníaco. Los componentes mencionados se muestran a continuación en la figura 4.11.

| Cantidad | Descripción                                              | Imagen                                                                              | Cantidad  | Descripción                                           | Imagen                                                                                |
|----------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 10       | Niple hexagonal 1/2" NPT, acero inoxidable               |    | 4         | Tee lateral para tubing de 3/4", acero inoxidable     |    |
| 16       | Válvula globo 1/2" NPT, acero inoxidable                 |    | 2 (Tramo) | Tubing acero inoxidable 3/4"                          |    |
| 20       | Bushing 1/2" a 1/4" NPT, acero inoxidable                |    | 8         | Tee 1/2", acero inoxidable                            |    |
| 1        | Manometro 0 a 10 bar, acero inoxidable                   |    | 30        | Conector macho 1/4" NPT a tubing 1/8"                 |    |
| 1        | Manometro 0 a 20 bar, acero inoxidable                   |    | 1         | Válvula globo de 1/4" NPT acero inoxidable            |    |
| 1        | Válvula de seguridad apertura a 12 bar                   |    | 8         | Niple 1/4"x2", acero inoxidable                       |    |
| 1        | Válvula de seguridad apertura a 22.5 bar                 |   | 4         | Niple largo 1/2"x3", acero inoxidable                 |   |
| 1        | Unión de 1/2" NPT a tubing de 3/4" acero inoxidable      |  | 6         | Niple hexagonal 1/4" NPT, acero inoxidable            |  |
| 26       | Conector macho 1/2" NPT a tubing 3/4", acero inoxidable  |  | 2         | Tapón de 1/2", fabricado en acero inoxidable          |  |
| 2        | Conector hembra 1/2" NPT x 3/4" tubing, acero inoxidable |  | 1         | Tee recta 3/4" tubing conexión macho acero inoxidable |  |
| 5        | Tee unión 3/4" tubing conexión galgable                  |  | 12        | Codo unión 3/4" tubing conexión galgable              |  |

Figura 4.11: Componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar.

### 4.3.3. Sistema de Instrumentación y Control

Se ha mencionado en el inicio de este capítulo la importancia de contar con un sistema que integre diferentes dispositivos. El sistema integrado se compone de los dispositivos que se muestran en la figura siguiente 4.12:

| Cantidad | Descripción                                                                                                                                                                                                                    |
|----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 20       | Sensores de temperatura tipo RTD (PT1000) con conexión 1/4" NPT en acero inoxidable. Transductor lector de resistencia y precisión de (+,-) 0.3°C                                                                              |
| 4        | Sensores piezoeléctricos de presión marca ASHCROFT, 0 a 500 psig (34 bar) con conexión a 1/4" NPT, acero inoxidable. Transductor lector de corriente eléctrica de 4 a 20 mA y precisión de (+,-) 1%. Manejado por Cole Parmer. |
| 2        | Sensores de flujo volumétrico tipo propela, 0 a 20 kg/min con conexión a 3/8" NPT fabricados en teflón. Transductor lector de pulsos/minuto y precisión (+,-) 1%.                                                              |
| 3        | Sensores de flujo másico Elite Coriolis, 0 a 20 kg/min conexión 1/4" bridada, fabricación acero inoxidable. Transductor lector de corriente eléctrica de 4 a 20 mA, precisión (+,-) .1% en líquidos y (+,-) .2% en gases.      |
| 3        | Fuentes de alimentación 127 VCA/12 VCD, 1 A.                                                                                                                                                                                   |
| 3        | Resistencias eléctricas de 2.2 Kohms.                                                                                                                                                                                          |
| 4        | Resistencias eléctricas de 220 ohms.                                                                                                                                                                                           |
| 2        | Tarjeta multifunción marca Agilent modelo 34907A, 22 canales.                                                                                                                                                                  |
| 1        | Adquisidor de datos Agilent modelo 34972A.                                                                                                                                                                                     |
| 1        | Equipo de cómputo tipo laptop.                                                                                                                                                                                                 |
| 1        | No break marca Sola Micro SR 800.                                                                                                                                                                                              |
| *        | Cable Multimalla dipolar calibre 22 con blindaje.                                                                                                                                                                              |

Figura 4.12: Componentes del sistema de instrumentación y control, características y precisión del instrumento

Finalmente el sistema de refrigeración por absorción y el sistema de instrumentación y control correspondiente, pueden representarse gráficamente de manera que la lógica operativa del conjunto pueda visualizarse.

A continuación se muestra el diagrama esquemático del conjunto.

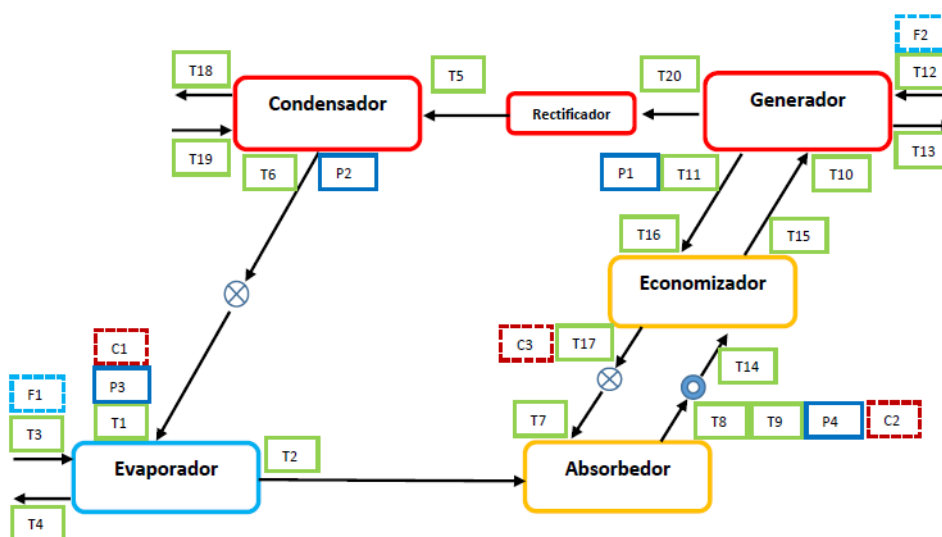


Figura 4.13: Integración de los sensores que componen el sistema de instrumentación y control.

En donde:

T: Sensor de temperatura

P: Sensor de presión

F: Medidor de flujo volumétrico

C: Medidor de flujo másico (coriolis)

En los puntos siguientes, se describe la lista de componentes que hacen posible el sistema de instrumentación y control.

#### 4.3.4. Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura tipo RTD son sensores que mediante una variación de temperatura modifican su resistencia eléctrica.

Estos sensores requieren de calibración previa dentro de un rango de temperaturas que permita conocer su función característica tal, que a una temperatura dada, sea posible conocer su resistencia.

De esta forma, cuando el transductor lee una determinada resistencia eléctrica, puede conocerse la temperatura que lee el sensor.

Para calibrar el sensor, se requiere de un baño térmico que haga posible que la temperatura del entorno del sensor sea conocida y constante. Se realizan mediciones a diferentes temperaturas que deben de corresponder a aquéllas a las que será sometido el sensor dentro del equipo de refrigeración.

El rango de temperatura seleccionado es de 20 a 80° C en pasos de 10.

Además del baño térmico, se requiere un sensor patrón y una computadora para registrar los datos en una tabla.



Como primer paso, se etiqueta cada sensor. El equipo de baño térmico se pone en operación y posteriormente se inician las mediciones.

En general una vez que se llega al estado estacionario en cada paso, se registra el valor de la resistencia y la temperatura, a continuación se muestran las mediciones efectuadas:

Los sensores de temperatura tienen una configuración de 2 cables rojos y uno blanco para la lectura por parte del transductor. La conexión de cada sensor a la tarjeta adquisidora es indistinta, sólo debe tomarse un cable rojo y el cable blanco e introducirlos a uno de los primeros 20 canales de medición.

#### 4.3.5. Sensores de presión

Como el caso anterior, los sensores de presión deben ser calibrados previo a su uso.

El material requerido es: computadora, equipo de adquisición de datos, tarjeta multifunción, fuente de poder 127 VAC/12 VCD, 4 resistencias de  $220\Omega$ , tanque de nitrógeno con múltiple de conexión y manómetros, sensor patrón y el banco de calibración.

De primer paso, el etiquetado de los sensores para clasificarlos e identificarlos.

Se montan los sensores en el banco de calibración conectando el sistema de nitrógeno al circuito e instalando el sistema de adquisición de datos. Los rangos de presión definidos por aquélla a la que serán sometidos en el equipo de refrigeración, se eligen de 0 a 20 bar en pasos de 1 bar, presión manométrica.

Se inicia el proceso suministrando nitrógeno al banco de calibración y se detiene en cada valor de la presión deseada que es leída por el sensor patrón que esta conectado al circuito del banco. Para cada paso se toman 21 lecturas con cada sensor, se obtiene el promedio de estas mediciones y se registran los datos.

#### 4.3.6. Sensores de flujo volumétrico (Flujómetros)

Para calibrar los sensores de flujo se requiere: una computadora, adquisidor de datos, tarjeta multifunción, 2 fuentes de poder 127 VAC/ 12 VCD, 4 resistencias de  $2.2\ k\Omega$ , un tinaco cargado con agua, circuito hidráulico en PVC para circular el agua del tinaco, bomba con motor eléctrico para recirculación y el sensor patrón (sensor Coriolis).

Después de etiquetar a cada sensor, se instalan los sensores a calibrar en el circuito hidráulico de recirculación. El fabricante recomienda una distancia de 15 diámetros de longitud a la entrada del sensor y 10 diámetros de longitud a la salida del sensor, de codos y conexiones, esto va referido al diámetro de conexión del sensor que es de  $3/8"$ .

Lo anterior para que el flujo se encuentre desarrollado al ingresar o salir del sensor. Los sensores se calibraron en un rango de flujos de 2 a 13 kg/min en pasos de 1 kg/min. La bomba se hace operar en el circuito y el sensor patrón toma una lectura del flujo, mismo que se regula con una válvula de globo. Para cada sensor se toman 21 lecturas, se promedian las mediciones y se elabora una tabla de valores. El transductor lee pulsos por minuto de los sensores a calibrar y kg/min del sensor patrón.

#### 4.3.7. Sensores de flujo másico tipo Coriolis

Los sensores Coriolis vienen calibrados de fábrica y únicamente deben ajustarse al rango de medición de aplicación. Para el Coriolis 1 y 2, el rango de lecturas va de 0 a 20 kg/min, para el coriolis 3, el rango es de 0 a 2 kg/min. La función característica se obtiene mediante la circulación de una corriente eléctrica desde 4 hasta 20 mA en pasos de 8 kg/min. Para 4 mA se asigna un flujo cero, para 12 mA es de 10 kg/min y para 20 mA el flujo asignado es de 20 kg/min. Los tres datos mencionados se registran en una tabla para graficar y obtener su función mediante regresiones lineales.

Finalmente, todas las regresiones lineales dan como resultado una función característica de cada sensor, éstas funciones se han registrado en la tabla que se muestra a continuación en la figura 4.14:

| Sensor | Ubicación                      | Fluido de trabajo                | Ecuación           | Unidad    |
|--------|--------------------------------|----------------------------------|--------------------|-----------|
| T1     | Entrada evaporador             | NH <sub>3</sub> Líquido          | $Y=0.2646X-265.41$ | °C        |
| T2     | Salida evaporador              | NH <sub>3</sub> vapor            | $Y=0.2614X-261.68$ | °C        |
| T3     | Entrada evaporador             | Agua                             | $Y=0.2621X-262.82$ | °C        |
| T4     | Salida evaporador              | Agua                             | $Y=0.2621X-262.55$ | °C        |
| T5     | Entrada condensador            | NH <sub>3</sub> vapor            | $Y=0.2657X-266.67$ | °C        |
| T6     | Salida condensador             | NH <sub>3</sub> Líquido          | $Y=0.2638X-265.27$ | °C        |
| T7     | Entrada absorbedor             | Solución diluida                 | $Y=0.2633X-263.81$ | °C        |
| T8     | Salida absorbedor circuito 1   | Solución concentrada             | $Y=0.2617X-262.2$  | °C        |
| T9     | Salida absorbedor circuito 2   | Solución concentrada             | $Y=0.2637X-264.34$ | °C        |
| T10    | Entrada generador              | Solución concentrada             | $Y=0.2625X-263.04$ | °C        |
| T11    | Salida generador               | Solución diluida                 | $Y=0.2635X-264.1$  | °C        |
| T12    | Entrada generador              | Agua                             | $Y=0.263X-263.5$   | °C        |
| T13    | Salida generador               | Agua                             | $Y=0.262X-262.5$   | °C        |
| T14    | Entrada economizador           | Solución concentrada             | $Y=0.262X-262.41$  | °C        |
| T15    | Salida economizador            | Solución concentrada             | $Y=0.2636X-264.48$ | °C        |
| T16    | Entrada economizador           | Solución diluida                 | $Y=0.2617X-262.15$ | °C        |
| T17    | Salida economizador            | Solución diluida                 | $Y=0.2643X-265.3$  | °C        |
| T18    | Salida condensador-absorbedor  | Aire                             | $Y=0.2582X-258.37$ | °C        |
| T19    | Entrada condensador-absorbedor | Aire                             | $Y=0.2631X-263.72$ | °C        |
| T20    | Entrada rectificador           | NH <sub>3</sub> vapor            | $Y=0.2622-262.74$  | °C        |
| P1     | Generador                      | NH <sub>3</sub> vapor            | $P=2172.3X-8.6216$ | bar       |
| P2     | Condensador                    | NH <sub>3</sub> líquido          | $P=2181.5X-8.6528$ | bar       |
| P3     | Evaporador                     | NH <sub>3</sub> vapor            | $P=2169.7X-8.6184$ | bar       |
| P4     | Absorbedor                     | Solución rica en NH <sub>3</sub> | $P=2164.9X-8.6798$ | bar       |
| F1     | Evaporador                     | Agua                             | $F=1.0757X+0.1803$ | kg/min    |
| F2     | Generador                      | Agua                             | $F=0.0617X+0.2601$ | kg/min    |
| C1     | Evaporador                     | NH <sub>3</sub> líquido          | $C=31250X-125$     | gramo/min |
| C2     | Absorbedor                     | Solución concentrada             | $C=750X-3$         | kg/min    |
| C3     | Generador                      | Solución diluida                 | $C=750X-3$         | kg/min    |

Figura 4.14: Tabla del conjunto de ecuaciones resultantes de la calibración

#### 4.3.8. Sistema de adquisición de datos

La lectura de los transductores que se recoge de los sensores, se realiza desde las 2 tarjetas multifunción, de 22 canales cada una. Los primeros 20 canales son lectores de voltaje y los 2 canales restantes leen corriente eléctrica.

La tarjeta 2 básicamente se utiliza para la lectura de temperaturas. Los canales del 1 al 20 se conectan a los sensores de temperatura, correspondientes a T1-T20 y en el canal 21, se conecta el sensor de flujo tipo Coriolis  $C_1$  para el flujo de refrigerante. En el caso de la tarjeta 1, los canales 3, 5, 7 y 9 se encuentran conectados a los sensores de presión ordenados  $P_1, P_2, P_3, P_4$ , respectivamente. En la misma tarjeta 1, el canal 1 y 13, se conectan a los sensores de flujo volumétrico de propela,  $F_2$  y  $F_1$ , correspondientes a flujo de agua al evaporador y al generador respectivamente.

Finalmente en los canales 21 y 22 de la tarjeta 1, se conectan los sensores Coriolis  $C_3$  y  $C_2$  respectivamente. La información recopilada por las tarjetas es administrada por un adquisidor de datos que traduce la información a un código que pueda ser leído por una computadora.

El software de la interfase (PC o Laptop) se llama VEE (Visual Engineering Environment), y la función que tiene es la de registrar los datos que han sido traducidos a un lenguaje preciso y mostrarlos gráficamente en tiempo real, así mismo, programar funciones para cálculo de parámetros, generar un banco de datos y archivos que pueden ser utilizados con software comerciales.

## 4.4. Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares permiten simular la operación del sistema de absorción bajo diferentes condiciones de demanda frigorífica y de sumideros de calor.

### 4.4.1. Carga térmica

El **primer sistema auxiliar** es el depósito de agua de circulación para carga térmica.

Este sistema consiste en un circuito hidráulico cerrado que introduce agua al evaporador con la finalidad de otorgarle carga térmica para que el refrigerante hierva.

El sistema tiene un tanque de almacenamiento de agua como reservorio de calor, y dicha agua es enfriada por el sistema de absorción, haciéndose circular por una bomba y con la regulación de flujo a través de una válvula de esfera. Para suministrar carga térmica se instaló un banco de resistencias eléctricas de 4 kw 127/1 fase/60 Hertz.

### 4.4.2. Fuente de calor de alta temperatura

A continuación en la figura 4.15, se muestra el **segundo sistema auxiliar** es el sistema que simula la fuente de calor de los colectores solares.

El sistema de calentamiento de alta temperatura esta conformado por un calentador eléctrico a base de una resistencia de 24 kW. La marca del calentador es Hubbell modelo V624R y trabaja a 220/3 $\phi$ /60 hz. La resistencia se encuentra al interior de un tanque de almacenamiento que funge como cárcamo de 6 gal (22.2 l). de capacidad. El sistema es un circuito hidráulico cerrado accionado por una bomba que incluye el calentador; marca Grundfos acoplada a un motor eléctrico de 1 HP (0.746 kW) con variador de frecuencia y una capacidad de flujo de 58 l/min.



Figura 4.15: Fuente de calor de alta temperatura.

Finalmente la figura 4.16, muestra el sistema terminado:



Figura 4.16: Sistema de absorción con conexión a bomba de pistones y sistema de adquisición de datos.

## 4.5. Preparación del sistema, seguridad y manejo

### 4.5.1. Presurizado del sistema (pre-carga)

La operación de un ciclo termodinámico, se basa en la teoría de que se tiene un sistema cerrado, tal sistema cerrado no intercambia masa del ciclo con sus alrededores, aunque puede intercambiar energía. Para garantizar que el fluido de trabajo permanezca dentro del sistema, primero se realiza una prueba que mide la hermeticidad del equipo. Cuando el equipo ya está ensamblado y todas las conexiones, canalizaciones, accesorios y dispositivos están conectados, se realiza una supervisión con la finalidad de evitar defectos de instalación que pongan en riesgo la seguridad de los operadores.

Toda vez que se ha realizado lo anterior, se abren todas las válvulas del equipo quedando así, cada componente del sistema comunicado. Por la parte más alta del equipo que en este caso es el generador, se suministra aire a compresión para llenar el sistema a presión atmosférica. Cuando el agua ha llegado a todo el sistema, se presuriza utilizando nitrógeno hasta que el manómetro marca 22.5 bar y se le da un tiempo de espera para observar si el equipo muestra alguna señal de fisura o fuga. Posteriormente, se inyecta nitrógeno nuevamente al sistema hasta que la presión llega a los 24 bar y se deja reposar el equipo por 1 semana.

Se muestra a continuación la figura 4.17 para donde se observa el sistema siendo presurizado.



Figura 4.17: Presurizado del sistema usando nitrógeno.

En la figura 4.17 se observa el equipo una vez que ha cumplido satisfactoriamente con la prueba de hermeticidad.

#### 4.5.2. Preparación del fluido de trabajo

El fluido de trabajo es una solución de Nitrato de litio-Amoníaco con una concentración de amoníaco del 54 %. Realizar la preparación de la solución conlleva a cálculos previos que tienen que ver con el volumen disponible en el sistema así como la densidad del fluido para verter en el equipo.

El procedimiento se describe a continuación:

- 1.- Se realiza el cálculo del volumen disponible en generador y absorbedor, considerando que la solución no rebase  $\frac{3}{4}$  de la altura del tubo de nivel que contiene absorbedor y generador. Utilizando software de dibujo CAD se obtuvo el volumen del sistema.
- 2.- Se calcula el volumen de las tuberías de conexión absorbedor-generador y mediante el mismo procedimiento

3.- Calcular la densidad de la solución, para lo cual se utilizó una correlación reportada en la literatura por Infante Ferreira [18]; se consideró la concentración 54 % y una temperatura de 40°C.

La correlación utilizada es la siguiente:

$$\rho_{sol} = -1409.653\sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463T - 0.0039T^2 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.1)$$

En la ecuación anterior, X es la concentración de refrigerante en la solución y T es la temperatura de la solución expresada en °C.

4.- El volumen total es la suma de los 2 anteriores, la densidad calculada con la correlación anterior resultó de **989.3548 kg/m<sup>3</sup>**.

Con los datos anteriores es posible calcular la masa requerida:

$$m = V\rho \text{ [kg]} \quad (4.2)$$

La masa calculada resulta de 15.5648 kg, sin embargo previniendo derrame o pérdida se preparan 24.74 kg

Por lo anterior, se requieren 11.38 kg de sal de litio. Dado que las sales en general son altamente higroscópicas, la sal debe pasar por un proceso de secado reportado por Cuevas [38].

1.- Reunir el equipo de protección personal necesario: guantes de látex, guantes para horneado, lentes de policarbonato, mascarilla y bata

Así mismo se requieren contenedores metálicos para la sal, papel aluminio, embudo, martillo cabeza de goma, desarmador plano, báscula electrónica, hoja de plástico para cubierta y cartones para limpieza de la zona de trabajo una vez realizado el proceso

El equipo y material se reúne en el laboratorio de Refrigeración en el área de secado del IER, donde se encuentra el horno y una campana de extracción

2.- Los contenedores (charolas) se cubren con papel aluminio para asepsia tanto de la sal como del recipiente

3.- Numerar los contenedores y pesarlos

4.- Moler la sal utilizando el martillo de goma y el desarmador plano

5.- Se vierte la sal triturada en los contenedores hasta una cantidad de 625 gr y se esparce en el contenedor uniformemente, dada la cantidad en gramos.

6.- El horno se pone en operación y se espera a que alcance una temperatura de 180°C, momento en el que se ingresan las charolas

7.- Los contenedores con la sal, permanecen 2 horas en el horno a 180°C

8.- Los contenedores se retiran del horno, y la sal aglomerada por el proceso de secado se tritura nuevamente. Con la sal seca en los contenedores, se procede a pesar cada contenedor nuevamente

9.- Depositar la sal seca dentro del tanque de mezcla para la solución

10.- El tanque de mezclado se pesa en la báscula electrónica

Se muestra la figura del horno para secado:

### 4.5.3. Carga de refrigerante

Como se ha mencionado, el refrigerante es **Amoniaco**. Una vez que la sal se encuentra en el tanque de mezclado, se procede a cargar el tanque con amoniaco, con el procedimiento siguiente:

- 1.- Junto con el equipo de protección personal, se necesita herramienta especializada y equipo para manejar amoniaco: tanque de mezclado con el contenido de sal, tanque de amoniaco, báscula, recipientes de 20 lts cargados de agua, manguera de teflón con reforzado metálico exterior inoxidable, mangueras de hule, múltiple de conexión con manómetros y válvulas reguladoras para amoniaco, juego llaves crecientes 12 y 14", llave stilson 14".
- 2.- Pesar el tanque de mezclado con el contenido de sal.
- 3.- El tanque de amoniaco se posiciona sobre el piso terminado con declive hacia la válvula de salida para extraer amoniaco líquido, se colocan cuñas laterales para evitar rodaje.
- 4.- Del múltiple de conexión del tanque de amoniaco, se conecta la manguera de teflón.
- 5.- De la parte superior del tanque de mezclado, se conecta una manguera de plástico que remata en un recipiente de 20 lt conteniendo agua, igualmente desde el purgado del múltiple de conexión del tanque de amoniaco.
- 6.- Para purgar las mangueras y retirar el aire que contaminaría el sistema de refrigeración por absorción, se abre la válvula del tanque de amoniaco dejando escapar una cantidad pequeña de refrigerante mismo que empuja al aire contenido en las mangueras y ambos gases salen por la manguera inmersa en agua que absorbe al amoniaco mientras que el aire escapa a la atmósfera.
- 7.- Cuando comienza a salir amoniaco líquido por las mangueras, significa que ya no hay aire en el sistema y se cierra la valvula del tanque de amoniaco.
- 8.- La válvula de acceso al tanque de mezclado, la válvula del multiple de conexiones y la válvula del tanque de amoniaco, se abren paulatinamente para que el amoniaco ingrese al tanque de mezcla.
- 9.- Simultáneamente con el ingreso del amoniaco, el tanque de mezclado esta ganando peso que es registrado por la báscula electrónica.
- 10.- Llegará el momento en que la presión del tanque de mezclado se iguale a la presión del tanque de abastecimiento de amoniaco, por lo que el fluído dejará de circular, por esto es que de la parte superior del tanque de mezclado se deja escapar vapor de amoniaco hacia un recipiente con agua y al disminuir la presión, el tanque de mezclado admite refrigerante nuevamente.
- 11.- Terminado el proceso de carga de amoniaco al tanque de mezclado, se cierran todas las válvulas y el amoniaco atrapado en las mangueras se purga hacia los recipientes con agua.

### 4.5.4. Ingreso del fluido de trabajo al sistema

Dado que se ha probado que el sistema de absorción es hermético como resultado de la prueba de presurización con nitrógeno, se libera el nitrógeno y se procede a realizar la evacuación con una bomba para vacío.

De antemano, lo que se requiere es que cada componente del sistema tenga comunicación con los demás, como si el fluído de trabajo fuera a recorrer el sistema, esto se logra abriendo las válvulas que comunican a cada parte del sistema con el conjunto. El vacío en el sistema, fundamentalmente retira la humedad que ingresa con el aire cuando se retira el nitrógeno utilizado en la prueba de presión, pero, también acelera el proceso de carga de solución dentro del equipo a evaluar.

Las válvulas que conectan al absorbedor con todo el sistema, se cierran. Posteriormente, el tanque de mezclado se conecta por la parte inferior del sistema de absorción, precisamente con el absorbedor con la manguera de teflón reforzada. Hasta este punto, es importante que la solución ingrese únicamente al absorbedor, por lo que las válvulas de las líneas que comunican al absorbedor, deben permanecer cerradas. La válvula inferior del tanque de mezclado, se abre para que la solución fluya hacia el absorbedor, claro que llegado el momento en que las presiones se igualen, la solución dejará de fluir. Para que la solución vuelva a circular, vapor de amoníaco se inyecta por la parte superior del tanque de mezclado, de forma tal que la presión del recipiente crece y la solución vuelve a fluir hacia el absorbedor.

Si bien es cierto, el tanque de mezclado esta recibiendo más amoníaco en forma de vapor para que la solución circule, el volumen específico del vapor es muy pequeño en comparación con el de la solución, por lo que la concentración no tiene una variación que deba ser tomada en cuenta. La figura que sigue, 4.18 ilustra el proceso:



Figura 4.18: Carga de la mezcla  $NH_3 - LiNO$  al equipo de absorción.

En la figura 4.19 que se presenta a continuación, puede observarse el equipo completamente terminado, es posible observar la envolvente, las conexiones para agua caliente (Generador) y fría (Evaporador) así como una unidad terminal donde se encuentra el sistema completo de adquisición de datos.





Figura 4.19: Equipo totalmente terminado y acoplado a servicios auxiliares, así como al sistema de adquisición de datos.

## 4.6. Operación del sistema

La parte más complicada del proyecto, es hacer operar al equipo de absorción; y una vez operando, mantenerlo en condiciones estables y estacionarias.

Para lo anterior se requiere ser cuidadoso en la revisión de las lecturas y mediciones de los parámetros que refieren el desempeño de la máquina.

A continuación se presentan los procedimientos para manejo del equipo.

### 4.6.1. Puesta a punto

Procedimiento de puesta a punto:

- 1.- Iniciar la operación del sistema de instrumentación y control, energizando el no break y las fuentes de poder que suministran energía a los Coriolis.
- 2.- Aislar al refrigerante en el generador cerrando las válvulas de salida de vapor hacia el condensador, válvula de expansión, absorbedor y evaporador. Las demás válvulas permanecen abiertas.
- 3.- Se pone en operación el sistema de calentamiento de alta temperatura y el chiller.

### 4.6.2. Arranque de operación del sistema

Procedimiento:

- 1.- Se pone en marcha el ventilador del equipo y se inicia la corrida del programa *enfriado por aire 2.vee*, localizado en el escritorio de la laptop del modulo de operación. Se ingresa la ubicación donde se requiere almacenar la información y posteriormente se oprime el botón *Start* y el programa comienza a registrar las lecturas de los sensores.
- 2.- Se pone en operación la bomba de solución, para tal efecto, los componentes del sistema deben que deben estar comunicados son: absorbedor, generador y economizador, pero el resto de los componentes permanecen aislados con sus respectivas válvulas.
- 3.- Se pone en operación la bomba de agua para carga térmica del evaporador.
- 4.- Se inicia la operación del sistema de agua de alta temperatura para suministrar calor al generador, paso seguido.
- 5.- Se comunican inmediatamente después del paso anterior todos los componentes del sistema abriendo las válvulas de seccionamiento.
- 6.- Ahora el equipo ha iniciado operaciones.
- 7.- Los niveles de absorbedor y generador no deben exceder la mitad de la altura del tubo de nivel que cada componente posee.
- 8.- La válvula de estrangulamiento que regresa solución diluida hacia el absorbedor, debe modularse para que dicho flujo sea cercano al de la solución concentrada que llega al generador, el balance se realiza mediante las lecturas de los coriolis 2 y 3.

### 4.6.3. Protocolo de operación

Procedimiento:

- 1.- Es necesario fijar una temperatura de generación, flujos de entrada de agua de los sistemas auxiliares y la estrangulación de la válvula hacia el evaporador. Debido a que el equipo opera a condiciones reales, no es posible controlar la temperatura de condensación o enfriamiento al absorbedor.
- 2.- El paso siguiente es esperar a que el sistema llegue a su límite de operación y terminar la prueba del día. Posteriormente se incrementa la temperatura de generación. Lo que se logra modificando las condiciones del calentador eléctrico. Cada temperatura de generación deberá llevarse a cabo por cada día de prueba.

Este proceso se repite con la finalidad de simular la operación del equipo bajo una serie de temperaturas de condensación y generación.

### 4.6.4. Procedimiento de paro

Algoritmo:

- 1.- Suspender el suministro de agua de calentamiento de alta temperatura hacia el generador (Desenergizar el calentador eléctrico) y aislarlo del sistema así como de los sistemas auxiliares cerrando las válvulas de paso de agua y las válvulas de comunicación con los otros componentes del sistema de absorción, con excepción de la válvula de salida de la bomba de solución.

- 2.- Suspender el suministro de carga térmica al evaporador, desenergizando la bomba de circulación respectiva y cerrando las válvulas que comunican al equipo de absorción con el suministro de carga térmica.
- 3.- Esperar un tiempo para que la solución circule y absorba el refrigerante contenido en condensador y absorbedor.
- 4.- Una vez que la totalidad de la solución se encuentre depositada en el absorbedor y generador, se cierra la válvula en la descarga de la bomba de solución y se apaga dicha bomba.
- 5.- Apagar el ventilador del equipo de absorción.
- 6.- Finalizar el proceso de adquisición de datos y rescatar el archivo generado en una carpeta nombrada con la fecha de la simulación.
- 7.- Cerrar el programa de adquisición de datos.
- 8.- Desenergizar el sistema de instrumentación y control.

La solución debe ser retirada del equipo siempre y cuando se deje de operar por largos periodos de tiempo. La solución se extrae del sistema y se almacena en el tanque de mezclado.

#### **4.6.5. Procedimiento de seguridad en caso de fugas**

Algoritmo:

- 1.- Desalojar al personal que se encuentre dentro del lugar y reportar al personal de seguridad del IER.
- 2.- Colocarse el equipo de protección personal; guantes, lentes de policarbonato, bata, mascarilla.
- 3.- Si el equipo se encuentra operando, suspender el suministro de agua caliente de alta temperatura y apagar el calentador eléctrico.
- 4.- Localizar la fuga mediante inspección visual o usar una mecha de azufre, cuyo humo se torna blanco en presencia de amoníaco.
- 5.- Cerrar las válvulas de seccionamiento del dispositivo que provoca la fuga.
- 6.- Colocar estopas cargadas de agua en el lugar de la fuga para minimizar el efecto.
- 7.- En caso de derrame, realizar una aspersión con agua en el lugar para que el amoníaco sea absorbido.

# Evaluación experimental del sistema de absorción

---

Finalmente, una vez que se tienen los fundamentos necesarios para la operación, análisis y evaluación del equipo, la actividad consecuente es establecer las condiciones de operación a las que se desea evaluar y realizar el arranque del mismo. Para la mezcla Amoniaco-Nitrato de litio, las pruebas se dividieron en 3 bloques, cada bloque con una concentración de amoniaco en la solución:

- Bloque 1: 60 %
- Bloque 2: 56 %
- Bloque 3: 52.5 %

Para cada concentración se realizó una serie de pruebas variando la temperatura de generación desde 80 °C hasta 100 °C en pasos de 5 °C.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## 5.1. Evaluación experimental

### 5.1.1. Metodología

Las condiciones definitivas para las pruebas experimentales se describen a continuación:

1.  $T_C$ : 20°C fue la mínima ambiente conseguida. La prueba se detuvo en la máxima a la que el equipo podía operar
2.  $T_G$ : 80°C a 100°C (Temperatura del agua que ingresa al generador)
3.  $T_E$ : 25°C (Temperatura del agua que ingresa al evaporador para suministro de carga térmica)
4. Apertura de la válvula de expansión: 5 vueltas
5. Flujos de agua al evaporador: 12.9 kg/min
6. Flujo de agua caliente al generador: 15.9 kg/min
7. Flujo de solución concentrada hacia el generador para el primer bloque: 1 kg/min
8. Concentración primer bloque de pruebas: 60 %
9. Concentración segundo bloque de pruebas: 56 %
10. Concentración tercer bloque de pruebas: 52.5 %
11. Carga de solución en el sistema (en masa)= 19.9 kg a concentración de 54 %

En primer lugar, se seleccionaron las temperaturas de generación desde 80°C hasta 100°C, debido a que los colectores solares de placa plana y tubos evacuados tienen la capacidad de manejar estas temperaturas de operación, y debido a que se pretende operar el sistema de absorción con este tipo de colectores, fue necesario evaluarlo con estas condiciones.

Las temperaturas de condensación se plantearon en un principio desde 18 hasta 36°C, pero se reportan valores alrededor de un rango de 20 °C a 32°C, debido a que básicamente el sistema opera con un Absorbedor-Condensador enfriado con aire ambiente y la prueba alcanzará temperaturas de condensación en función de ese día en específico. La temperatura del agua que suministra carga térmica al condensador se selecciona de 25°C, ya que es una temperatura ambiente que se alcanza fácilmente en Temixco, Morelos. De cualquier forma lo importante para este punto, es mantener una temperatura constante que represente una carga térmica con pocas variaciones para el evaporador.

Los flujos de agua provenientes de los sistemas auxiliares, fueron propuestos y el sistema se comportó estable a estos flujos, motivo por el cual quedaron establecidos en las condiciones de operación de todos los bloques de pruebas. Una vez que se establecen las condiciones en las cuales se ha de evaluar el equipo, se procede a realizar el arranque. Inicialmente, el agua para generación se calienta hasta que se tienen 80°C de temperatura, trabajo que realiza la resistencia eléctrica que simula los colectores solares.

El aire para condensación debería iniciar en 18°C, pero se lleva hasta los 20°C, debido a que el ambiente no es un entorno que se pueda controlar. La temperatura del agua que suministra carga térmica al evaporador  $T_E$ , es mantenida en 25°C antes de la prueba. El sistema de instrumentación y control permanece activo desde el principio para monitorear temperaturas y flujos del agua proveniente de los sistemas auxiliares, en el momento del arranque suele haber variaciones que deben corregirse en tiempo real; motivo por el cual, es necesario revisar las lecturas en todo momento, incluso antes de alcanzar el estado estable del equipo de absorción.

El flujo másico de la bomba que circula solución en el equipo, también es regulado en tiempo real mediante las válvulas de estrangulamiento correspondientes y una vez que temperaturas, flujos másicos internos y externos se encuentran en el punto de operación deseado, se dice que la experimentación ha

comenzado, y se anota el número que el contador de lecturas del sistema de instrumentación y control despliega en la pantalla, para tener una referencia del inicio de la evaluación.

Para mantener el agua que suministra carga térmica al evaporador a la misma temperatura, se tiene un banco de resistencias eléctricas con las que se consigue mantener dicha temperatura a 25 °C. Para una temperatura de generación seleccionada, sólo debe ir incrementándose la temperatura del aire que ingresa al banco de tubos aletados Absorbedor-Codensador, lo que se consigue naturalmente debido a que el sistema es enfriado con aire ambiente a condiciones reales, y a medida que transcurre el día, la temperatura ambiente presenta incrementos continuos.

Una vez que el sistema llega a su límite de operación para la temperatura de generación que está siendo evaluada, se lleva a cabo el protocolo de apagado del sistema y al día siguiente se inicia la prueba a la nueva temperatura de generación, que será 5 °C superior a la prueba inmediata anterior, lo que se repite hasta que se llega a los 100°C de generación, con esto se consigue hacer un *barrido* de lecturas desde 80°C hasta 100°C en el generador y para cada temperatura de generación; la temperatura de condensación será la del ambiente para ese día.

### 5.1.2. Resultados de la evaluación experimental

Con base en la metodología mencionada y siguiendo los protocolos de arranque y paro descritos ya en el capítulo anterior, los datos fueron registrados y graficados para su posterior análisis. Se mostrarán tendencias para cada temperatura de condensación, lo que permitirá encontrar aspectos que puedan describir de manera acertada el comportamiento del equipo.

A continuación se muestra la figura 5.1, en la que se puede observar la estabilidad de los sistemas auxiliares para una prueba típica con temperatura de generación de 80 °C. Es posible observar que los valores de temperatura del agua al generador (Tgwi) se mantienen a 80 °C mientras que el agua que egresa del generador (Tgwo) es del orden de 75 °C. La temperatura del aire para enfriamiento (Tai) el condensador y absorbedor, va de 21 ° a 24 °C mientras que el aire que sale del banco de tubos aletados (Tao) va de 31 °C a 34.4 °C, es decir entre el aire que entra al banco de tubos y el que sale del mismo, existe una diferencia de temperatura  $\Delta_T$  de 8 °C.

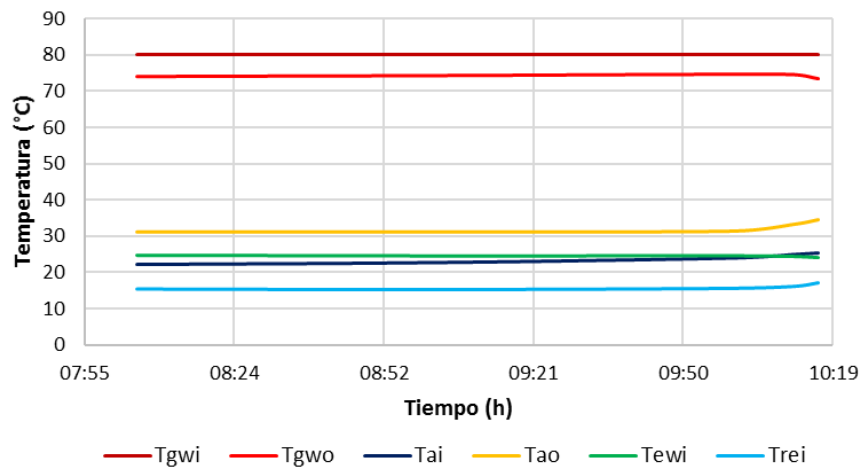


Figura 5.1: Temperaturas generales de operación del sistema operando con TG=80 °C

De la misma figura 5.1, es posible conocer el comportamiento de la temperatura del agua que ingresa al evaporador (Tewi) que se mantiene en los 25 °C, y la temperatura del agua que sale del evaporador (Tewo) es del orden de 24 °C. La temperatura del refrigerante que ingresa al evaporador (Trei) adquiere

valores que van de 15.5 °C a 17.5 °C.

En la figura siguiente 5.2, se muestran las temperaturas de los flujos internos del sistema. La temperatura de la solución que ingresa al generador (Tgsi) mantiene un promedio de 55 °C y sale del generador (Tgso) a 79 °C. Por otra parte, la solución diluida ingresa al absorbedor a una temperatura (Tasi) del orden de 55 °C y sale del absorbedor como solución concentrada en refrigerante a una temperatura (Taso) que va de 26 °C a 30 °C. El refrigerante que sale como vapor sobrecalentado desde el generador, ingresa al condensador a una temperatura (Tcri) que va de 40 °C a 47 °C, mientras el refrigerante que sale del condensador como líquido subenfriado de alta presión (Tcro) con temperaturas que van de 22 °C a 25 °C.

El refrigerante que ingresa al evaporador (Trei) que va de 15.5 °C a 17.5 °C, y sale del evaporador con valores (Treo) que promedian 25 °C. Evidentemente es posible observar que el evaporador esta interactuando con sus alrededores debido a que existe un sobrecalentamiento del vapor que sale del evaporador y el refrigerante adquiere temperaturas de la misma magnitud que el agua que le suministra carga térmica.

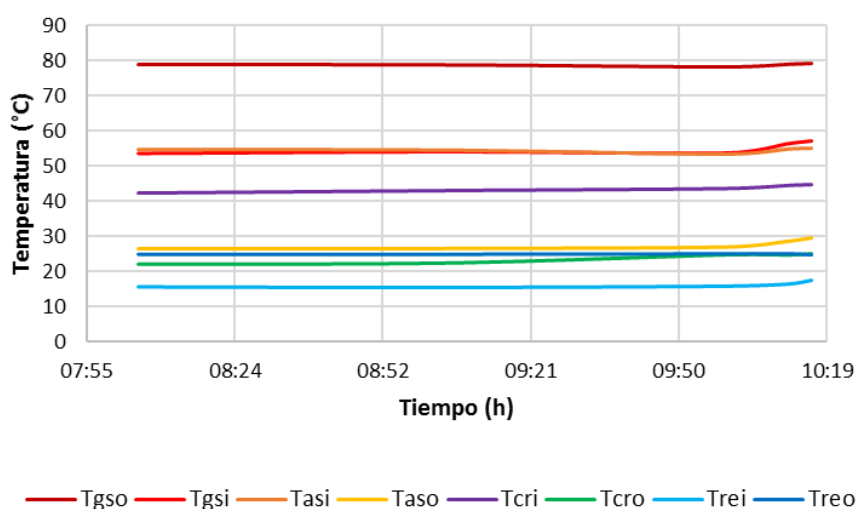


Figura 5.2: Temperaturas de flujos internos del sistema operando con  $T_G=80$  °C

## 5.2. Amoniaco-Nitrato de litio: Concentración de refrigerante $X=0.56$

Es importante mencionar que el flujo de solución concentrada que se seleccionó en el primer bloque de pruebas, fue considerablemente menor al **flujo de diseño que fue de 4.5 kg/min**, sin embargo se utilizó la bomba que estaba disponible. Se presenta continuación el gráfico 5.3, mismo que muestra las potencias externas de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ee}$  conseguidas en este bloque. Como es de esperarse, las potencias menores se obtienen a la menor temperatura de generación (80 °C) y las mayores potencias se obtienen para las mayores temperaturas de generación de este bloque (100 °C). Debe observarse, por otro lado, que la potencia de enfriamiento disminuye conforme la temperatura de condensación se incrementa, una tendencia que coincide con la lógica del ciclo.

Para la temperatura de generación de 80 °C, las potencias externas de enfriamiento van de 1.4 kW a 0.7 kW, disminuye la potencia conforme se incrementa la temperatura de condensación. En el caso de  $T_G = 85^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de 2.03 kW a 1.09 kW, mientras que para  $T_G = 90^\circ\text{C}$ , los valores de  $\dot{Q}_{Ee}$  se sitúan entre 2.7 kW y 1.61 kW.



En relación a la prueba a  $95^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, se presentan potencias externas de enfriamiento que van de 2.6 kW a 1.6 kW y finalmente la prueba para  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de 2.96 kW a 1.97 kW. Fue evidente que la mayor potencia externa de enfriamiento se obtiene a la mayor temperatura de generación para la menor temperatura de condensación, con un valor de 2.96 kW cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 20^{\circ}\text{C}$ , mientras que la menor potencia externa de enfriamiento se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de 0.703 kW cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 27^{\circ}\text{C}$ .

La figura posterior, es la 5.4, en la cual se presentan las potencias internas de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ei}$ . Para la temperatura de generación de  $80^{\circ}\text{C}$ , las potencias internas de enfriamiento tienen un valor máximo de 1.83 kW y un mínimo de 1.21 kW, disminuye, por supuesto, la potencia de enfriamiento conforme se incrementa la temperatura de condensación. En el caso de  $T_G = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de 2.55 kW a 1.86 kW, mientras que para  $T_G = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  se sitúan entre 3.49 kW y 2.36 kW.

La prueba a  $95^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, presenta potencias internas de enfriamiento que van de 4.1 kW a 2.58 kW. La mayor potencia interna de enfriamiento se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de 4.25 kW cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 20^{\circ}\text{C}$ , mientras que la menor potencia interna de enfriamiento se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de 1.21 kW cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 27^{\circ}\text{C}$ .

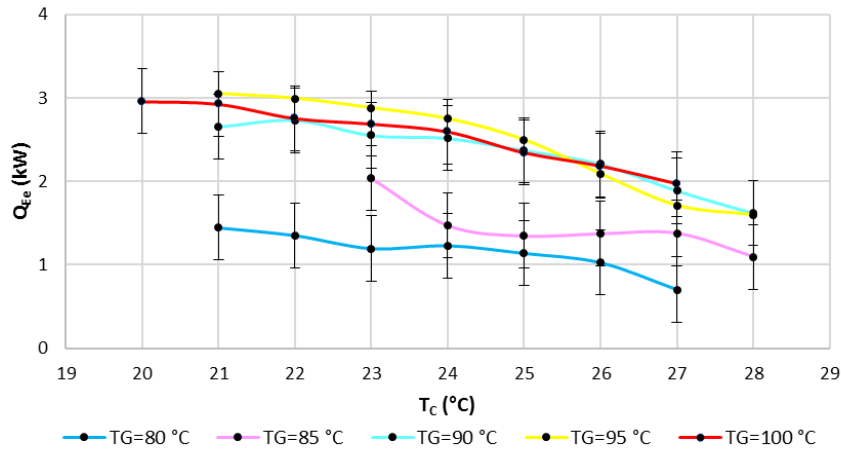


Figura 5.3: Potencia externa de enfriamiento para el primer bloque de pruebas

De las figuras 5.3 y 5.4, es posible observar que las potencias de enfriamiento se incrementan conforme se incrementa la temperatura de generación hasta llegar a  $T_G = 95^{\circ}\text{C}$ , posteriormente, la potencia decrece, lo que significa que el óptimo del sistema para estas condiciones de prueba, es a una temperatura de generación de  $95^{\circ}\text{C}$ . Esto sucede debido a que a la temperatura de generación de  $100^{\circ}\text{C}$ , la producción de refrigerante obtiene un ligero incremento, mientras que la potencia térmica consumida en el generador sufre un incremento considerable. Esto significa que de  $90^{\circ}\text{C}$  a  $100^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, el sistema consume una cantidad considerable de energía a  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  para producir casi la misma cantidad de refrigerante que a  $T_G = 95^{\circ}\text{C}$ .

Para corroborar lo anterior, se presenta posterior a la figura 5.4, la figura 5.5, en la que se presentan los flujos máscicos de refrigerante producido para cada prueba de este bloque,  $\dot{m}_{ref}$ . Es de observarse que el comportamiento de las potencias iternas de enfriamiento coincide perfectamente con el comportamiento de la producción de refrigerante de este bloque de pruebas. Puede corroborarse que la producción de refrigerante con  $T_G = 95^{\circ}\text{C}$  es incluso mayor al obtenido con  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$ . Se presenta el flujo máscico de refrigerante producido en este bloque de pruebas, donde es posible observar que el comportamiento

en la producción de refrigerante coincide perfectamente con el comportamiento de la potencia interna de enfriamiento.

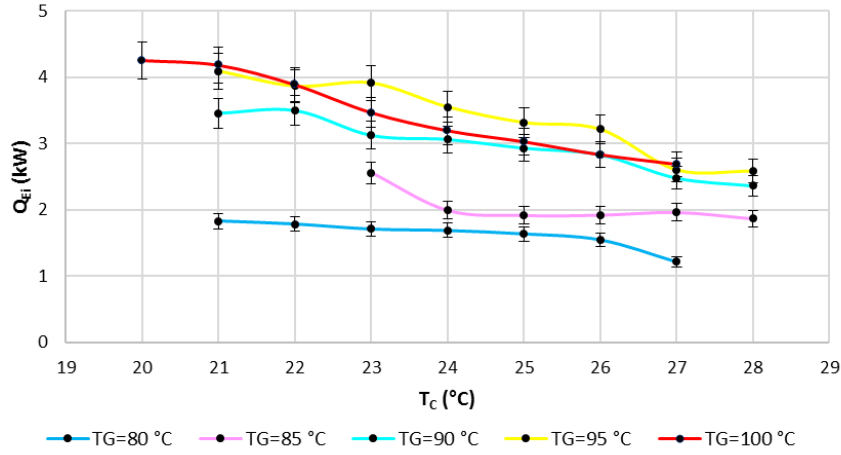


Figura 5.4: Potencia interna de enfriamiento para el primer bloque de pruebas

En la figura 5.5, se observa una producción de refrigerante que promedia 85 gr/min para  $T_G = 80$  °C. Un incremento en la producción de refrigerante se espera con un incremento en la temperatura de generación mientras que los valores de flujos internos y externos se mantienen constantes. Lo que se observa con  $T_G = 85$  °C, con una producción superior que promedia 115 gr/min. En el caso de  $T_G = 90$  °C, la producción de refrigerante tiene un máximo de 174 gr/min durante la menor temperatura de condensación de esa corrida, correspondiente a  $T_c = 21$  °C, presenta un mínimo de producción de refrigerante con un valor del orden de 121 gr/min.

La prueba a 95 °C de generación, tiene una producción de refrigerante con valores que van de 211 gr/min a 136 gr/min. Es de observarse que para cada temperatura de generación, la producción de refrigerante decrece conforme se incrementa la temperatura de condensación. Durante la prueba con  $T_G = 100$  °C la producción máxima se ubica en 217 gr/min y presenta un mínimo de 141 gr/min.

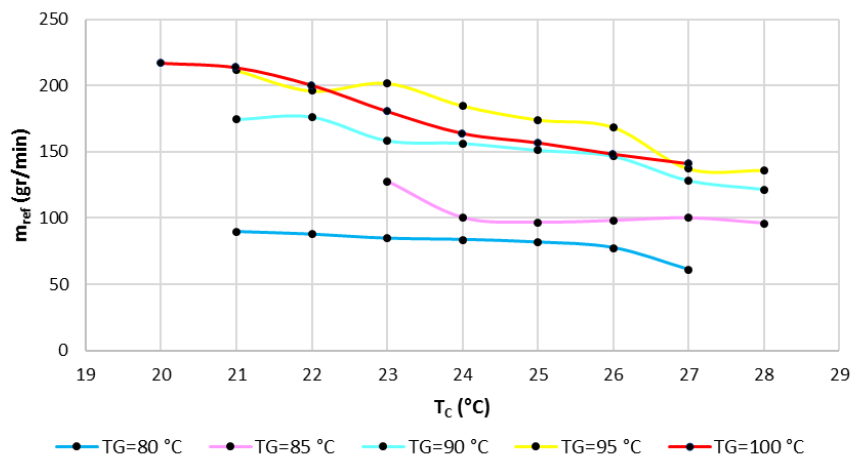


Figura 5.5: Producción de refrigerante para el primer bloque de pruebas

A continuación se presenta la figura 5.6, donde se muestran las potencias externas de generación. Es posible notar que  $Q_{Ge}$  se incrementa conforme se incrementa la temperatura de generación, por otra

parte, decrece conforme la temperatura ambiente se incrementa. Para la temperatura de generación de 80 °C, las potencias externas de generación tienen un valor máximo de 6.3 kW y un mínimo de 5.7 kW. En el caso de  $T_G = 85^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  adquiere valores que van de 7.7 kW a 6.8 kW, mientras que para  $T_G = 90^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  se sitúan entre 8.9 kW y 7.5 kW.

La prueba a 95 °C de temperatura de generación, presenta potencias externas de generación que van de 9.8 kW a 8.6 kW. La mayor potencia externa de generación se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de 10.24 kW cuando  $T_G = 100^\circ\text{C}$  y  $T_C = 20^\circ\text{C}$  posteriormente decrece al valor mínimo obtenido en esta prueba con un  $\dot{Q}_{Ge}$  del orden de 8.14 kW. La menor potencia externa de generación obtenida en este bloque, se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de 5.7 kW cuando  $T_G = 80^\circ\text{C}$  y  $T_C = 27^\circ\text{C}$ .

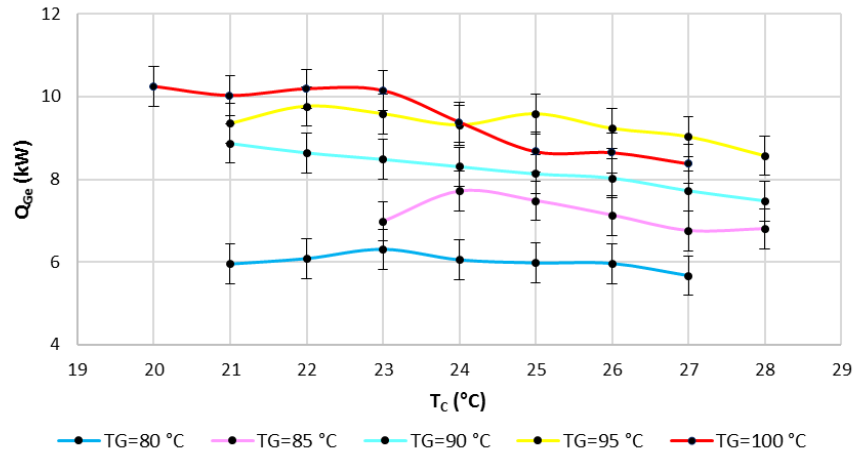


Figura 5.6: Potencia externa de generación para el primer bloque de pruebas

A continuación, en la figura 5.7 se presentan las potencias internas de generación  $\dot{Q}_{Gi}$ . Lo primero a notar es que las potencias internas de generación, son menores a las potencias externas de generación, lo que es de esperarse debido a que los componentes interactúan con el aire forzado que circula por todo el sistema, y existe transferencia de energía a sus alrededores. Por otra parte, puede notarse que de 90 °C a 95 °C de temperatura de generación, el sistema no presenta un incremento considerable de potencia interna de generación, sin embargo, cuando el sistema opera a 100 °C de generación, dicha potencia se incrementa considerablemente, aunque no sucede así con la producción de refrigerante, lo que quedó demostrado con la figura 5.5.

También de la figura 5.7, se observa que para la temperatura de generación de 80 °C, las potencias internas de generación tienen un valor máximo de 2.9 kW y un mínimo de 2.01 kW. En el caso de  $T_G = 85^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  adquiere valores que van de 3.87 kW a 3.1 kW, mientras que para  $T_G = 90^\circ\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  se sitúan entre 5.3 kW y 3.76 kW.

La prueba a 95 °C de temperatura de generación, presenta potencias externas de generación que van de 5.26 kW a 3.3 kW. La mayor potencia externa de generación se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de 6.85 kW cuando  $T_G = 100^\circ\text{C}$  y  $T_C = 20^\circ\text{C}$  posteriormente decrece al valor mínimo obtenido en esta prueba con un  $\dot{Q}_{Ge}$  del orden de 4.82 kW. La menor potencia externa de generación obtenida en este bloque, se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de 2.01 kW cuando  $T_G = 80^\circ\text{C}$  y  $T_C = 27^\circ\text{C}$ .

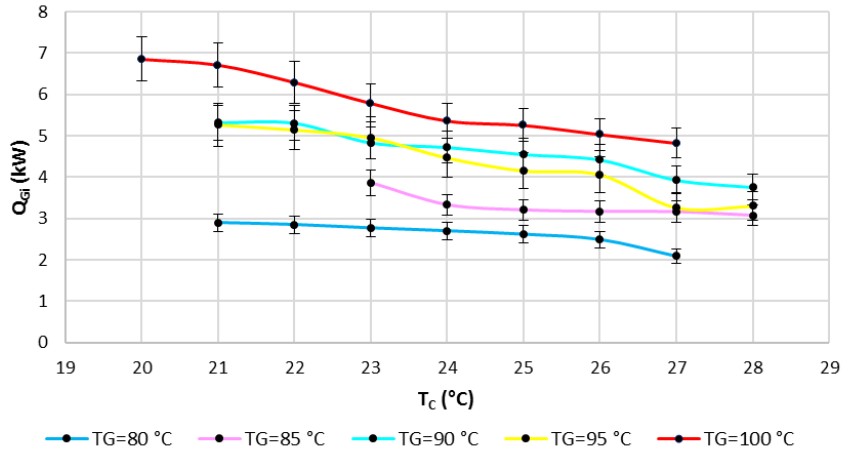


Figura 5.7: Potencia interna de generación para el primer bloque de pruebas

El COP externo  $COP_e$ , se muestra a continuación en la figura 5.8. Para la prueba con  $T_G = 80^{\circ}C$ , el  $COP_e$  adquiere valores que van de 0.24 a 0.12. En el caso de  $T_G = 85^{\circ}C$ , los valores se sitúan entre 0.3 y 0.16, evidentemente, se observa que el COP adquiere valores más altos conforme es más alta la temperatura de generación pero disminuye a medida que se incrementa la temperatura de condensación.

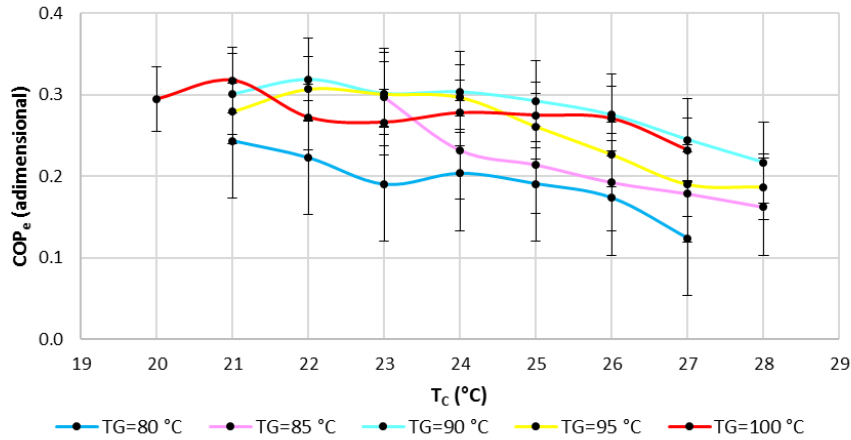


Figura 5.8: Coeficiente externo de operación para el primer bloque de pruebas

De la misma figura 5.8, el  $COP_e$  para la prueba con 90  $^{\circ}C$  de temperatura de generación tiene un valor máximo de 0.32 y un mínimo de 0.22 mientras que para la prueba con  $T_G = 95^{\circ}C$  el máximo valor de  $COP_e$  se sitúa en 0.31 y el mínimo en 0.19. La prueba para  $T_G = 100^{\circ}C$ , arroja valores de  $COP_e$  que van de 0.32 a 0.23.

Se espera que los valores de coeficientes internos de operación  $COP_i$ , sean mayores a los valores que toman los coeficientes externos  $COP_e$ . Esto puede corroborarse en la siguiente figura 5.9, en la que el  $COP_i$  para  $T_G = 80^{\circ}C$  toma valores desde 0.59 hasta 0.53, decrece a medida que se incrementa la temperatura de condensación. Por otro lado, para la prueba con  $T_G = 85^{\circ}C$ , los valores de  $COP_i$  van de 0.62 a 0.57 mientras que para la prueba con  $T_G = 90^{\circ}C$  el valor máximo de COP interno se sitúa en 0.63 y el mínimo en 0.59. En el caso de la prueba con temperatura de generación a 95  $^{\circ}C$ , el COP interno tiene un valor máximo de 0.76 y un valor mínimo de 0.73. Finalmente, la mayor temperatura de generación de

este bloque es de 100 °C, a esta temperatura de generación, se obtienen valores de COP interno que van de 0.6 a 0.53.

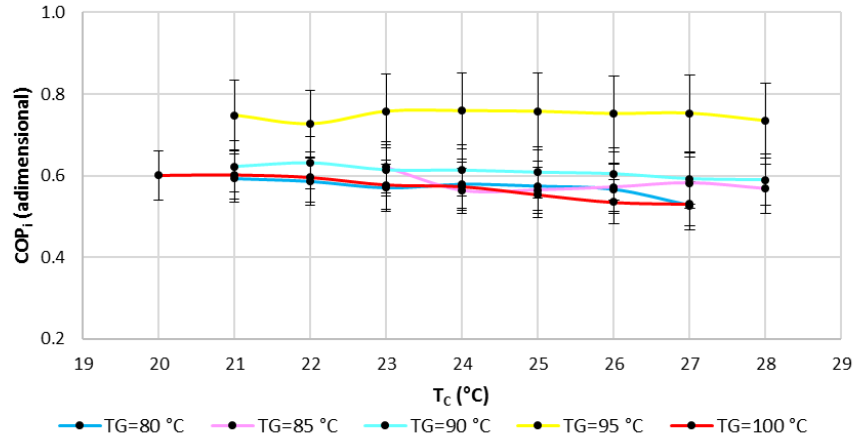


Figura 5.9: Coeficiente interno de operación para el primer bloque de pruebas

Las temperaturas de refrigeración  $T_{ref}$  se muestran en la figura que sigue 5.10. Esta es la temperatura del refrigerante que sale de la válvula de expansión e ingresa al evaporador. Se observa que para la prueba con  $T_G = 80$  °C, la temperatura de refrigeración va de 2.6 °C a 7.8 °C. Para el caso de  $T_G = 85$  °C,  $T_{ref}$  adquiere valores que van de 9 °C a 13 °C. La prueba a 90 °C de temperatura de generación, presenta temperaturas de refrigeración que se sitúan entre 12.8 °C y 13.6 °C. Las temperaturas de refrigeración cuando  $T_G = 95$  °C toman valores entre 15.2 °C y 18.3 °C, mientras que para la temperatura de generación de 100 °C,  $T_{ref}$  presenta un mínimo de 15.5 °C y un máximo de 19.42 °C.

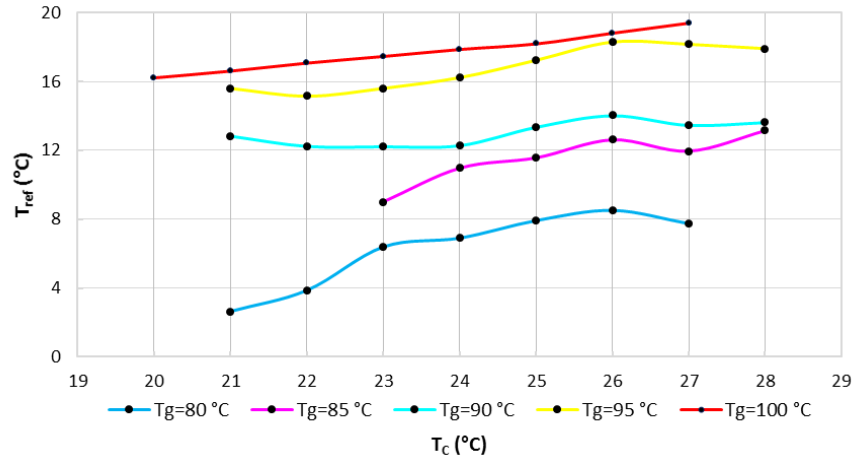


Figura 5.10: Temperaturas de refrigeración alcanzadas en el primer bloque de pruebas

Existe una clara tendencia por parte de la temperatura de refrigeración a tomar valores mayores a medida que se incrementa la temperatura de generación. La causa es el incremento en las presiones conforme se incrementa la temperatura de generación. La bomba de desplazamiento positivo utilizada para circular la solución en el sistema y cuyas características se describen en el capítulo anterior, tiene una presión máxima de operación de 200 PSI @ 29 GPH, lo que significa que la presión máxima de operación es de 13.6 bar para un flujo límite de 1.81 LPM. Por otra parte, el  $\Delta P$  que puede mantener la bomba entre succión y descarga es del orden de 8 bar.

La siguiente figura 5.11 muestra un aspecto importante de las limitaciones técnicas de las pruebas, donde se observa que las presiones de operación superan la presión máxima de operación de la bomba.

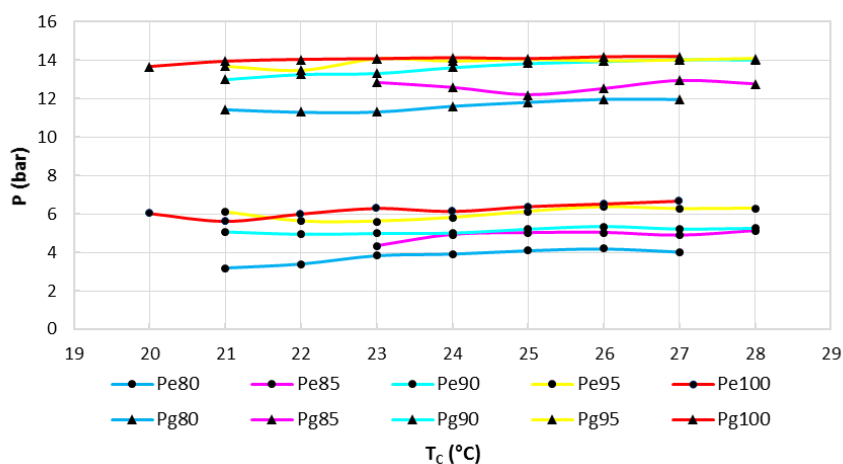


Figura 5.11: Presiones de operación de evaporador y generador para primer bloque de pruebas  $bar_g$

De cualquier manera, la bomba tiene un opresor roscado en la boca de descarga, mismo que puede ajustarse para operar a presiones mayores, sin embargo el máximo  $\Delta P$  conseguido es de 9 bar, se refiere al diferencial de presión entre succión y descarga.

Se observa que para el caso de la prueba con  $T_G = 80^\circ C$ , la presión del evaporador Pe80 promedia 4 bar y la presión de operación del generador Pg80 es del orden de 12 bar. Esto significa un  $\Delta P$  de 8 bar, por lo que la bomba se encuentra en su límite de operación, a su máxima eficiencia. En el caso de la prueba con  $T_G = 85^\circ C$ , Pe85 promedia 5 bar y la presión de operación del generador Pg85 llega hasta 14 bar, lo que arroja un  $\Delta P$  de 9 bar, lo que está justo en el límite de la bomba y en este caso el motor eléctrico demanda más potencia eléctrica que aquella para la que fue diseñado, lo que ocasiona que los devanados del motor se sobrecalienten. Para la prueba con  $T_G = 90^\circ C$ , la presión en el evaporador Pe90 promedia 5.1 bar con una presión al generador Pg90 del orden de 13.6 bar. Durante la prueba con  $T_G = 95^\circ C$  la presión en el evaporador Pe95 promedia 6.1 bar para una presión al generador Pg95 del orden de 13.7 bar. Finalmente para la prueba con  $T_G = 100^\circ C$ , Pe100 es del orden 6.28 bar con una presión al generador Pg100 del orden de 13.7 bar.

Con la finalidad de reducir el  $\Delta P$  entre succión y descarga de la bomba de solución, fue necesario abrir la válvula de estrangulamiento del flujo de solución diluida que va del generador hacia el absorbedor, esto ocasiona que la presión en el absorbedor sea mayor y por consecuencia, la diferencia de presión entre absorbedor y generador será menor. El principal problema de hacer esto, es que la presión en el absorbedor se incrementa ocasionando que la temperatura de refrigeración se incremente también, sin embargo fue necesario para llevar a cabo la evaluación experimental.

### 5.3. Amoniaco-Nitrato de litio: Concentración de refrigerante $X=0.53$

Para el segundo bloque de pruebas, se mantuvieron todas las condiciones de prueba en relación a flujos internos y externos, temperaturas de operación y componentes del sistema.

Se presenta continuación el gráfico 5.12, mismo que muestra las potencias externas de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ee}$  conseguidas en este bloque. Como es de esperarse, las potencias menores se obtienen a la menor temperatura de generación (80 °C) y las mayores potencias se obtienen para las mayores temperaturas de generación de este bloque (100 °C). Debe observarse, por otro lado, que la potencia de enfriamiento disminuye conforme la temperatura de condensación se incrementa, una tendencia que coincide con la

lógica del ciclo.

Para la temperatura de generación de  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , las potencias externas de enfriamiento van de  $1.19\text{ kW}$  a  $0.77\text{ kW}$ , disminuye la potencia conforme se incrementa la temperatura de condensación. En el caso de  $T_G = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de  $1.42\text{ kW}$  a  $0.72\text{ kW}$ , mientras que para  $T_G = 90^{\circ}\text{C}$ , los valores de  $\dot{Q}_{Ee}$  se sitúan entre  $1.5\text{ kW}$  y  $0.74\text{ kW}$ .

En relación a la prueba a  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, se presentan potencias externas de enfriamiento que van de  $1.71\text{ kW}$  a  $1.23\text{ kW}$  y finalmente la prueba para  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de  $3.36\text{ kW}$  a  $1.97\text{ kW}$ . Fue evidente que la mayor potencia externa de enfriamiento se obtiene a la mayor temperatura de generación para la menor temperatura de condensación, con un valor de  $3.36\text{ kW}$  cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 22^{\circ}\text{C}$ , mientras que la menor potencia externa de enfriamiento se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de  $0.77\text{ kW}$  cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 26^{\circ}\text{C}$ .

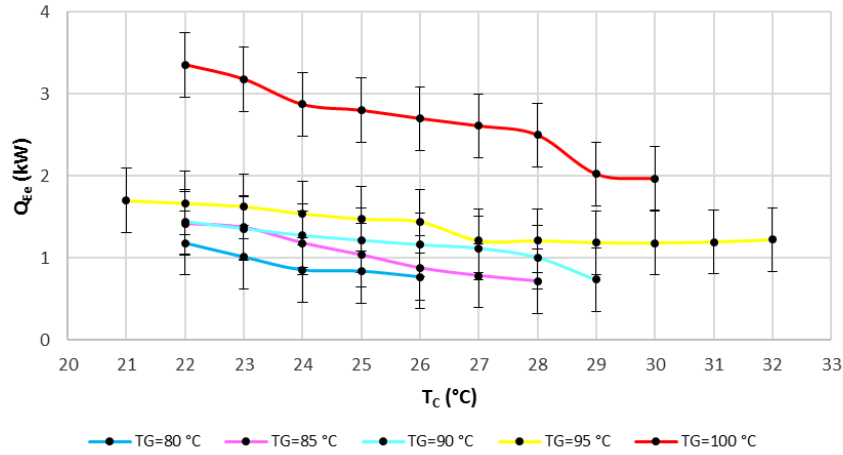


Figura 5.12: Potencias externas de enfriamiento para el segundo bloque de pruebas

La figura siguiente, es la 5.13, en la cual se presentan las potencias internas de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ei}$ . Para la temperatura de generación de  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , las potencias internas de enfriamiento tienen un valor máximo de  $1.86\text{ kW}$  y un mínimo de  $1.21\text{ kW}$ , disminuye, por supuesto, la potencia de enfriamiento conforme se incrementa la temperatura de condensación. En el caso de  $T_G = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  adquiere valores que van de  $2\text{ kW}$  a  $1.3\text{ kW}$ , mientras que para  $T_G = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ee}$  se sitúan entre  $2.13\text{ kW}$  y  $1.09\text{ kW}$ .

La prueba a  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, presenta potencias internas de enfriamiento que van de  $2.52\text{ kW}$  a  $1.75\text{ kW}$ . La mayor potencia interna de enfriamiento se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de  $3.74\text{ kW}$  cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 20^{\circ}\text{C}$ , presentando un mínimo de  $2.18\text{ kW}$ , mientras que la menor potencia interna de enfriamiento se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de  $1.21\text{ kW}$  cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 26^{\circ}\text{C}$ .

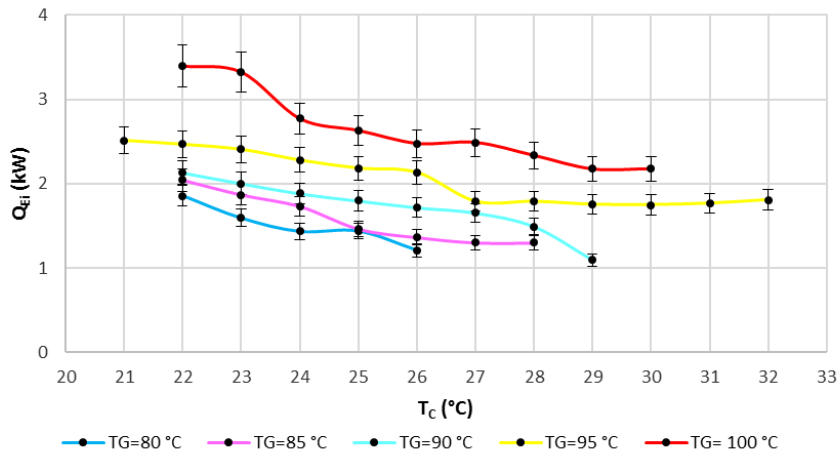


Figura 5.13: Potencia interna de enfriamiento para el segundo bloque de pruebas

Se presenta a continuación la figura 5.14, en la que se presentan los flujos máscicos de refrigerante producido para cada prueba de este bloque,  $m_{ref}$ . Es de observarse que el comportamiento de las potencias internas de enfriamiento coincide perfectamente con el comportamiento de la producción de refrigerante de este bloque de pruebas.

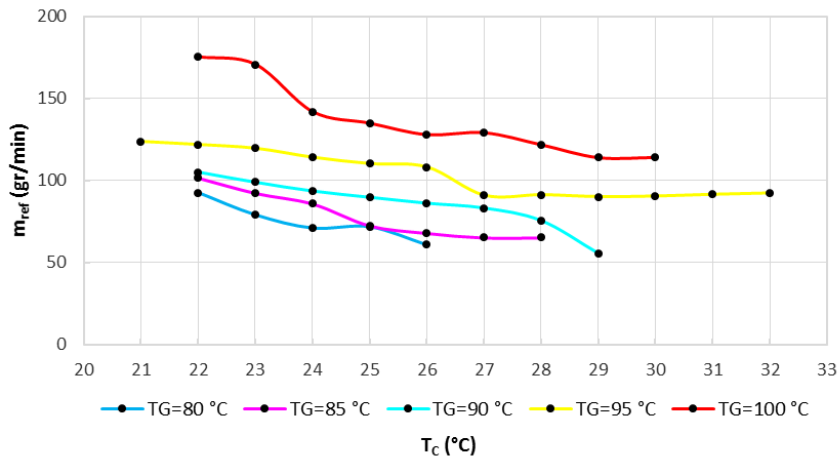


Figura 5.14: Producción de refrigerante para el segundo bloque de pruebas

De la figura 5.14 se observa que la producción de refrigerante para la prueba a 80 °C, va de 90 gr/min a 62 gr/min. En el caso de la prueba a 85 °C se tiene una producción desde 100 gr/min hasta 65 gr/min. Con  $T_G = 90$  °C, la producción de refrigerante va de 105 gr/min a 56 gr/min. Para  $T_G = 95$  °C la producción tiene un máximo de 124 gr/min y un mínimo de 92 gr/min. Finalmente para la prueba con  $T_G = 100$  °C, la producción de refrigerante presenta un máximo de 193 gr/min y un mínimo de 114 gr/min.

A continuación se presenta la figura 5.15, donde se muestran las potencias externas de generación. Es posible notar que  $Q_{Ge}$  se incrementa conforme se incrementa la temperatura de generación, por otra parte, decrece conforme la temperatura ambiente se incrementa. Para la temperatura de generación de 80 °C, las potencias externas de generación tienen un valor máximo de 6.49 kW y un mínimo de 5 kW. En el caso de  $T_G = 85$  °C,  $Q_{Ge}$  adquiere valores que van de 7.18 kW a 5.63 kW, mientras que para  $T_G = 90$  °C,  $Q_{Ge}$  se sitúan entre 7.62 kW y 7.18 kW.



La prueba a  $95^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, presenta potencias externas de generación que van de  $9.55\text{ kW}$  a  $8.48\text{ kW}$ . La mayor potencia externa de generación se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de  $11.28\text{ kW}$  cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 20^{\circ}\text{C}$ , posteriormente decrece al valor mínimo obtenido en esta prueba con un  $\dot{Q}_{Ge}$  del orden de  $9.84\text{ kW}$ . La menor potencia externa de generación obtenida en este bloque, se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de  $5\text{ kW}$  cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 26^{\circ}\text{C}$ .

Posterior a la figura 5.15, se muestra la figura 5.16 en la que se presentan las potencias internas de generación  $\dot{Q}_{Gi}$ . De la figura 5.33, se observa que para la temperatura de generación de  $80^{\circ}\text{C}$ , las potencias externas de generación tienen un valor máximo de  $3.19\text{ kW}$  y un mínimo de  $2.2\text{ kW}$ . En el caso de  $T_G = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  adquiere valores que van de  $3.46\text{ kW}$  a  $2.39\text{ kW}$ , mientras que para  $T_G = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{Ge}$  se sitúan entre  $3.59\text{ kW}$  y  $2.33\text{ kW}$ .

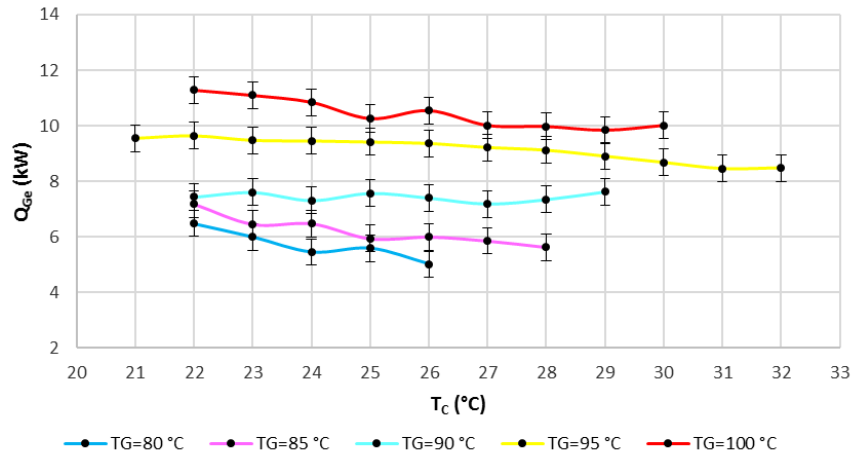


Figura 5.15: Potencia externa de generación para el segundo bloque de pruebas

La prueba a  $95^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, presenta potencias externas de generación que van de  $4.23\text{ kW}$  a  $3.22\text{ kW}$ . La mayor potencia externa de generación se obtiene a la mayor temperatura de generación para su menor temperatura respectiva de condensación, con un valor de  $6.19\text{ kW}$  cuando  $T_G = 100^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 20^{\circ}\text{C}$  posteriormente decrece al valor mínimo obtenido en esta prueba con un  $\dot{Q}_{Ge}$  del orden de  $4.16\text{ kW}$ . La menor potencia externa de generación obtenida en este bloque, se presenta para la menor temperatura de generación y la mayor temperatura de condensación que le corresponde a esa corrida, con un valor de  $2.2\text{ kW}$  cuando  $T_G = 80^{\circ}\text{C}$  y  $T_C = 26^{\circ}\text{C}$ .

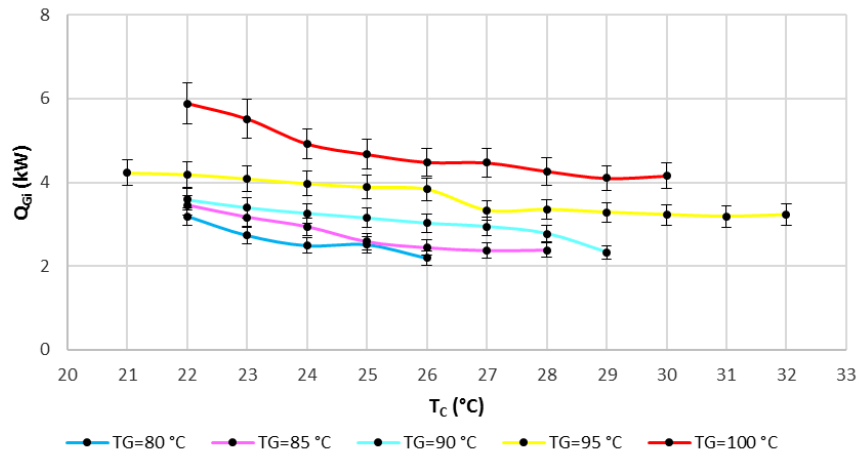


Figura 5.16: Potencia interna de generación para el segundo bloque de pruebas

El COP externo  $COP_e$ , se muestra a continuación en la figura 5.17. Para la prueba con  $T_G = 80^{\circ}C$ , el  $COP_e$  adquiere valores que van de 0.19 a 0.15. En el caso de  $T_G = 85^{\circ}C$ , los valores de COP externo se sitúan entre 0.2 y 0.13, evidentemente, se observa que el COP adquiere valores más altos conforme es más alta la temperatura de generación pero disminuye a medida que se incrementa la temperatura de condensación.

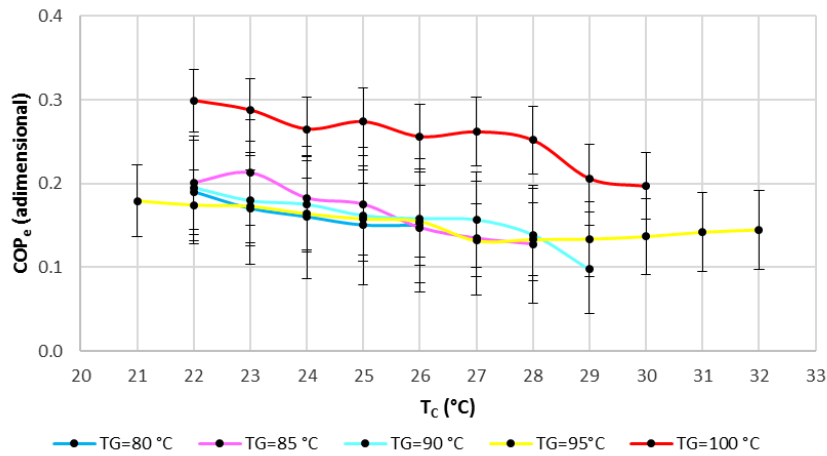


Figura 5.17: Coeficiente externo de operación para el segundo bloque de pruebas

De la misma figura 5.17, el  $COP_e$  para la prueba con 90  $^{\circ}C$  de temperatura de generación tiene un valor máximo de 0.2 y un mínimo de 0.1 mientras que para la prueba con  $T_G = 95^{\circ}C$  el máximo valor de  $COP_e$  se sitúa en 0.18 y el mínimo en 0.14. La prueba para  $T_G = 100^{\circ}C$ , arroja valores de  $COP_e$  que van de 0.3 a 0.2.

Se espera que los valores de coeficientes internos de operación  $COP_i$ , sean mayores a los valores que toman los coeficientes externos  $COP_e$ . Esto puede corroborarse en la siguiente figura 5.18, en la que el  $COP_i$  para  $T_G = 80^{\circ}C$  toma valores desde 0.54 hasta 0.49, decrece a medida que se incrementa la temperatura de condensación. Por otro lado, para la prueba con  $T_G = 85^{\circ}C$ , los valores de  $COP_i$  van de 0.55 a 0.5, mientras que para la prueba con  $T_G = 90^{\circ}C$  el valor máximo de COP interno se sitúa en 0.56 y el mínimo en 0.44. En el caso de la prueba con temperatura de generación a 95  $^{\circ}C$ , el COP interno tiene un valor máximo de 0.56 y un valor mínimo de 0.5. Finalmente, la mayor temperatura de generación de

este bloque es de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a esta temperatura de generación, se obtienen valores de COP interno que van de 0.58 a 0.5.

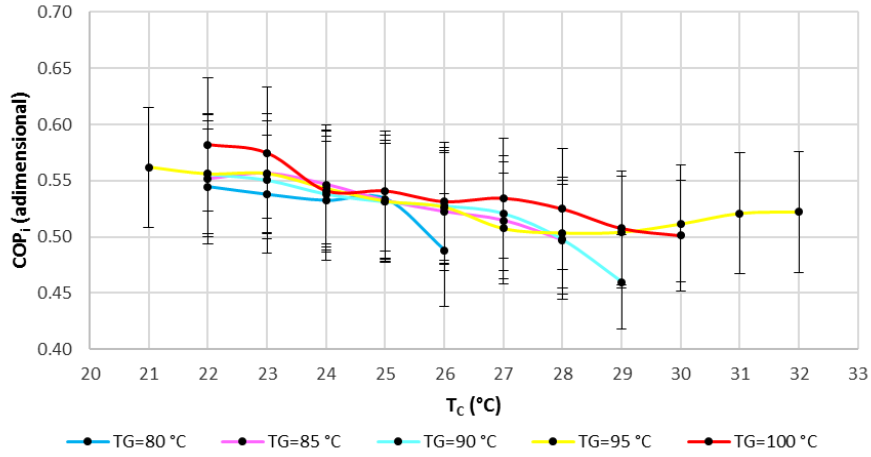


Figura 5.18: Coeficiente interno de operación para el segundo bloque de pruebas

Las temperaturas de refrigeración  $T_{ref}$  se muestran en la figura que sigue 5.19. Esta es la temperatura del refrigerante que sale de la válvula de expansión e ingresa al evaporador. Se observa que para la prueba con  $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de refrigeración se sitúa entre valores de  $3.12\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para el caso de  $T_G = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ref}$  adquiere valores que van de  $2.18\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La prueba a  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  de temperatura de generación, presenta temperaturas de refrigeración que se sitúan entre  $6.34\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Las temperaturas de refrigeración cuando  $T_G = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$  toman valores entre  $9.22\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $16.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que para la temperatura de generación de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ref}$  presenta un mínimo de  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  y un máximo de  $20.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

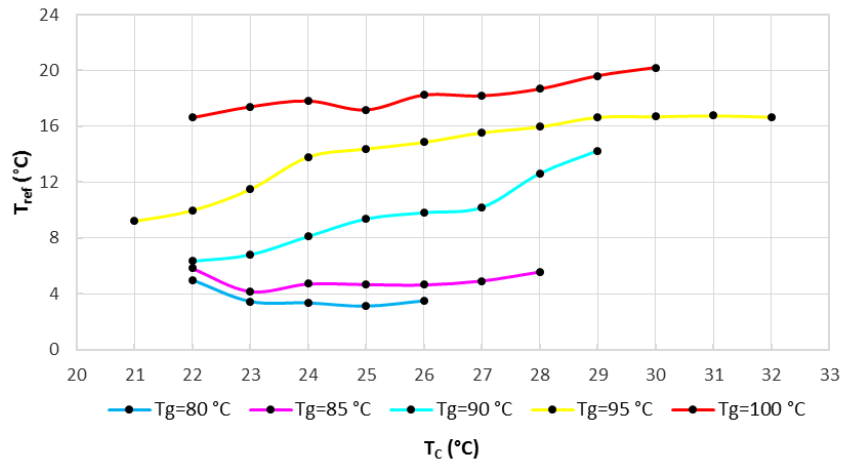


Figura 5.19: Temperaturas de refrigeración alcanzadas en el segundo bloque de pruebas

La siguiente figura 5.20 muestra las presiones de operación del sistema. Se observa que para el caso de la prueba con  $T_G = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la presión del evaporador  $P_{e80}$  promedia  $3.5\text{ bar}$  y la presión de operación del generador  $P_{g80}$  es del orden de  $10.7\text{ bar}$ .

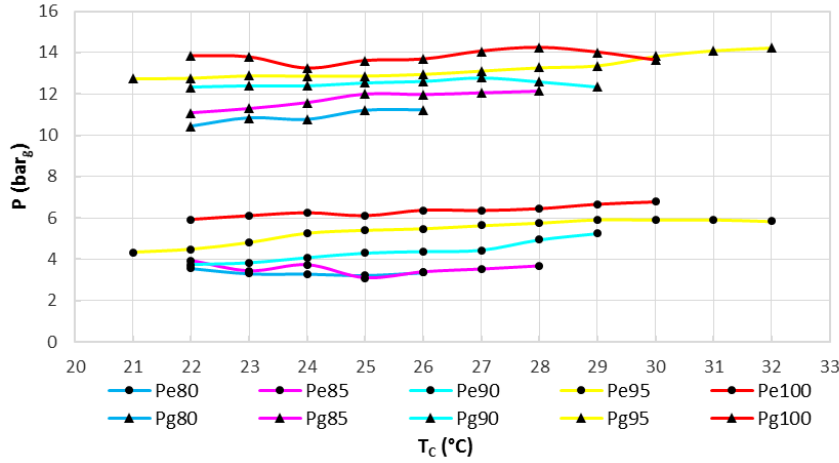


Figura 5.20: Presiones de operación de evaporador y generador para el segundo bloque de pruebas  $bar_g$

Esto significa un  $\Delta P$  de 7 bar, por lo que la bomba se encuentra en su límite de operación, a su máxima eficiencia. En el caso de la prueba con  $T_G = 85^\circ C$ , Pe85 promedia 4 bar y la presión de operación del generador Pg85 llega hasta 12 bar, lo que arroja un  $\Delta P$  de 8 bar, lo que está justo en el límite de la bomba y en este caso el motor eléctrico demanda más potencia eléctrica que aquella para la que fue diseñado, lo que ocasiona que los devanados del motor se sobrecalienten. Para  $T_G = 90^\circ C$ , la presión en el evaporador Pe90 es del orden de 4.3 bar y para el generador Pg90 es del orden de 12.4 bar. En el caso de  $T_G = 95^\circ C$  la presión Pe95 promedia 5 bar mientras que Pg90 es del orden de 12.8 bar. Finalmente, Pe100 se mantiene con un valor del orden de 6.5 bar y un Pg100 promedio de 14 bar.

#### 5.4. Comparación de los dos bloques de pruebas

Con la finalidad de conocer las diferencias en el desempeño del equipo con las 2 concentraciones probadas, se hará una comparación tomando la temperatura de generación  $T_G = 90^\circ C$ , y para las 2 concentraciones se presentarán potencia interna de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ei}$ , potencia interna de generación  $\dot{Q}_{Gi}$  y coeficiente interno de desempeño  $COP_i$ . En la figura 5.21 que se presenta a continuación, se muestran las potencias internas de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ei}$ .

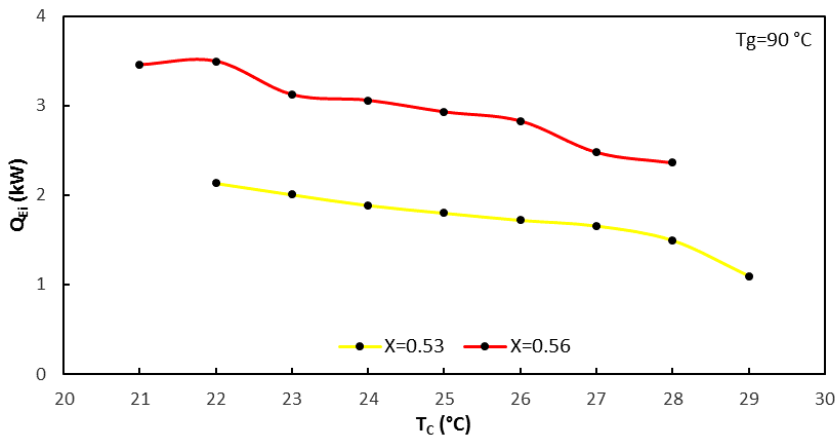


Figura 5.21: Potencias internas de enfriamiento para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ C$

Se observa que mientras que para una concentración de amoníaco sobre masa total de solución de 53 %, la potencia máxima de la corrida es del 2.13 kW, mientras que resulta de 3.45 kW para una concentración de 56 %, lo que representa un incremento del 61 % de la potencia de enfriamiento. Por otra parte, se observa que para una temperatura de condensación de 28 °C, la potencia con  $X=0.53$ , resulta de 1.49, mientras que para esa misma temperatura, la potencia interna de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ei}$  resulta de 2.36 kW para una concentración  $X=0.56$ .

A continuación se presenta la figura 5.22, en la que es posible conocer las potencias internas de generación  $\dot{Q}_{Gi}$ . Es evidente que la mayor potencia de generación se obtiene con la mayor concentración de 56 %, con valores que van de 5.3 kW a 3.7 kW. Por otro lado, para la concentración de 53 %,  $\dot{Q}_{Gi}$  va de 3.6 kW a 2.3 kW.

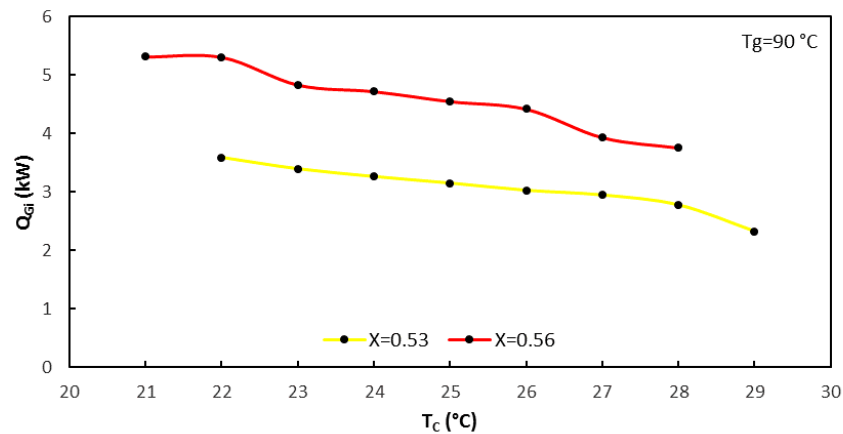


Figura 5.22: Potencias internas de generación para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ\text{C}$

En la figura siguiente 5.23, se presentan los valores internos de COP,  $COP_i$ . Para el caso de la prueba a concentración de 53 %, se obtienen valores que van de 0.56 a 0.44, mientras que para la mayor concentración de 56 %, los valores internos de COP se ubican entre 0.62 y 0.59, es decir, son mayores los valores de COP interno para la mayor concentración.

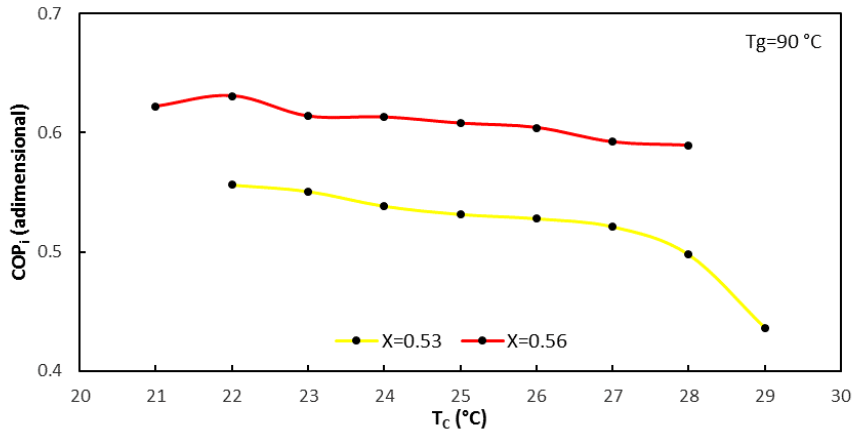


Figura 5.23: Coeficiente interno de desempeño  $COP_i$  para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ C$

En lo referente a temperaturas de refrigeración, a continuación se presenta la figura 5.24, donde es posible conocer la comparación entre las pruebas ya mencionadas. Se observa que para la prueba a concentración de 56 %, la temperatura de refrigeración  $T_{ref}$  tiene un valor mínimo de 12 °C, mientras que para la prueba a concentración de 53 %,  $T_{ref}$  va de 6 °C a 14 °C. Evidentemente, la menor temperatura de refrigeración lograda, se obtuvo con la concentración de 53 %.

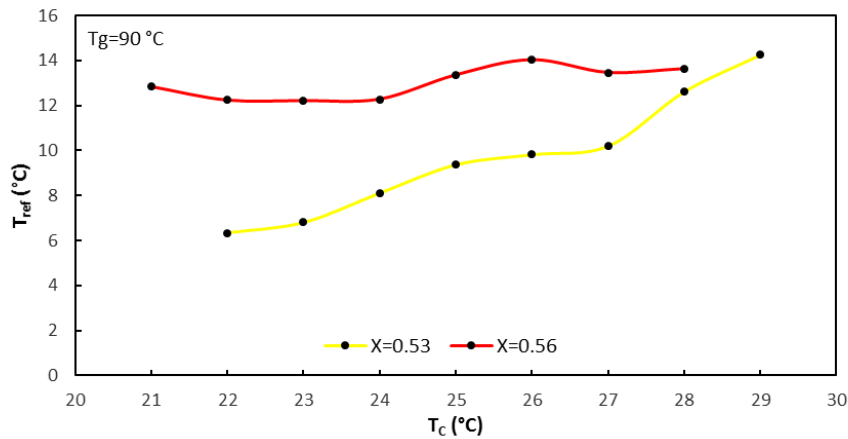


Figura 5.24: Temperaturas de refrigeración obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ C$

El flujo másico de refrigerante para ambas pruebas, se presenta a continuación en la figura 5.25. Es posible observar que para la prueba a concentración de 53 %, la producción de refrigerante va de 105 gr/min a 56 gr/min, mientras que para la prueba a concentración de 56 %, la producción de refrigerante tiene un valor máximo de 174 gr/min y un mínimo de 121 gr/min. La prueba con mayor producción de refrigerante es a concentración de 56 %.

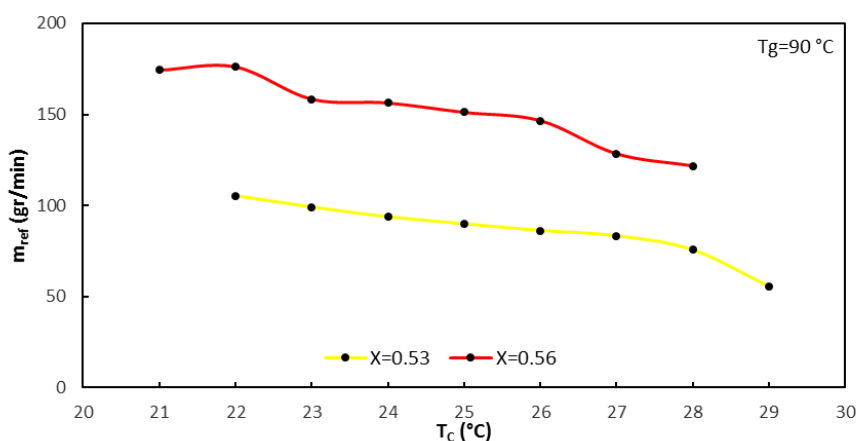


Figura 5.25: Temperaturas de refrigeración obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ C$

Las presiones manométricas de operación se presentan a continuación, en la figura 5.26, es posible notar que los valores más altos de presión se obtienen con la concentración más alta.

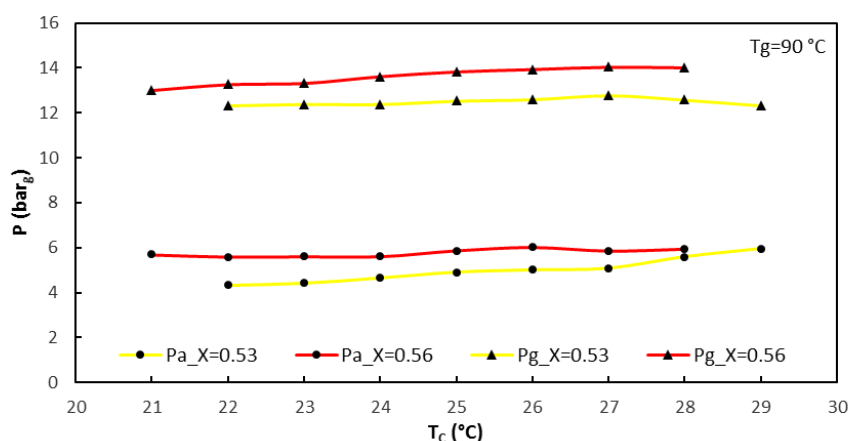


Figura 5.26: Presiones manométricas de operación obtenidas para concentraciones de 56 % y 53 % a  $T_G = 90^\circ C$

## 5.5. Mezcla Amoniaco-Agua: concentración de refrigerante $X=0.43$

Las propiedades termofísicas de la mezcla Amoniaco-Agua, fueron obtenidas mediante la formulación de uso industrial que ha desarrollado M. Conde [43].

A continuación se presentan los resultados de la evaluación experimental de la máquina de refrigeración por absorción operando ahora, con la mezcla Amoniaco-Agua. De antemano, el ciclo de absorción

de simple efecto se sigue llevando a cabo, de tal manera que no se abundará tanto en el detallado de las gráficas, debido a que ya se conocen las tendencias y se sabe que la producción de refrigerante se muestra inversamente proporcional a la temperatura de condensación, lo que reduce la potencia de enfriamiento, la potencia de generación, y por supuesto el COP.

Por lo anterior, se hará una descripción general de las gráficas obtenidas, y se podrá corroborar que las tendencias son perfectamente equivalentes para ambas mezclas.

A continuación se presenta la figura 5.27. Las potencias externas de enfriamiento tienen la tendencia esperada y se mantienen en un rango entre 0.5 kW y 2.31 kW. Evidentemente las mayores potencias se obtienen a mayores temperaturas de generación.

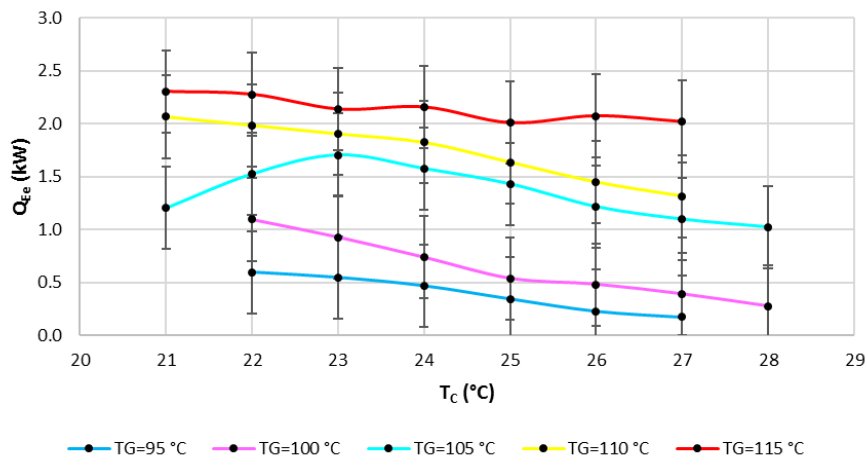


Figura 5.27: Potencias externas de enfriamiento para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

En la siguiente figura 5.28, se presentan las potencias internas de enfriamiento. Ligeramente mayores, adquieren valores que se sitúan entre 0.75 kW y 3.22 kW.

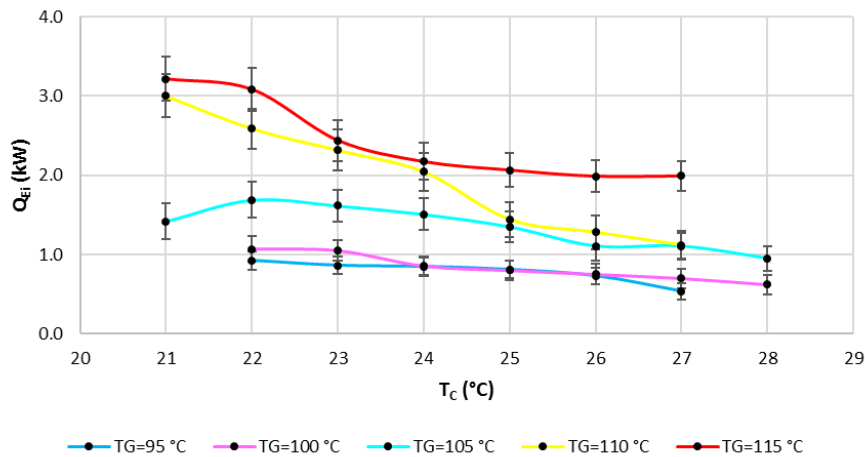


Figura 5.28: Potencias internas de enfriamiento para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

Para entender el comportamiento de las potencias de enfriamiento, la figura siguiente 5.29, muestra la producción de refrigerante. Es posible ver una perfecta correspondencia entre las potencias de enfriamiento y la producción de refrigerante, lo cual hace patente la tendencia congruente del sistema. Con



una producción de refrigerante que va de 28 gr/min a 140 gr/min, la tendencia indica que se obtiene una mayor producción a mayor temperatura de generación.

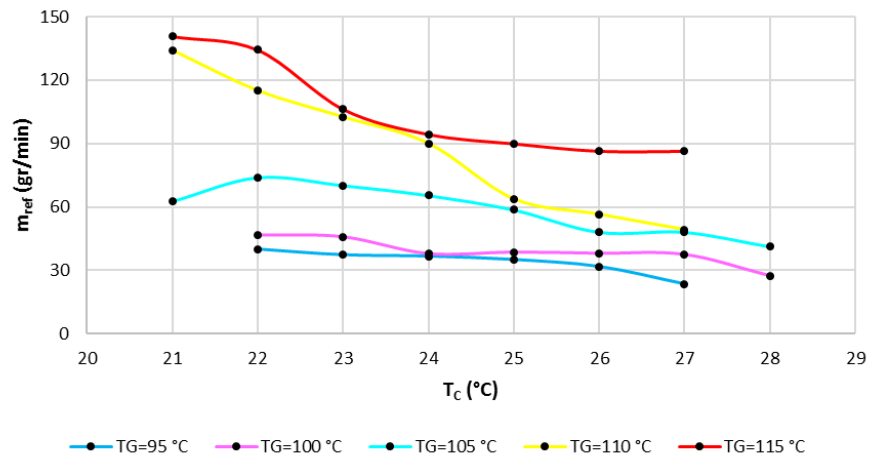


Figura 5.29: Flujo másico de refrigerante para el banco de pruebas con la mezcla amoniaco-agua

La potencia externa de generación se presenta en la figura 5.30 que se muestra a continuación. Con valores situados en un rango que va de 3.9 a 9 kW. Las potencias internas presentadas en la posterior figura 5.31

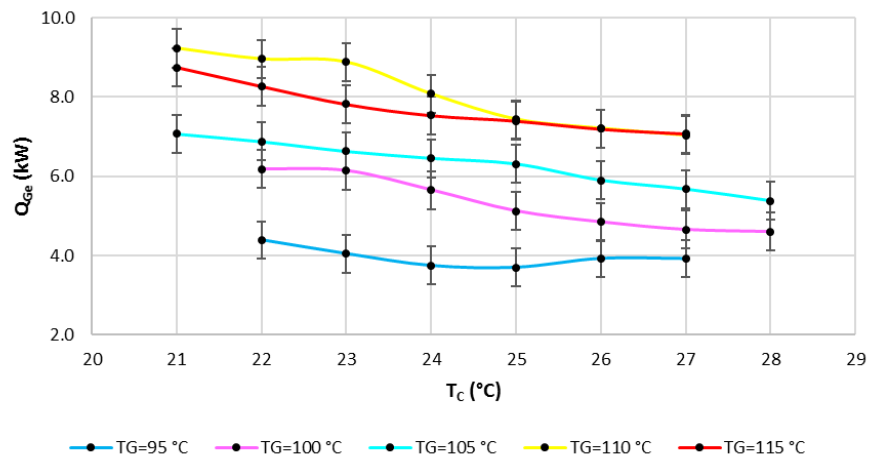


Figura 5.30: Potencias externas de generación para el banco de pruebas con la mezcla amoniaco-agua

La figura siguiente 5.31, muestra las potencias internas de generación situadas entre valores que van de 2 kW a 5.6 kW. Puede notarse que la curva a temperatura de generación de 110 °C, presenta una fluctuación considerable, lo que coincide con la fluctuación en la curva de producción de refrigerante para la misma temperatura de generación, es decir, es congruente.

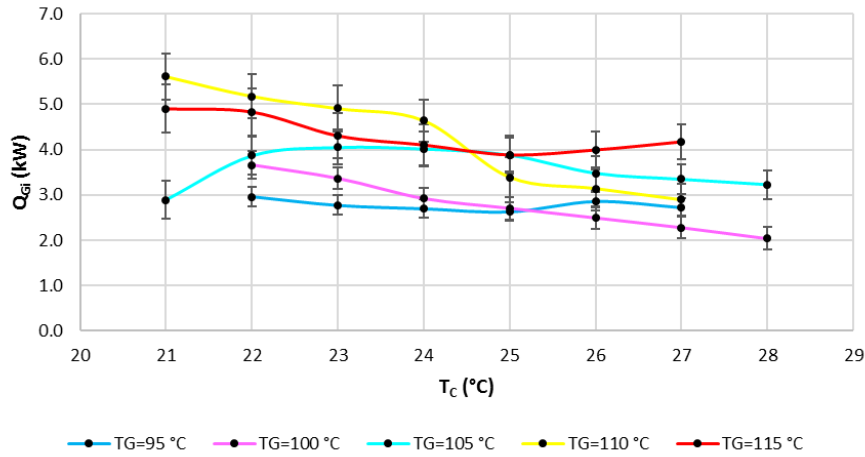


Figura 5.31: Potencias internas de generación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

Los **Coefficientes externos de desempeño**, se muestran en la figura 5.32 y adquieren valores que van de 0.06 a 0.29.

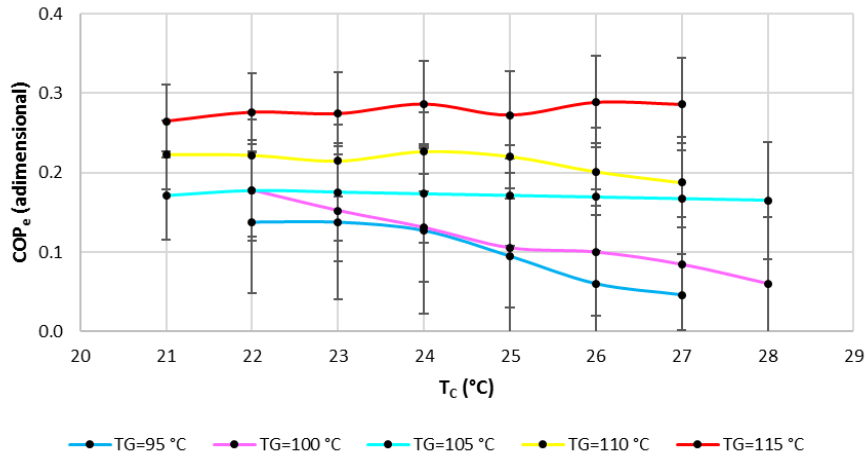


Figura 5.32: Coeficientes externos de Operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

A continuación en la figura 5.33, se muestran los **Coefficientes internos de desempeño**, se obtuvieron COP internos cuyos valores tienen un mínimo de 0.2 y un máximo de 0.63. También se observa la correspondencia a la temperatura de condensación, que al incrementar, reduce significativamente el desempeño del sistema.

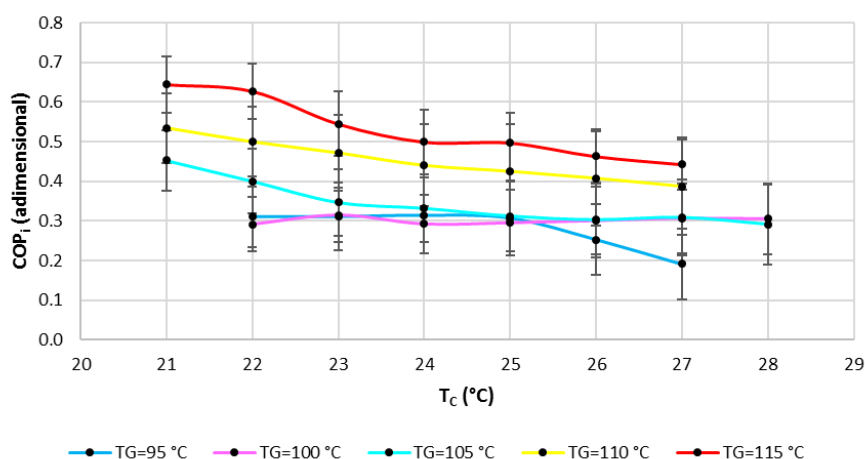


Figura 5.33: Coeficientes internos de Operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

Las temperaturas de refrigeración  $t_{ref}$  alcanzadas, se presentan en la siguiente figura 5.34

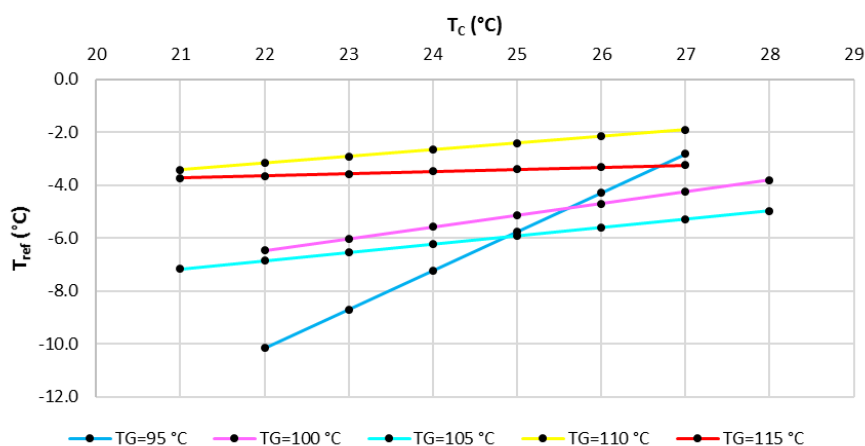


Figura 5.34: Temperaturas de refrigeración para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

De la figura 5.34, se observa que la temperatura mínima conseguida, es de -10 °C para la temperatura de generación  $T_G$  de 95 °C a temperatura de condensación  $T_C$  de 22 °C.

Las presiones de operación del sistema, permiten visualizar la posibilidad de tener bajas temperaturas en el refrigerante que ingresa al evaporador. La figura 5.35 que se presenta a continuación, muestra las presiones del evaporador, así como del generador. Se recuerda que son presiones manométricas.

En todos los casos, para el evaporador, las presiones se mantuvieron entre 1.6 bar y 2 bar. Es posible ver que las presiones se cruzan en algunos puntos, lo que explica el porqué de los cruces en las temperaturas de refrigeración. Por otro lado, las presiones en el generador se mantuvieron en el rango de 9 bar a 13 bar, presión manométrica.

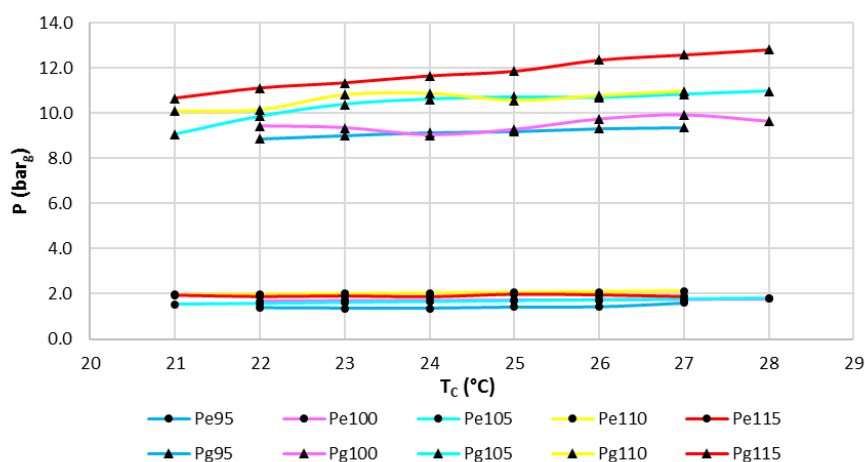


Figura 5.35: Presiones principales de operación para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

Una vista cercana a las presiones en el evaporador, se presenta a continuación en la figura 5.36, lo cual explica el comportamiento de las temperaturas logradas para refrigeración. Es posible notar que las presiones para la prueba a 100 °C y a 105 °C, se cruzan y además, la presión es menor en la prueba de 105 °C que en la de 100 °C, es por eso que la temperatura de refrigeración también es menor para la prueba de 105 °C que para la de 100 °C.

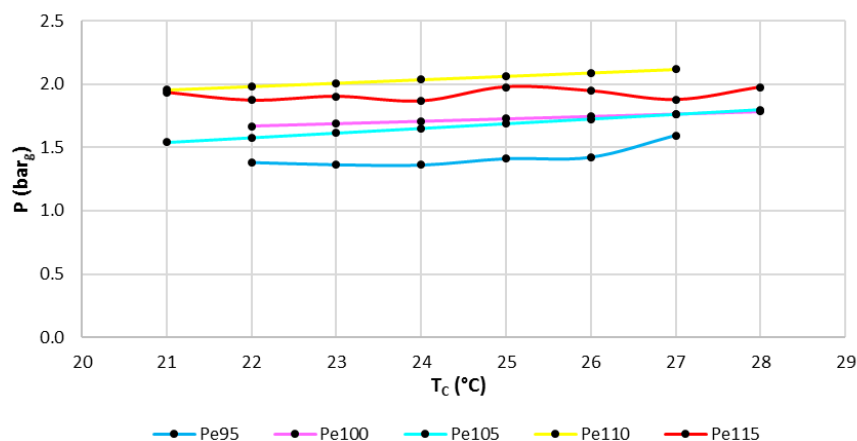


Figura 5.36: Presiones de operación en el evaporador para el banco de pruebas con la mezcla amoníaco-agua

## 5.6. Evaluación de las propiedades del amoniaco

Para conocer las propiedades del amoniaco a las presiones y temperaturas que se registraron mediante el sistema de instrumentación y control en el equipo de absorción, se utilizó un software llamado **REFPROP V. 8.0** que se encuentra disponible en el *Laboratorio de refrigeración y bombas de calor del IER-UNAM*, y que calcula propiedades termodinámicas de diversos fluidos de trabajo, entre los cuales se encuentra el amoniaco.

Para lo anterior, el procedimiento consistió, de primera instancia, en conocer el estado de referencia de la solución  $NH_3 - LiNO_3$  de las publicaciones de Infante-Ferreira ya mencionadas en la revisión bibliográfica. Dicho estado de referencia es definido como IIR (International Institute of Refrigeration), para 200 kJ/kg de entalpía; 1 kJ/kg de entropía y temperatura de líquido saturado de 0 °C. este estado de referencia se introdujo en el software REFPROP y posteriormente se introdujeron las presiones y temperaturas de cada registro para cada punto de medición.

Posteriormente se tabularon todos los valores de presión y temperatura para cada punto requerido; salida del generador, entrada y salida del condensador, entrada y salida del evaporador, entrada al absorbedor y estos valores se introdujeron al REFPROP, de donde se obtuvieron las entalpías requeridas para realizar los balances de energía de primera ley para cada componente aquí estudiado.

## 5.7. Propagación de errores

En el desarrollo de la evaluación experimental, es importante considerar que los instrumentos de medición tienen un rango de precisión, por lo que los resultados no representan un valor exacto, por este motivo es que se realiza una propagación de errores para las lecturas que se han tomado con los instrumentos ya mencionados en el capítulo 3, como son: medidores de flujo volumétrico, sensores de temperatura y otros que forman parte de la lista.

Debido a que la investigación desarrollada depende fundamentalmente de las mediciones realizadas, es de suma importancia conocer los errores asociados con los instrumentos utilizados para tener en cuenta la certidumbre de los resultados obtenidos, para tal efecto, se utilizó la teoría de propagación de errores del libro *Estadística básica* de **Surendra** [40].

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de los errores asociados a los instrumentos de medición se refieren a *adición o sustracción* así como *cociente y producto*, ya que de acuerdo a las ecuaciones utilizadas para el cálculo de los calores externos y del COP correspondiente, las 4 operaciones mencionadas están implicadas, es por esto que las ecuaciones utilizadas son:

Adición y sustracción:

$$S^2_x = a^2 s^2_u + b^2 s^2_v \quad (5.1)$$

Cociente y producto:

$$\frac{s^2_x}{x^2} = \frac{s^2_u}{u^2} + \frac{s^2_v}{v^2} \quad (5.2)$$

Las ecuaciones anteriores pueden expresarse, para una mejor comprensión, de la siguiente manera:

Adición y sustracción:

$$u\{A + B\} = \sqrt{(u\{A^2\}) + (u\{B^2\})} \quad (5.3)$$

Cociente y producto:

$$\left( \frac{u\{A \times B\}}{A \times B} \right) = \left( \frac{u\{A/B\}}{(A/B)} \right) = \sqrt{\left( \frac{u\{A\}}{A} \right)^2 + \left( \frac{u\{B\}}{B} \right)^2} \quad (5.4)$$

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de las potencias por flujos internos, se encuentran en el apéndice, en el cual puede observarse que la ecuación correspondiente contiene productos y sustracciones, así

las ecuaciones anteriores adquieren sentido y son completamente aplicables, solo falta conocer la precisión de los instrumentos utilizados para realizar los balances externos de energía, los cuales son: medidor de flujo másico con una precisión de  $+/- 1\%$  y sensores de temperatura con errores de  $+/- 0.3^{\circ}C$ , dichos errores entran directamente en las ecuaciones 5.3 y 5.4 donde  $u\{A\}$  es el error de A y A es la magnitud que se ha medido con el instrumento de medición, lo mismo aplica para B.

# Planta demostrativa en Morelos, México

---

Como parte del proyecto Conacyt-Sener, el IER de la UNAM a través del departamento de refrigeración solar y bombas de calor, tiene como compromiso instalar una planta piloto para probar un sistema de enfriamiento solar utilizando un campo de colectores.

La empresa Módulo Solar, ubicada en *Este No. 23 Civac, Jiutepec, Morelos* participa en el proyecto como proveedor de los colectores solares, en las oficinas de la empresa se ha acordado instalar el sistema de enfriamiento solar para acondicionar un recinto de uso administrativo, para lo cual el IER suministra los equipos de climatización, así como la mano de obra relacionada con el sistema de acondicionamiento de aire.

En este caso, se realizó el proyecto ejecutivo de aire acondicionado, así como todas las cotizaciones correspondientes a equipos, materiales y accesorios del proyecto, se hizo contacto con los contratistas y se realizó la supervisión de la obra de Lunes a Sábado. A continuación se describe el proyecto ejecutivo.

## 6.1. Memoria descriptiva

El proyecto de acondicionamiento de aire utilizando un sistema de adsorción, consiste (fundamentalmente) de una Unidad Generadora de Agua Helada (UGAH) que opera bajo el ciclo de adsorción y es accionada mediante un campo de colectores solares de baja temperatura.

La UGAH envía el agua “fría” a una temperatura de 5°C hacia una unidad manejadora de aire de tipo ventilador y serpentín. En la manejadora de aire, el agua helada fluye en el interior de los tubos del serpentín formado por un banco de tubos aletados, por la parte exterior, fluye aire a circulación forzada.

El agua en el interior de los tubos retira calor del aire que fluye al exterior de los mismos, lo que ocasiona que el aire al salir del banco de tubos aletados tenga una menor temperatura que a la entrada. El aire frío es inyectado al recinto mediante una red de ductos y distribuido a través de rejillas y difusores. Un ducto de succión y una rejilla de retorno, devuelven el aire a la unidad manejadora para volver a ser enfriado.

El proceso se repite hasta que la temperatura del aire en el recinto es igual o menor a la temperatura de Set-Point. La temperatura de Set-Point es programada de forma simple en un termostato que abre o cierra el circuito eléctrico en la alimentación de un actuador de corriente alterna y con esto, el paso del agua helada hacia la unidad manejadora mediante una válvula de 3 vías.

Cuando la temperatura del agua no sufre incremento y ya no se requiere enfriamiento, válvulas de By-Pass dentro del chiller desvían el flujo del agua caliente de los colectores solares para que no haya producción de refrigerante.



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



La UGAH está acompañada por un cuadro de bombeo y una torre de enfriamiento, que operan cuando se requiere producción de frío, pero cuando el agua de los colectores es desviada (By-Pass) la torre de enfriamiento y el sistema de bombeo deja de operar.

El sistema en general, requiere de 2 fuentes de suministro de energía: Eléctrica y Térmica.

El sistema requiere energía eléctrica para hacer operar bombas de circulación de agua, para alimentar el motor eléctrico de la unidad manejadora de aire, así como para el accionamiento de diversas válvulas de 3 vías y dispositivos de control, esta energía es suministrada por medio de la instalación eléctrica propia del sitio y se conecta directamente al tablero general.

La energía térmica del sistema de acondicionamiento de aire, se suministra mediante un banco de colectores solares de baja temperatura (captadores planos).

El banco de colectores solares utiliza agua como fluido de transporte. La energía radiativa es recogida por los colectores y cedida al agua, lo que ocasiona que el agua sufra un incremento de su temperatura. El agua de alta temperatura se almacena en un tanque que funge como “amortiguador” (buffer), y desde donde se envía hacia la UGAH para accionar el ciclo de adsorción. Una bomba hace circular el agua del sistema de colectores solares.

Se cuenta con tanques de expansión para el agua helada como para el agua de alta temperatura para absorber el colapso o la dilatación del fluido de transporte durante los cambios de temperatura.

El sistema total cuenta con 4 bombas, las cuales se numeran del 1 al 4 a continuación:

1. Agua helada
2. Agua para torre de enfriamiento
3. Agua desde el tanque de almacenamiento de los colectores solares hacia la UGAH
4. Agua desde el banco de colectores solares hacia el tanque

Se ha decidido utilizar tubería de PVC cédula 40 para el agua helada y para el agua de la torre de enfriamiento. La tubería de agua helada será aislada térmicamente con medias cañas de poliestireno expandido y sobre dicho aislamiento, se incluirá un recubrimiento de aluminio de 1/8” de espesor para protección mecánica y para barrera de vapor.

En el caso del agua de la torre de enfriamiento, se utilizará aislamiento tipo armaflex con espesor de 3/8” y el recubrimiento será a base de elastomérico.

El agua de alta temperatura será distribuida utilizando tubería rígida de cobre tipo L y soldadura de plata UTP-35. El aislamiento será en medias cañas de fibra de vidrio con 2” de espesor y se incluirá también un recubrimiento de lámina de aluminio de 1/8” de espesor.

Las canalizaciones hidráulicas se distribuyen sujetas a unicanal de 2x4 cm con las abrazaderas correspondientes. El sistema total cuenta con la instalación eléctrica dimensionada conforme a las normas vigentes NOM.

## 6.2. Diagrama a bloques del equipo de adsorción

En la figura 5.1 se muestra el diagrama general esquemático de los principales componentes del sistema de acondicionamiento de aire, donde puede observarse al centro la UGAH de adsorción y los sistemas periféricos.

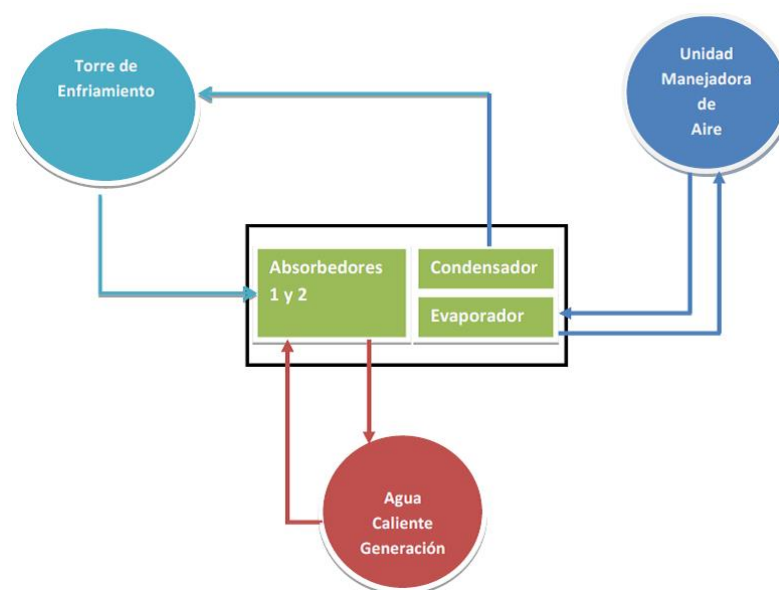


Figura 6.1: Diagrama a bloques del equipo de adsorción

## 6.3. Descripción de los equipos

### 6.3.1. Unidad generadora de agua helada

La UGAH es un equipo de adsorción de la marca Sortech modelo ACS-08 de fabricación alemana.

Consta de un gabinete donde se han concentrado todos los componentes del ciclo de adsorción: Adsorbedor-generador, condensador y evaporador. Adicionalmente, el sistema cuenta con diversas válvulas de control para dirigir el flujo de refrigerante, el flujo de agua de la torre de enfriamiento y el flujo del agua de alta temperatura.

La capacidad de enfriamiento del sistema es de 8 kW nominales para un flujo de agua helada equivalente a 32 LPM.

La alimentación eléctrica del equipo es de 220 volts a una fase y para una frecuencia de 50 Hz, sin embargo, en México la frecuencia de generación del sistema eléctrico nacional es de 60 hz. Por el motivo anterior, se espera un incremento en las velocidades de rotación del cuadro de bombeo del sistema, mismo que viene incluido en la UGAH.

La UGAH se acciona mediante energía térmica proveniente de un banco de colectores solares. La temperatura óptima de accionamiento es de 80°C, pero puede conseguirse una operación funcional del chiller desde 60°C de accionamiento.

El refrigerante es agua y el compresor térmico está construido con sílica gel en 2 cámaras al vacío que se denominan adsorbedores. Cuando el vapor del agua es condensado (utilizando la torre de enfriamiento) pasa como líquido al evaporador donde hierve a baja temperatura. Este vapor se dirige hacia el sistema de adsorción y es capturado por la sílica gel. Para retirar el agua de la sílica gel, es necesario añadir calor a la sílica, lo que se realiza mediante intercambiadores de calor por los que circula agua de alta temperatura proveniente de los colectores solares.

Cuando el vapor de agua se desprende a alta presión y temperatura, se dirige al condensador, donde se vuelve a convertir en líquido y el ciclo comienza otra vez.

Sensores de temperatura registran la temperatura del agua de los colectores solares y la del agua

helada con la finalidad de que el módulo de control de la UGAH pueda decidir si el funcionamiento es el óptimo o si debe parar la operación. El módulo de control decide también si el sistema de bombeo debe hacer arranque o paro y si las válvulas internas de 3 vías deben ser accionadas.

El módulo de control de la UGAH recibe la alimentación eléctrica principal y desde éste módulo se alimentan eléctricamente tanto el sistema de bombeo para la torre de enfriamiento, UMA, y agua de alta temperatura, como los ventiladores de la torre de enfriamiento.

### 6.3.2. Torre de enfriamiento

La torre de enfriamiento es del tipo seco. Consiste de un serpentín de tubos aletados en cuyo interior circula agua forzada que ha retirado calor al condensador de la UGAH. Este flujo de agua tiene la temperatura media del sistema y el calor que ganó en el condensador es retirado en la torre de enfriamiento mediante ventiladores que hacen circular aire forzado por el exterior del banco de tubos aletados.

La torre de enfriamiento se alimenta eléctricamente a 220 volts a una fase y 50 hz.

Consta además de un variador de frecuencia que permite a los motores de ventilación de la torre de enfriamiento, modular su velocidad y girar más rápido cuando la carga de calor sea más alta o viceversa.

Adicionalmente, la torre de enfriamiento cuenta con un sistema de aspersores que tienen la función de atomizar agua para mojar el banco de tubos aletados en el momento en que la temperatura ambiente supera los 40°C, con esto se consigue un enfriamiento adicional de la torre y por consiguiente una disipación mayor de calor ganado en la condensación, lo que otorga al equipo la propiedad de ser más eficiente en condiciones adversas de temperatura.

El sistema de aspersores requiere un flujo de agua de 1 GPM a una presión mínima de 3 bar, motivo por el cual se ha añadido un tanque hidroneumático para suministrar el flujo de agua a la presión requerida.

### 6.3.3. Sistema de bombeo integrado a la UGAH

El sistema de bombeo viene incluido de fábrica y consta de 3 bombas en línea de alta eficiencia alimentadas eléctricamente a 220 volts a una fase y 50 hz de operación. Los flujos y características se describen a continuación:

1. Bomba agua helada: 2000 litros/hr @ 385 mbar, 0.14 kW
2. Bomba torre de enfriamiento: 3700 litros/hr @ 553 mbar, 0.31 kW
3. Bomba agua de alta temperatura: 1700 litros/hr @ 155 mbar, 0.07 kW

Las 3 bombas son controladas por el módulo de control de la UGAH, desde el cual mediante relevadores se efectúa el arranque o paro de los motores de las bombas.

### 6.3.4. Unidad manejadora de aire

La unidad manejadora de aire consiste en un gabinete en el que se incluyen el serpentín de tubos aletados y el motor que funge como circulador de aire forzado.

La unidad manejadora de aire permite un caudal de 8.8 GPM para un flujo de aire de 1000 CFM @ 0.58" WG. Incluye filtros de alta eficiencia y configuración vertical con lo que se consigue que el aire forzado salga verticalmente por la parte superior del gabinete.

Las características del motor de la UMA son: 220 volts a 3 fases y 60 hz de operación.

La UMA tiene instalada una válvula de 3 vías mediante la cual un termostato instalado en el recinto puede alimentar eléctricamente al actuador y permitir o no el paso del agua hacia el serpentín de la UMA.

La válvula de 3 vías tiene un actuador eléctrico que opera a 24 volts a 1 fase y 60 hz de operación para lo cual se requiere de un transformador reductor 220-24 volts de corriente alterna y cuya potencia es despreciable.

#### **6.3.5. Campo de colectores solares**

El campo de colectores solares ha sido diseñado por terceros, el servicio se entrega en un tanque de almacenamiento de agua caliente, desde donde se conectará tubería de cobre para llevar agua de alta temperatura a la UGAH.

### **6.4. Elaboración de planos**

Como parte del proyecto ejecutivo es necesario plasmar en un plano el diseño del sistema de acondicionamiento de aire y las instalaciones auxiliares correspondientes. Se elaboraron 3 planos:

1. Plano general de aire acondicionado con las especificaciones correspondientes
2. Plano eléctrico con detalles y especificaciones
3. Plano hidráulico

Los planos contienen nomenclatura y especificaciones de los equipos y accesorios seleccionados se muestran los planos a continuación en figuras de la 6.2 a la 6.7.

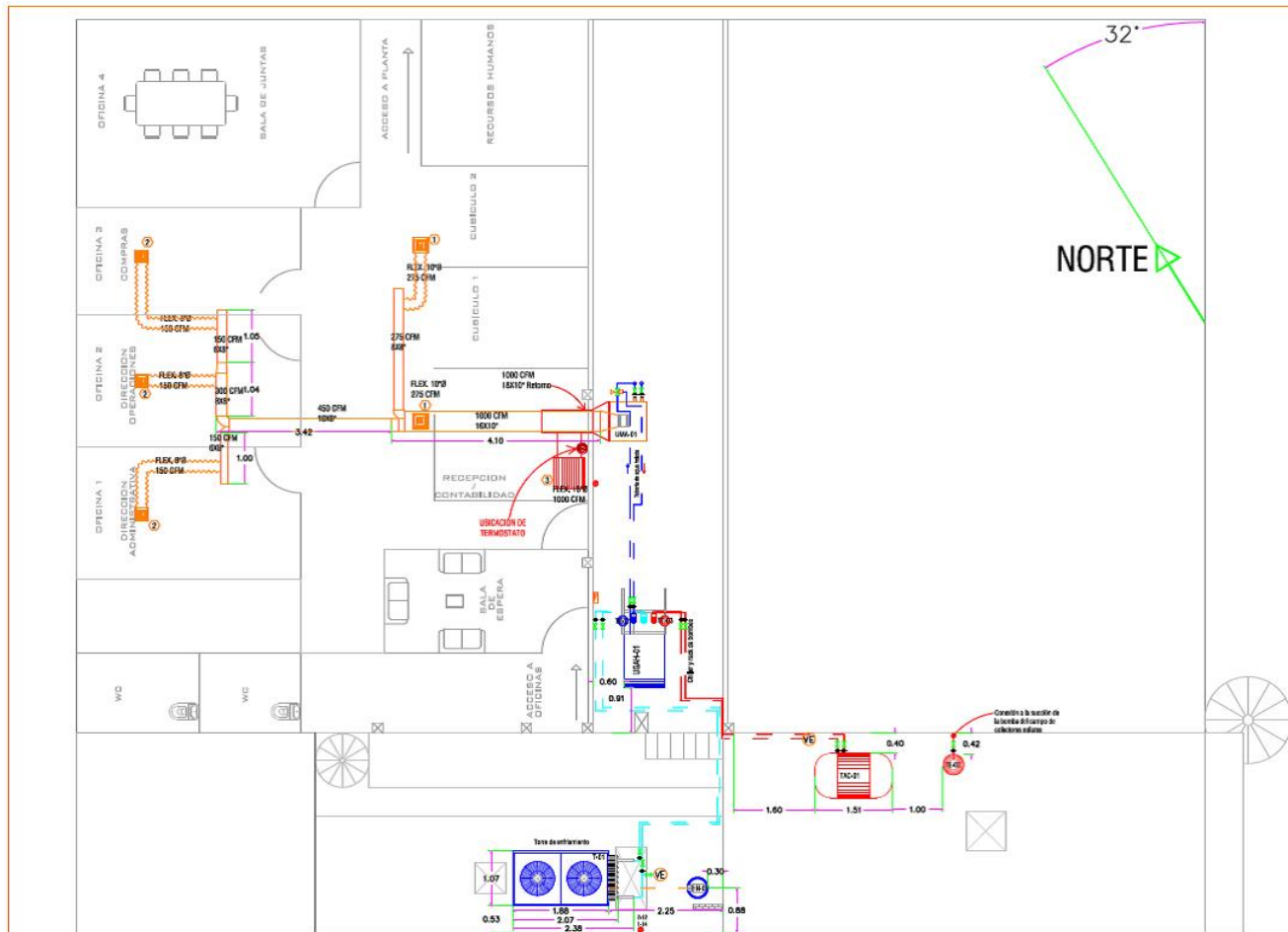


Figura 6.2: Plano general de aire acondicionado

Se muestra el plano general de la planta arquitectónica, en la que puede observarse el sistema de climatización integrado al edificio, trayectoria de los ductos, y la ubicación de los equipos.



167

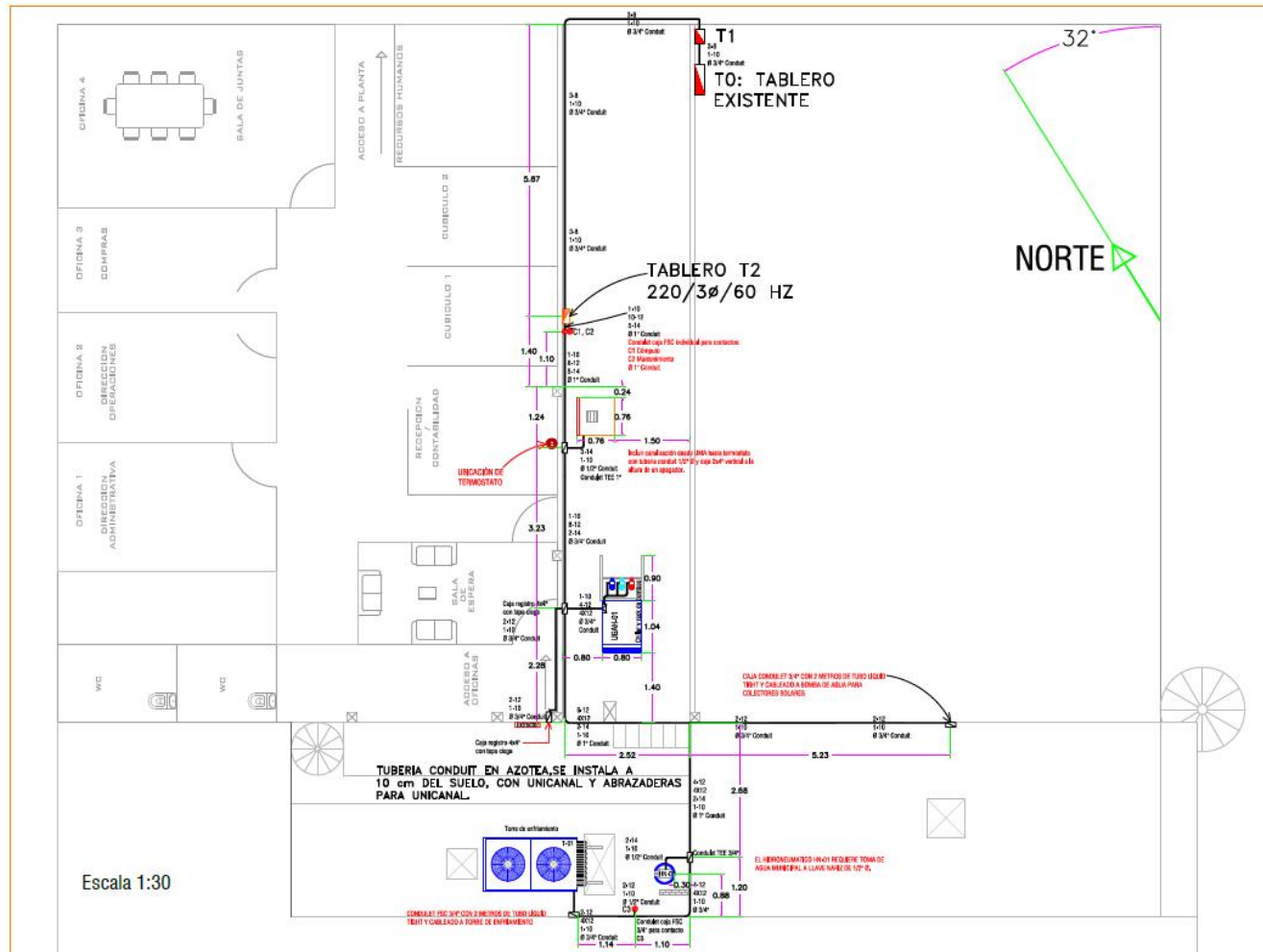


Figura 6.4: Plano eléctrico

La figura 6.4 aquí mostrada, permite conocer el diseño de la instalación eléctrica, con el recorrido principal de los alimentadores, centro de carga y tablero de distribución, canalizado con tubería conduit y permite conocer el calibre calculado del cableado.

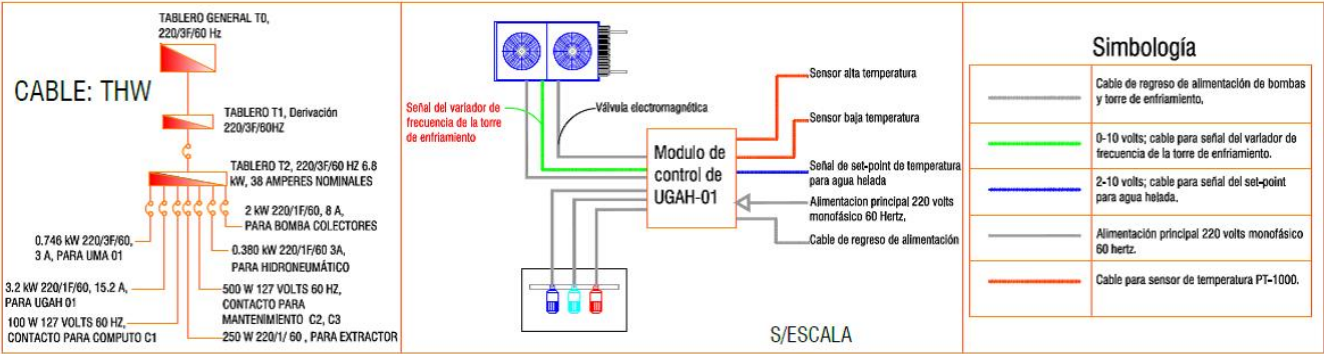


Figura 6.5: Distribución de cargas eléctricas

La figura 6.5 que se muestra en este caso, muestra el cuadro de cargas del tablero de distribución, en el que se especifica cada circuito de acuerdo a la corriente eléctrica nominal que requiere.



Se muestra a continuación a figura 6.6, en la que puede observarse la especificación a detalle de un registro eléctrico solicitado para la conexión de los alimentadores al chiller de adsorción. Los alimentadores entran y salen del registro tal como se indica en el plano. La nomenclatura A-B, indica como A: la cantidad de cables y B el calibre de dichos cables, así 2-12, corresponde a 2 cables calibre #12.

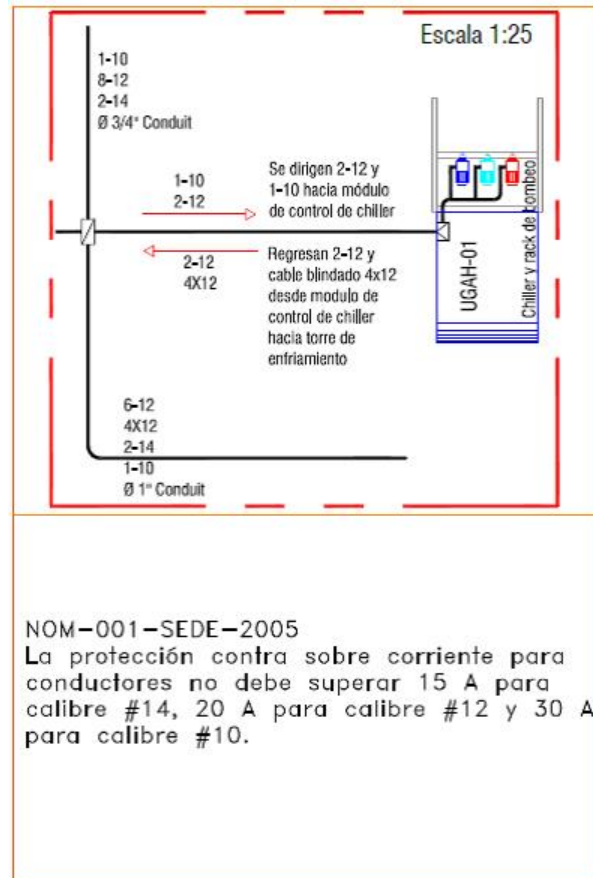


Figura 6.6: Detalle de alimentación eléctrica de UGAH

A continuación en la figura 6.7 se muestra el plano desarrollado en autocad con vista en planta de la instalación hidráulica, correspondiente a los circuitos de agua de baja, media y alta temperatura.

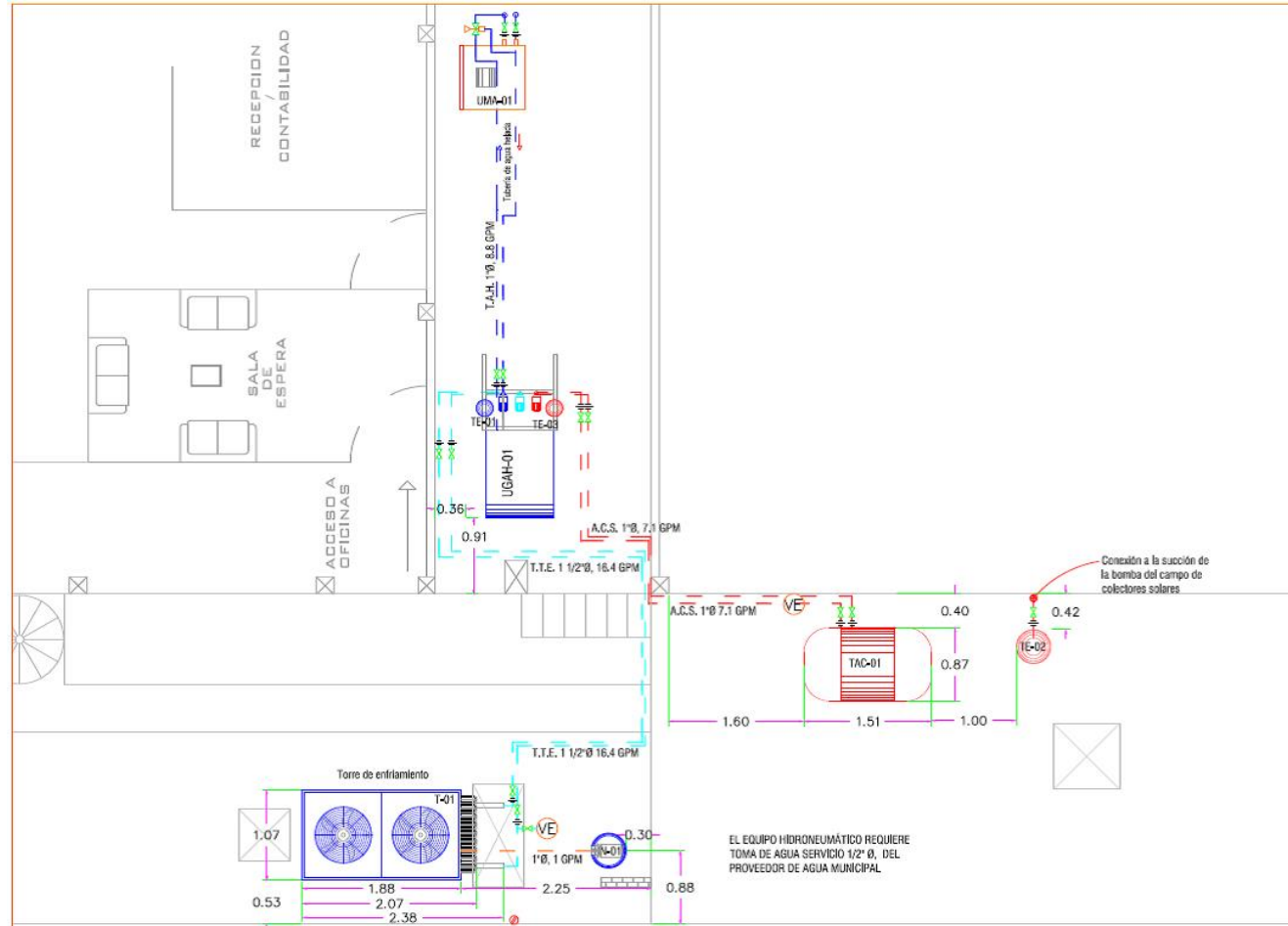


Figura 6.7: Plano hidráulico

## 6.5. Requerimientos de instalación hidráulica

Los puertos de descarga de la UGAH a la tubería del sistema tienen los diámetros siguientes:

1. Tubo rígido de cobre tipo L,  $\frac{3}{4}$ " de diámetro para agua de alta temperatura proveniente de los colectores solares
2. Tubo PVC ced. 40, 1" de diámetro para agua que recircula por la torre de enfriamiento
3. Tubo PVC ced. 40, 1" de diámetro para el circuito de agua helada hacia la UMA

De cualquier manera para reducir al mínimo las pérdidas por fricción en la tubería, el circuito de la torre de enfriamiento será construido con tubería de 1  $\frac{1}{4}$ " de diámetro.

### 6.5.1. Llenado de los circuitos hidráulicos

Los tres circuitos hidráulicos deben llenarse uno por uno utilizando las válvulas disponibles en cada circuito. El sistema debe presurizarse a 1.5 bars para evitar cavitación en las bombas.

Los tres circuitos deben presurizarse al mismo nivel, es decir, si se ha elegido presurizar a 1.5 bar, los tres circuitos deben tener la misma presión de llenado. El pH del agua debe mantenerse entre 6.5 y 8.

Para el llenado de los circuitos hidráulicos, es necesario conocer 3 válvulas instaladas de fábrica en cada circuito.

Una válvula de llenado que puede conectarse a la manguera de una llave para servicio de agua se encuentra en la parte superior. Una válvula de cierre se encuentra debajo y finalmente una válvula de drenado en la parte inferior de cada circuito hidráulico junto a su bomba correspondiente.

Con la válvula de cierre totalmente cerrada, deben abrirse las válvulas de llenado y de drenado. Una vez hecho lo anterior, en la válvula de drenado se conecta una manguera hacia una coladera o drenaje final. Se inicia ahora el llenado del sistema con agua que pasa por la manguera y válvula de llenado, y se mantiene hasta que por la válvula de drenaje ya no salen burbujas de aire y el sonido de las burbujas deja de ser audible, en este momento se cierra el suministro de agua para llenado y se cierran las válvulas de llenado y de drenaje. Con el sistema lleno de agua y las válvulas de llenado y drenaje cerradas, se procede a abrir la válvula de cierre del circuito.

### 6.5.2. Ventilación o purgado de los circuitos

Es necesario remover el aire atrapado en los circuitos, debido a que la bomba puede entrar en cavitación y la UMA perderá eficiencia.

En adición a las válvulas mencionadas en el punto anterior, controles de seguridad equipados con válvulas de venteo están localizadas en los puntos más altos del cuadro de bombeo, con las cuales el aire residual atrapado es expulsado incluso cuando el equipo ya está en funcionamiento.

Debe comprobarse si los tornillos plásticos de las válvulas de venteo están ligeramente abiertos.

Se tienen 4 válvulas de ventilación, 1 para condensador, 1 para evaporador y 2 para los adsorbedores (1 para cada adsorbedor). Estas válvulas pueden utilizarse también para purgar el sistema completamente y alcanzar así un venteo completo, para tal efecto el panel lateral de acceso de la UGAH debe removerse.

Los venteos pueden ser operados usando una llave cuadrada de dado, abriendo temporalmente el tornillo de sellado.

### 6.5.3. Tanques de expansión

El cuadro de bombeo tiene instalados de fábrica 2 tanques de expansión, uno para cada circuito: agua helada y agua de alta temperatura.

Adicionalmente, se requiere un tanque de expansión para el circuito de alta temperatura externo al chiller, es decir, para el sistema de colectores solares, motivo por el cual se instalará un tanque de expansión en la succión de la bomba que recircula del agua del campo de colectores.

### 6.5.4. Conexiones terminales de equipo y válvulas de seccionamiento

Se han considerado tuercas unión en las terminales de cada equipo: UGAH, UMA, torre de enfriamiento, tanque adicional de expansión, bomba de agua de alta temperatura. Con la finalidad de poder hacer reparaciones en el sistema, se han considerado válvulas de seccionamiento en las terminales de cada equipo.

### 6.5.5. Válvula de 3 vías para control de UMA

Adicionalmente se requiere una válvula de 3 vías cuyo actuador es controlado por un termostato dentro del recinto que se pretende acondicionar, de esta forma, cuando el recinto tiene la temperatura requerida, la válvula de 3 vías es accionada por el actuador y el agua no entra al serpentín de la UMA, en este caso, el agua pasa por un BY-PASS y regresa directamente al chiller (UGAH).

### 6.5.6. Aislamiento térmico

Para la tubería de cobre por la que circula agua de alta temperatura (80°C) se utilizarán medias cañas de fibra de vidrio de 2 pulgadas de espesor y se recubrirán con aluminio de espesor de 1/8" para evitar deterioro.

En el caso de la tubería de PVC cédula 40 por la que circula agua helada a 5°C, se utilizarán medias cañas de poli estireno expandido de alta densidad, y serán recubiertas con aluminio de 1/8" de espesor para evitar deterioro. La tubería del circuito de la torre de enfriamiento es aislada térmicamente con arma Flex y su superficie será recubierta con 2 manos de impermeabilizante elastomérico color blanco para evitar el deterioro.

## 6.6. Requerimientos de instalación eléctrica

Para la instalación eléctrica es necesario considerar que el chiller opera en voltaje 220 a una sola fase y 50 hz. En México la frecuencia de generación eléctrica es de 60 hz, sin embargo el único efecto que tendrá el cambio en la frecuencia, es un incremento en la velocidad angular de los equipos rotativos del sistema chiller y torre de enfriamiento, como son bombas y ventiladores.

Se requiere alimentar eléctricamente el módulo de control del chiller y desde el módulo de control, alimentar eléctricamente el cuadro de bombeo del chiller y la torre de enfriamiento. Para lo anterior, debe tenerse un centro de carga para el sistema, en el que exista la posibilidad de tener varios circuitos. Se utilizará cable THW y canalización conduit en tubo de acero de pared delgada.

La UMA tiene un motor que opera en voltaje 220 a tres fases y 60 hz. Se ha elegido un motor trifásico para en un futuro, instalar un variador de frecuencia que haga al motor modular su velocidad angular y ser más sensible a la demanda de frío del recinto a acondicionar.

Los detalles de la instalación eléctrica se encuentran en el plano de instalación eléctrica y detalles correspondientes.

## 6.7. Cuantificación de mano de obra: Catálogo de conceptos

Para la ejecución del proyecto se realizó una cuantificación de mano de obra, materiales y accesorios, la información resultante sirve para elaborar un catalogo de conceptos que se entrega a uno o más proveedores de servicios de instalación para que elaboren una propuesta económica ingresando al catálogo el precio unitario.

Lo anterior permite que se tenga totalmente cuantificado material y mano de obra de forma que los conceptos del presupuesto ya se encuentran elaborados, el proveedor solo debe añadir el precio unitario a cada concepto.

Se muestra a continuación en figura 6.8, 6.9 y 6.10, el catálogo de conceptos elaborado para la instalación de los equipos relacionados al sistema de aire acondicionado.

| PARTIDA | CANTIDAD | UNIDAD | DESCRIPCION                                                                                                                                                                                           | P.U. | IMPORTE |
|---------|----------|--------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|---------|
| 1       | 1        | PZA    | INSTALACION DE CHILLER CAPACIDAD DE 2.5 T.R. INCLUYE MANIOBRA, GRUA, COLOCACIÓN Y NIVELAJE, PRUEBAS Y ARRANQUE.                                                                                       |      |         |
| 1       | 1        | LOTE   | INSTALACIÓN DE RACK DE BOMBEO CON 3 BOMBAS EN LINEA Y UN TANQUE DE EXPANSION DE 6 GALONES DE CAPACIDAD, INCLUYE CONEXIÓN, LLENADO DE AGUA PARA EL SISTEMA HIDRÓNICO, BALANCEO, PRUEBAS Y ARRANQUE.    |      |         |
| 2       | 1        | PZA    | INSTALACIÓN DE TORRE DE ENFRIAMIENTO TIPO SECO, DIMENSIONES DE 1.07X1.88X0.74 MTS, INCLUYE MANIBRA, GRUA, MONTAJE Y NIVELAJE, CONEXIÓN HIDRÓNICA Y ELECTROMECAÁNICA.                                  |      |         |
| 3       | 1        | PZA    | INSTALACIÓN DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE TIPO CILINDRICO DIAMETRO DE 0.87 MTS Y LONGITUD DE 1.51 MTS, INCLUYE MANIOBRAS, GRUA, CONEXIÓN HIDRÓNICA, PRUEBAS Y ARRANQUE.                |      |         |
| 4       | 1        | PZA    | INSTALACIÓN DE TANQUE DE EXPANSIÓN CAPACIDAD DE 121 GALONES, INCLUYE GRUA, MANIOBRAS, MONTAJE Y NIVELAJE, CONEXIÓN HIDRÓNICA, PRUEBAS Y ARRANQUE.                                                     |      |         |
| 5       | 1        | PZA    | INSTALACIÓN DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO VERTICAL CAPACIDAD DE 2.5 T.R. 127 VOLTS, 60 HZ, INCLUYE GRUA Y MANIOBRAS, MONTAJE, NIVELAJE, CONEXIÓN ELECTROMECANICA E HIDRONICA, PRUEBAS Y ARRANQUE. |      |         |
| 6       | 1        | PZA    | INSTALACIÓN DE VÁLVULA DE TRES VÍAS CON ACTUADOR ELECTROMECANICO, INCLUYE CONEXIÓN HIDRÓNICA Y ELÉCTRICA 24 VAC DE TERMOSTATO Y CABLEADO.                                                             |      |         |

Figura 6.8: Catálogo de conceptos

| PARTIDA | CANTIDAD | UNIDAD | DESCRIPCION                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | P.U. | IMPORTE |
|---------|----------|--------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|---------|
| 7       | 8        | ML     | SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBO PVC CED. 40 DIAMETRO DE 1" PARA CONEXIÓN DE CHILLER HACIA UMA CON AISLAMIENTO EN MEDIAS CAÑAS DE POLIESTIRENO EXPANDIDO Y BARRERA DE VAPOR IMPERQUIMIA ESPESOR DE 2" Y RECUBRIMIENTO DE ALUMINIO ESPESOR DE 1/8", INCLUYE PEGAMENTO, CODOS, COPLES, SOPORTERIA Y CONEXIONES TIPO TUERCA UNION. (VER PLANNO MS-HVAC-01).                                                                                                  |      |         |
| 8       | 24       | ML     | SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBO PVC CED. 40 DIAMETRO DE 1 1/4" PARA CONEXIÓN DE CHILLER HACIA TORRE DE ENFRIAMIENTO, INCLUYE PEGAMENTO, CODOS, COPLES, SOPORTERÍA Y CONEXIONES TIPO TUERCA UNION CON VALVULA ESFERA (VER PLANO MS-HVAC-01) AISLAMIENTO ARMAFLEX CON DOS MANOS DE ELASTOMÉRICO COLOR BLANCO.                                                                                                                                              |      |         |
| 9       | 14       | ML     | SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBO RÍGIDO DE COBRE TIPO "L" DIAMETRO DE 1" PARA CONEXIÓN DE CHILLER HACIA TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE DEL CAMPO DE COLECTORES, INCLUYE SOLDADURA DE PLATA, LJA, SOPORTERIA, CONEXIONES, TUERCA UNION Y VÁLVULA DE COMPUERTA (VER PLANO MS-HVAC-01), SE INCLUYE AISLAMIENTO EN MEDIAS CAÑAS DE FRIBRA DE VIDRIO ESPESOR DE 2" CON BARRERA DE VAPOR IMPERQUIMIA, CON RECUBRIMIENTO EN ALUMINIO ESPESOR DE 1/8". |      |         |
| 10      | 1        | PZA    | FABRICACIÓN E INSTALACIÓN DE BASE DE PTR DE 1"x1" PARA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE, DIMENSIONES EXTERIORES DE 0.71X0.76 MTS Y ALTURA NETA DE 0.2 MTS CON PATAS DE PTR 1"x1" Y PLACA SOLERA DE 4"x4" CON ESPESOR DE 1/4". (VER PLANO MS-HVAC-01)                                                                                                                                                                                                             |      |         |
| 11      | 133      | KG     | FABRICACION E INSTALACIÓN DE DUCTO EN LÁMINA GALVANIZADA CALIBRE #26 CON AISLAMIENTO EXTERIOR EN FIBRA DE VIDRIO Y BARRERA DE VAPOR EN FOIL DE ALUMINIO, INCLUYE PEGAMENTO, TORNILLERIA, SOPORTERIA. (VER PLANO MS-HVAC-01)                                                                                                                                                                                                                               |      |         |
| 12      | 133      | KG     | FABRICACION E INSTALACIÓN DE DUCTO EN LÁMINA GALVANIZADA CALIBRE #26 CON AISLAMIENTO EXTERIOR EN FIBRA DE VIDRIO Y BARRERA DE VAPOR EN FOIL DE ALUMINIO, INCLUYE PEGAMENTO, TORNILLERIA, SOPORTERIA. (VER PLANO MS-HVAC-01)                                                                                                                                                                                                                               |      |         |
| 13      | 1        | KG     | SUMINISTRO DE EXTRACTOR AXIAL S&P CON PERSIANA DE GRAVEDAD MOD HIT 800 DE 570 RPM, 1/3 HP, 220 VOLT, 12,110 M3/HR, 7,124 CFM CON PERSIANAS DE GRAVEDAD                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |      |         |
| 14      | 1        | PZ     | INSTALACION DE EXTRACTOR AXIAL, CONSTA DE: APERTURA EN MURO, FIJACION EN EL MISMO, SELLADO Y CONEXIÓN A INTERRUPTOR SUMINISTRADO E INSTALADO POR EL CLIENTE                                                                                                                                                                                                                                                                                               |      |         |

Figura 6.9: Catálogo de conceptos

| PARTIDA                   | CANTIDAD | UNIDAD | DESCRIPCION                                                                                                                                                                | P.U. | IMPORTE |
|---------------------------|----------|--------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|---------|
| 15                        | 10       | ML     | SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE CABLE 5X18 AWG PARA CONEXIÓN DE TERMOSTATO, INCLUYE TUBO CONDUIT Y CAJA 2X4" PARA MONTAJE DE TERMOSTATO, CONEXIÓN, PRUEBAS Y PUESTA EN MARCHA. |      |         |
| SUBTOTAL MANO DE OBRA MXN |          |        |                                                                                                                                                                            |      | \$0.00  |

Figura 6.10: Catálogo de conceptos

## 6.8. Puesta a punto del sistema de adsorción

El equipo chiller de adsorción de la marca Sortech que se puso en operación, fue instalado en la empresa *Módulo Solar* ubicada en Jiutepec, Morelos.

El proceso de instalación del sistema chiller y los periféricos como son; torre de enfriamiento, sistema de bombeo, tanque de almacenamiento de agua caliente, colectores solares planos, instalación hidráulica y eléctrica se desarrolló en el **primer semestre de doctorado**, que corresponde a agosto-diciembre de 2014.

Las actividades realizadas en el segundo semestre para poner a punto el equipo antes de ejecutar el arranque fueron las siguientes:

1. Cambio de idioma en el controlador
2. Evacuación del sistema
3. Aislamiento de canalizaciones de agua
4. Instalación y cableado de sensores
5. Revisión
6. Procedimiento de arranque

### 6.8.1. Cambio de idioma en el controlador Sortech

El equipo Sortech cuenta con un controlador principal y un display para mostrar información. El controlador inicialmente viene en idioma Alemán, motivo por el cual se tomó la decisión de cambiar la opción a idioma inglés. Lo que se hizo fue lo siguiente:

1. Energizar el sistema eléctricamente. Al hacer esto, el chiller inicia su operación, mandando señal a las bombas y la torre de enfriamiento y todo comienza a funcionar con una configuración automática que le ha sido instalada de fábrica. En el momento que el equipo está energizado, el display se ilumina y muestra información en Alemán.
2. Basta con presionar uno de los dos botones de desplazamiento, marcado con una flecha hacia abajo y localizar la palabra *Sprache*, posición en la que se presiona *Enter* (Boton central, en medio de los dos botones de desplazamiento). Al ingresar en el campo *Sprache*, aparece la opción a inglés, se selecciona el lenguaje y se presiona *Enter*.

### 6.8.2. Evacuación del sistema

Para realizar vacío en el sistema, fue necesario el kit de vacío, que consiste en una bomba de vacío, manómetro, manguera KF y conexiones KF.

Se siguió el procedimiento que indica el manual del kit de vacío pero el equipo no estuvo en condiciones de operar, motivo por el cual, fue necesario contactar al área de servicio del fabricante para solicitar



información.

El ingeniero de parte de Sortech en Alemania, que estuvo asesorando en el proceso es René Weinitshke, debido a que en el manual de evacuación del equipo se tienen algunas ambigüedades y tuvieron que resolverse con el personal de Alemania. **Finalmente el procedimiento realizado fue el siguiente:**

1. Poner en operación todo el sistema Sortech: Chiller, sistema de bombeo, torre de enfriamiento y aspersores
2. Conectar la bomba de vacío, el cabezal de succión y todas las conexiones a la terminal de vacío del equipo
3. Llevar el agua de generación a 80°C, mínimamente
4. El agua de la torre de enfriamiento por debajo de 25°C
5. Se pone el equipo en modo *Active* desde el controlador integrado al chiller
6. Se presiona el botón de servicio localizado en la caja principal de conexiones
7. Ahora se debe verificar que las temperaturas en las camaras 1 y 2 sean iguales o difieran en 1°K (A1 y A2)
8. Con A1 y A2 iguales, se procede a hacer vacío a la manguera (sin abrir el cabezal de succión)
9. Se abre el cabezal de succión y se observa la presión que tienen las cámaras
10. Si la presión es mayor a la de saturación, se debe hacer vacío hasta alcanzar la presión de saturación
11. Se enciende la bomba y se abren las válvulas para hacer vacío al equipo, se mantiene por 15 minutos
12. Si no se ha alcanzado, encender bomba y posteriormente abrir válvulas y cabezal
13. Alcanzada la presión de vacío requerida, se cierra el cabezal y se apaga la bomba
14. Se presiona el botón de servicio nuevamente
15. El equipo se cambia de modo *Active* a modo *Operate*
16. El equipo comenzará a enfriar el agua que ingresa al intercambiador del evaporador

### 6.8.3. Aislamiento de canalizaciones

Las canalizaciones del fluido de trabajo, que en este caso es agua, debieron aislarse para minimizar las pérdidas térmicas en el sistema. Inicialmente la tubería estaba desnuda, por lo que se tomó la decisión de aislar de la siguiente manera:

1. Armaflex elastómero 1"de espesor para tubería de torre de enfriamiento
2. Fibra de vidrio 1"de espesor para tubería de agua de baja temperatura
3. Fibra de vidrio 1"de espesor para tubería de agua de alta temperatura
4. Fibra de vidrio 2"de espesor para tanque de almacenamiento de agua caliente

#### 6.8.4. Instalación de sensores

El sistema de adquisición de datos registra temperaturas y flujos de operación.

Se han colocado sensores de temperatura en diversos puntos del sistema, fundamentalmente a la entrada y salida de: Generador, Torre de enfriamiento (lado de aire como lado de agua), UMA (lado agua como lado aire), tanque de almacenamiento de agua caliente, banco de colectores (lado del tinaco como lado de los colectores).

Adicionalmente, se han colocado sensores de temperatura ambiente al exterior como al interior del cuarto de máquinas y 3 sensores para medir la estratificación en el tanque de almacenamiento de agua caliente.

Los sensores de flujo miden el flujo en: generador, torre de enfriamiento, UMA, banco de colectores.

Por último se instaló un piranómetro para medir la irradiancia. Los sensores a la entrada, media y salida del banco, los de estratificación así como el piranómetro fueron instalados para mediciones requeridas por M.I Sergio Lugo.

#### 6.8.5. Revisión

Para la manipulación del equipo se siguieron los pasos del manual. Debe revisarse en el controlador, que la pantalla no indique ningún error. Inicialmente el controlador debió ponerse en inglés, debido a que venía en alemán. Las principales funciones a manipular se mencionan a continuación.

##### User Inputs

En esta sección es posible indicar el set point del agua helada, así como la temperatura del agua caliente al generador a la que debe accionarse el chiller, la cual no debe ser menor a 55°C, cuando los sensores del chiller detectan esta temperatura de generación, el ciclo comienza a operar automáticamente.

##### Manual Settings

Esta sección permite cambiar de modo automático a modo manual. En modo manual, tanto las bombas como los ventiladores de la torre y sus aspersores pueden modularse desde 1 hasta 100 %. Lo anterior significa que si los ventiladores están al 100 %, rotarán a su máxima velocidad, o a la mitad de su velocidad si se encuentran al 50 %. Lo mismo pasa con la apertura de los aspersores, cuya operación es controlada por una válvula selenoide que abre y cierra de manera modulante.

##### Values

Esta sección permite visualizar los valores medidos por el propio chiller y los presenta en la pantalla del controlador principal es posible ver temperaturas del agua helada. Si en la sección *Code* se introduce el código del equipo, es posible ver las temperaturas de salida del agua del generador, de la torre de enfriamiento, del agua helada, así como la potencia térmica de enfriamiento en kilowatts.

#### 6.8.6. Arranque del sistema Sortech

Para poner en marcha el sistema, se lleva el agua de baja temperatura a 5°C, posteriormente se enciende la manejadora de aire. Cuando la manejadora se enciende, una válvula de 3 vías deja pasar el agua a su serpentín, lo que permite que el aire se enfríe al pasar por el exterior de los tubos aletados.

Basta con energizar el sistema y en la sección **Manual Settings** poner a un 100 % la operación de la torre de enfriamiento, bombas del rack *Sortech*. Adicionalmente deben activarse los aspersores con una apertura de un 30 %. En la entrada **User Inputs** debe asignarse una temperatura de set point para el agua de baja temperatura, comercialmente se manejan temperaturas de 5 a 7°C.

Debido a que el sistema aparentemente tiene un defecto de fábrica, no puede ser encendido o apagado desde el controlador, debe operarse desde el centro de carga activando o desactivando el interruptor (Braker Circuit).

Las temperaturas alcanzadas en el agua al momento del arranque fueron por debajo de los 4°C en ausencia de carga térmica.

## 6.9. Desarrollo de programas en HP.VEE

*HP.VEE* es una herramienta que permite programar de manera rápida, algoritmos aplicables a la instrumentación, automatización y control de actuadores.

Para la programación del sistema de adquisición de datos se contó con el apoyo de los **M.I.: Iris Santos, Francisco Hernández, José Camilo Jiménez**. Sin embargo, durante el desarrollo del proyecto se integraron más sensores al sistema y esto resultaba en modificaciones al programa. Por esto es que fue primordial estudiar el lenguaje de programación y así desarrollar programas sin interferir en las actividades de los compañeros mencionados.

Con la finalidad de manejar el sistema de adquisición de datos, fue necesario estudiar el manual de programación HP.VEE, mediante el cual, fue posible aprender a desarrollar programas básicos que son totalmente funcionales. Mediante el uso de este manual, se logró aprender el algoritmo de operación, los comandos básicos, y también se logró desarrollar un programa de adquisición de datos para el sistema de adsorción instalado en la empresa Módulo Solar.

El software *HP.VEE* permite dar de alta instrumentos. Contiene un administrador de instrumentos que pueden ser activados o desactivados según se usen o no. Este es el primer paso.

### Alta de instrumentos en HP.VEE

Una vez que se tiene el adquisidor de datos con sus tarjetas correspondientes, debe tomarse en cuenta una nomenclatura de 3 dígitos. Dicha nomenclatura dicta que si el adquisidor tiene 3 alojamientos para tarjetas, el primer dígito será como máximo el número 3. De esta forma, el primer dígito será 1 si la tarjeta se instala en el alojamiento 1, ó 2 si esta en el alojamiento 2.

Si el adquisidor utiliza solamente una tarjeta, resulta sencillo. Para indicarle al adquisidor que inicie el registro de datos en determinados sensores, se indica primero el dígito del alojamiento de la tarjeta y posteriormente, el número de canal en que se encuentra instalado el sensor. De esta forma, si un sensor está instalado en el canal 12 de una tarjeta que se encuentra en el alojamiento número 2 del adquisidor, debe escribirse en el programa "212", que indica, tarjeta del alojamiento 2, canal 12.

Para dar de alta el instrumento, es necesario instalar el software y todos sus controladores en una PC, posteriormente, conectar el adquisidor a dicha PC. El primer paso es iniciar **IOS manager**, que permite que el adquisidor sea detectado por la computadora.

Una vez que la computadora registra el instrumento, un número serial es emitido, éste número es la dirección que se debe inscribir al momento de darlo de alta. Es necesario ahora, abrir la función **Instrument manager**. Debido a que el adquisidor ya fue detectado, se debe dar un nombre, y colocar el número serial en el **Adress number**. Posteriormente, en *Ajustes avanzados* se cambia a modo **Live**.



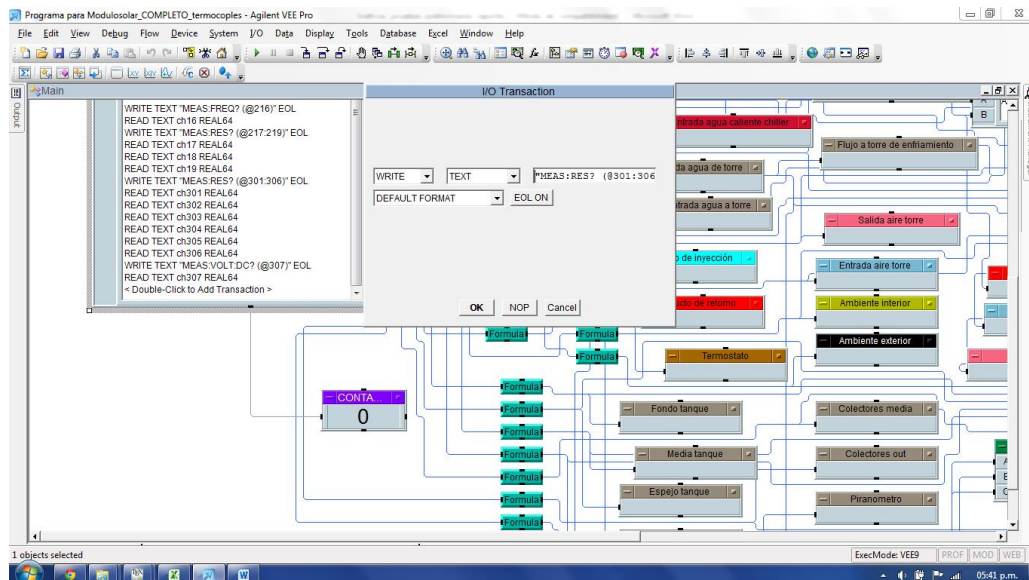


Figura 6.12: Comandos para instrucción de medición, según el sensor utilizado

Se pueden dar de alta tantos instrumentos se deseen y pueden desactivarse presionando el modo *Live* y cambiándolo a *Off*.

Una vez que se ha dado de alta el instrumento y se han registrado los sensores de cada tarjeta y cada canal, es necesario convertir la señal en un valor. En el caso de los sensores de temperatura tipo RTD, el valor que arroja la tarjeta es un valor de resistencia eléctrica. Sin embargo, a la hora de calibrar el sensor, a diferentes temperaturas le corresponden diferentes valores de resistencia eléctrica. Con estos valores se obtiene una curva y una ecuación mediante regresión lineal. Ésta ecuación es la que *convierte* una señal de resistencia eléctrica en Temperatura para este caso mencionado.

Para cada tipo de sensor, existe una señal, y con los datos obtenidos en la calibración se traza una curva y se obtiene una ecuación, misma que se introduce en el programa y mediante vínculos, es posible mandar el valor de la señal de determinado canal a una ecuación, el valor será tomado por la ecuación y arrojará un resultado. Éste resultado es el valor de la medición, mismo que podemos dejar registrado posteriormente.

A continuación se muestran las imágenes de la introducción de fórmulas al programa usando: *Device->Fórmula*. Figura 6.13.

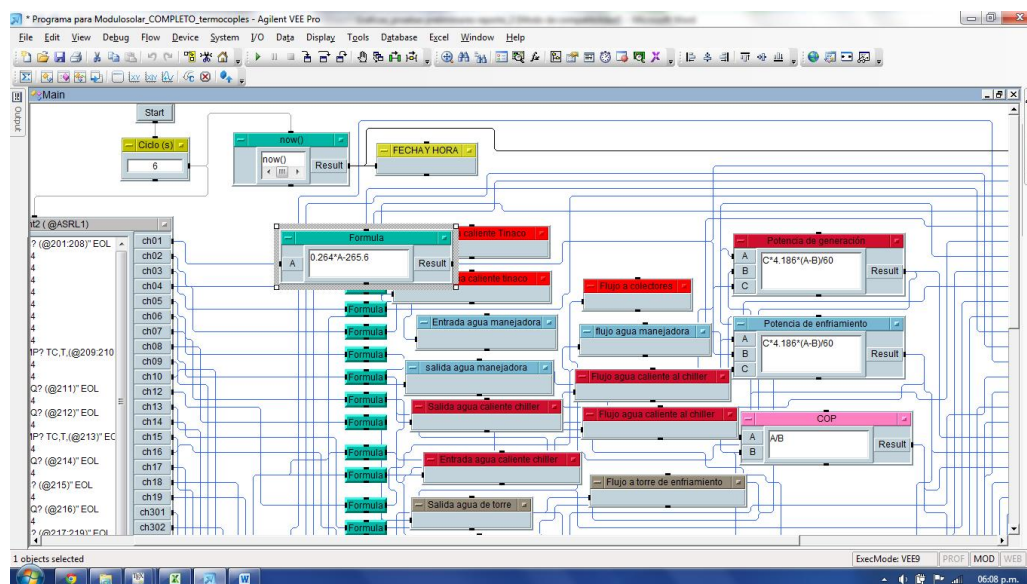


Figura 6.13: Fórmulas, display y conexiones entre ambas

Hasta ahora, se ha dado de alta el instrumento, las tarjetas, los sensores y se ha obtenido una señal con la que podemos obtener un valor a través de una ecuación.

El paso siguiente es, por una parte, visualizar ese valor si es que nos conviene hacerlo, por otro lado, guardar en un archivo todos los valores registrados en la corrida experimental.

Para visualizar ese valor, basta con introducir un *Display->AlphaNumeric* y utilizando un vínculo, que no es otra cosa que una línea que conecta una operación con otra, es posible enviar el valor calculado por la ecuación a un pequeño display que muestra el resultado. Para hacer el vínculo entre operaciones, basta hacer un click sobre la terminal derecha de una operación y posteriormente hacer otro click sobre la terminal izquierda de la operación siguiente. El click se realiza con el botón izquierdo. Cada operación consiste en una caja con terminales, la secuencia de información es de izquierda a derecha, algoritmo que debe respetarse. Por esto último es que el resultado sale por la parte derecha de la caja que contiene la ecuación y se dirige a la terminal izquierda del display.

Finalmente, los datos también deben guardarse en un archivo si se requiere procesar la información. Para este caso, es necesario utilizar la operación *I/O->To->File*. Lo que aparecerá será una caja similar al de adquisición de datos, en realidad es un adquisidor de datos que recibe todas las lecturas y las guarda en un archivo de escritura.

Debido a que es un adquisidor de datos, deben vincularse todas las lecturas a este nuevo adquisidor, para lo cual deben darse de alta todos los canales indicando, su número de tarjeta y número de canal.

Se muestran a continuación las imágenes del procedimiento para generar un archivo de datos. Figura 6.14 y 6.15.

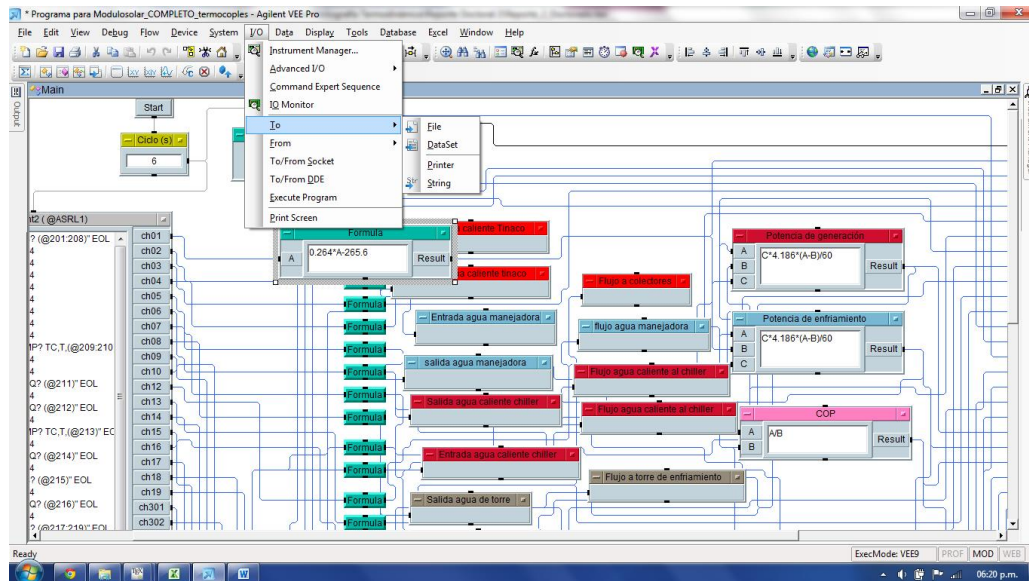


Figura 6.14: Generación de un archivo de datos, se nombra y direcciona el archivo

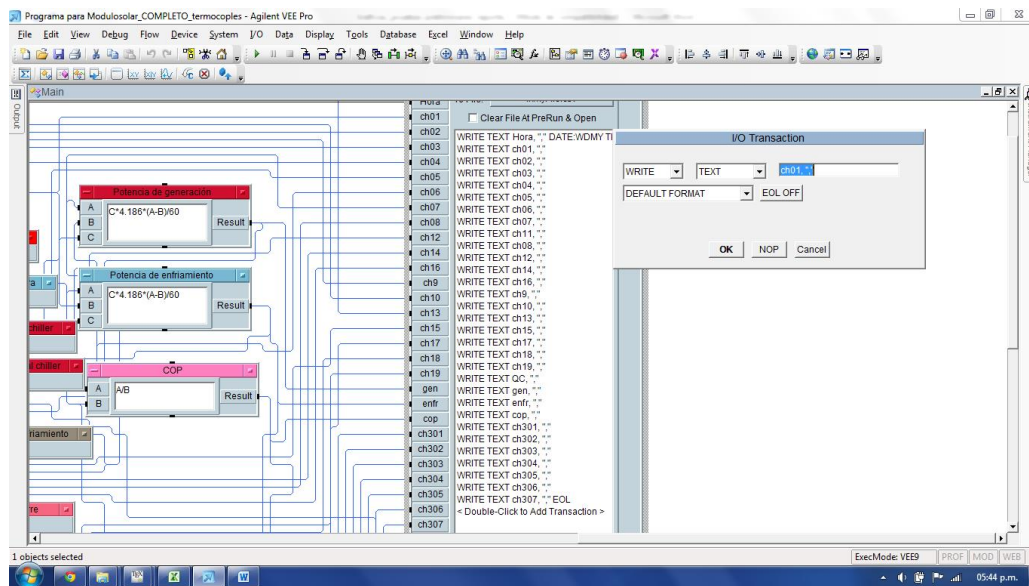


Figura 6.15: Generación de un archivo de datos, se utilizan comas para separar datos en columnas

Se debe dar de alta cada canal y nombrarlo, debe indicarse el separador para que existan columnas, por lo tanto se pone una coma entre comillas, figura 5.39.

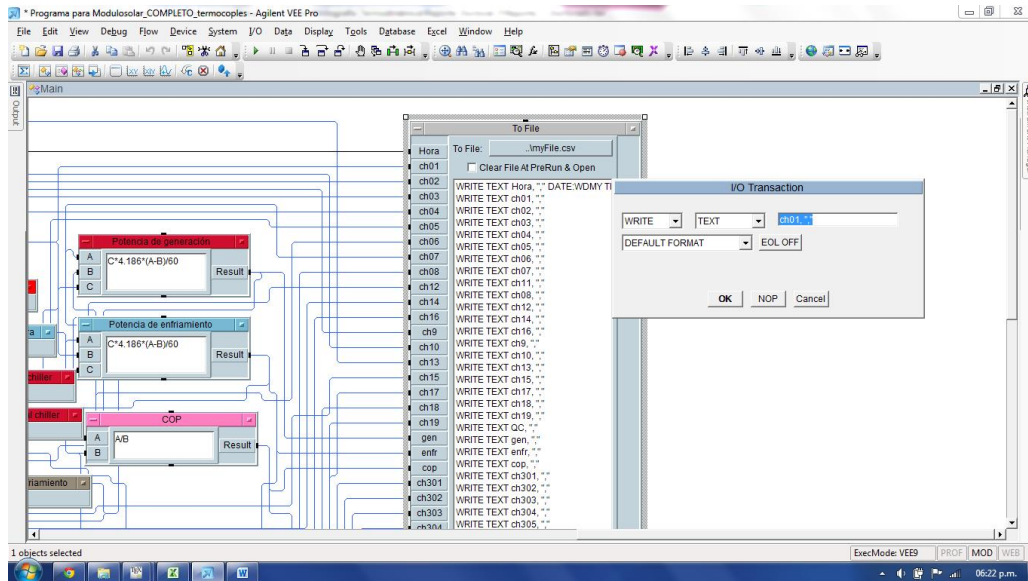


Figura 6.16: Generación de un archivo de datos, se utilizan comas para separar datos en columnas

## 6.10. Evaluación preliminar de un sistema de adsorción

Se realizó la evaluación experimental de un sistema de adsorción que opera con sílica gel como adsorbente y agua como refrigerante, se desarrolló el proyecto ejecutivo y se ejecutó la obra en el primer semestre de doctorado. Ahora en segundo semestre, el chiller de adsorción se puso a punto y se realizó el arranque. Posteriormente se procedió a evaluar experimentalmente.

### 6.10.1. Balances de energía

Los balances de energía se realizan con base en lujos externos, ya que el equipo viene sellado de fábrica.

La potencia térmica sea para generación, condensación o refrigeración, se calcula:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (6.1)$$

Posteriormente el **Coefficiente de desempeño** COP puede calcularse de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (6.2)$$

En donde:

$\dot{Q}_E$ : Potencia térmica de refrigeración

$\dot{Q}_G$ : Potencia térmica de generación

$\Delta T$ : Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del flujo externo al componente en estudio

## 6.11. Operación y Evaluación preliminar del sistema Sortech

Se ha mencionado anteriormente que el sistema de acondicionamiento de aire que opera en el ciclo de **Adsorción** de la marca **Sortech**, se instaló en la empresa **Módulo Solar** ubicada en Jiutepec, Morelos.



Una vez que el sistema se instaló, se puso a punto, se instalaron todos los sensores adicionales y se realizó el arranque, fue posible la operación bajo condiciones establecidas y por periodos de tiempo de 5 horas en promedio.

### 6.11.1. Condiciones de operación

Para la operación del sistema, se establecieron condiciones de operación desde el controlador:

1. Temperaturas de Generación: 65, 70, 75, 80 y 82.5°C
2. Set point de baja temperatura: 5°C
3. Sistema de bombeo: 100 %
4. Torre de enfriamiento: 100 %
5. Aspersores de rocío a la torre: 20 %

Temperaturas de generación menores de 75°C, permiten la *producción de frío* sin embargo para las temperaturas ambiente de la ciudad, la potencia térmica de enfriamiento es tan baja, que la temperatura del agua al evaporador desciende de forma muy lenta. Los materiales del chiller Sortech, están diseñados para operar a **Temperaturas máximas de generación** de 95°C, sin embargo por seguridad las pruebas se mantendrán por debajo de los 90°C.

Las pruebas al sistema se dividieron en 2 partes:

1. Pruebas en estado cercano al transitorio
2. Pruebas en estado cercano al estacionario

Se operó el sistema por 10 días en condiciones transitorias, lo que significa que la bomba de los colectores estuvo operando la mayor parte del tiempo, debido a que se seleccionó un set point para agua de generación de 90°C. De esta manera, la temperatura del agua de generación se incrementó desde 60°C hasta llegar a su set point. Con esto se pretendía conocer el funcionamiento del equipo operando desde su temperatura mínima de arranque, la cual sucede a los 60°C, y observar si el sistema abate la carga térmica, conocer las potencias térmicas respecto al tiempo y al incremento de la temperatura de generación.

Para estado transitorio, han seleccionado 2 pruebas que equivalen a un día de operación cada una. Los resultados se muestran en el apartado siguiente.

### 6.11.2. Pruebas en estado pseudo-transitorio

Con la finalidad de síntesis, se tomaron 2 días de experimentación. Todos los flujos mostrados, son flujos externos, para el caso del chiller el fluido externo de trabajo es agua. A continuación en la figura 6.17, se muestra el comportamiento de las temperaturas de operación del equipo, se muestran 6 temperaturas que indican entrada y salida de agua en Generador, Condensador y Unidad Manejadora de Aire (UMA).

Inicialmente se pone en operación el chiller sin encender la manejadora de aire, motivo por el cual el chiller opera en el arranque, sin la carga térmica del recinto. Lo anterior se logra mediante una válvula de 3 vías instalada en la UMA, que mientras la UMA esté apagada, desvía el agua hacia el evaporador del chiller sin pasar por el serpentín de la manejadora, al encender la manejadora, la válvula de 3 vías direcciona el flujo hacia el serpentín de la UMA. Se muestra a continuación la fig.6.17.

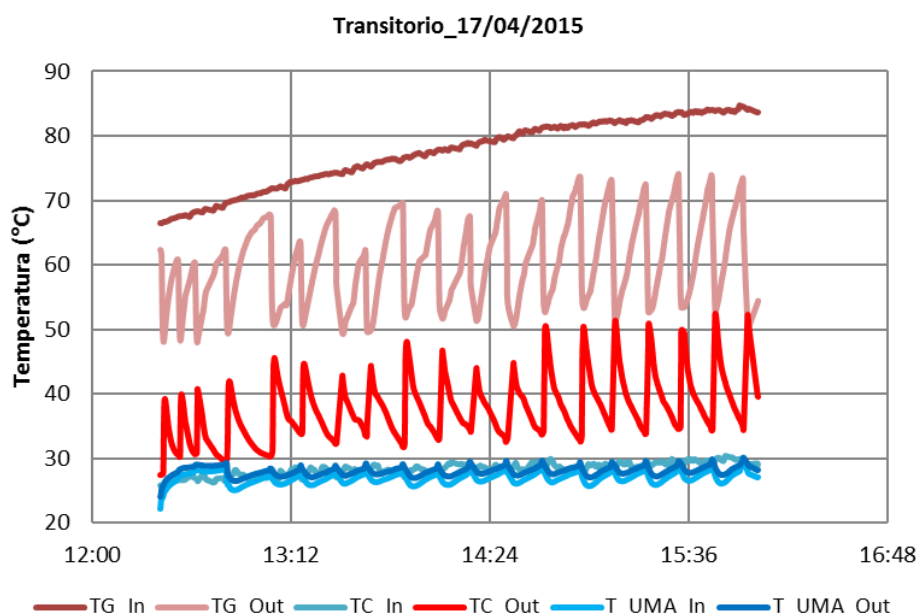


Figura 6.17: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

Lo primero a observar en la fig.6.17, es que la temperatura de generación va de 65 a 85°C. Ésta es la temperatura del agua que viene del tanque de almacenamiento de agua caliente (Colectores solares) que ingresa al generador del equipo de adsorción. Una vez que el agua de alta temperatura entra al primero de los 2 adsorbedor-generator, el generador comienza a liberar el refrigerante (agua), mientras que la otra cámara actúa como adsorbedor tomando el vapor que sale del evaporador para cargarse de refrigerante.

Es necesario mencionar que el chiller de adsorción tiene 2 cámaras de vacío. Ambas operan como **Generador-Adsorbedor**, lo que significa que mientras que la cámara 1 opera como Generador, la cámara 2 opera como adsorbedor y viceversa. En un inicio la sílica tiene el máximo de refrigerante y por esto es que cuando el agua de generación sale del generador, sale con una temperatura mucho menor a la que ingresó. Sin embargo, conforme la cámara 1 se queda sin refrigerante, le retira menos calor al agua de generación, tanto así que casi se igualan las temperaturas de entrada y salida del agua de generación.

El proceso puede entenderse mejor si se observa la temperatura del agua a la salida del generador **TG\_Out**. Puede notarse la forma de *Dientes de sierra*. Cada diente de sierra inicia y termina cerca de los 50°C. Esto significa que cada diente de sierra es una cámara (por ejemplo cámara 1, generador-absorbedor) que está operando como generador, al principio tiene el máximo de refrigerante y la diferencia de temperatura entre la TG\_In y la TG\_Out, tiene un máximo también. Conforme la cámara 1 se queda sin refrigerante, el agua de generación cede poco calor, y la temperatura del agua a la salida del generador se incrementa y se aproxima a la temperatura de entrada, esto se observa en la cresta del diente de sierra donde TG\_Out tiende hacia TG\_In.

El chiller está automatizado e inmediatamente cambia de modo a la cámara 1 y pasa de ser generador a ser adsorbedor. El primer paso es enfriar la cámara para que la sílica pueda adsorber, debe tener baja temperatura, por lo que el agua de la torre de enfriamiento ingresa a la cámara 1 y le retira el calor residual del proceso de generación. Por esto es que la temperatura del agua que sale del condensador y del adsorbedor, TC\_Out, presenta el mismo comportamiento de diente de sierra que el agua de generación, pero invertida, pues mientras el agua de generación cede calor, el agua de la torre retira calor. Mientras esto sucede, se cierra la válvula de generación que el chiller tiene interiormente. Una vez que la cámara 1 tiene la temperatura mínima alcanzable, un juego de válvulas convierte la cámara 1 en adsorbedor y la cámara 2 en generador. Ahora el agua de generación puede ingresar a la cámara 2.

El agua que ingresa a la torre de enfriamiento y que sale del condensador y adsorbedor, TC\_Out, inicia cerca de los 50°C que es el calor residual del proceso de generación, pero conforme ocurre el proceso de generación, la temperatura del agua que ingresa a la torre disminuye pues solo retira calor al condensador. Puede verse que la temperatura del agua que ingresa a la torre de enfriamiento TC\_Out va de 28 hasta los 54°C.

La temperatura de condensación durante la operación estable del sistema una vez que arranca la UMA, TC\_In, se mantiene cerca de los 29°C, mientras que el agua *fría* que ingresa a la UMA; T\_UMA\_In, inicia en 21°C y posteriormente se mantiene en 24°C. Finalmente el agua que sale de la UMA, T\_UMA\_Out, tiene una temperatura 3°C, por arriba de T\_UMA\_In, manteniéndose aproximadamente en 27°C.

En la figura 6.18, que se presenta a continuación, pueden verse las temperaturas del comportamiento general del sistema de enfriamiento, son en total 7 temperaturas, temperaturas de: Generación (TG), Condensación (TC), Agua al evaporador (TE), temperatura del aire *Frio* de inyección al recinto (T\_Aire\_Iny), Temperatura del aire de retorno a la UMA (T\_Aire\_Ret), Temperatura del recinto y temperatura del ambiente al exterior (ambiente).

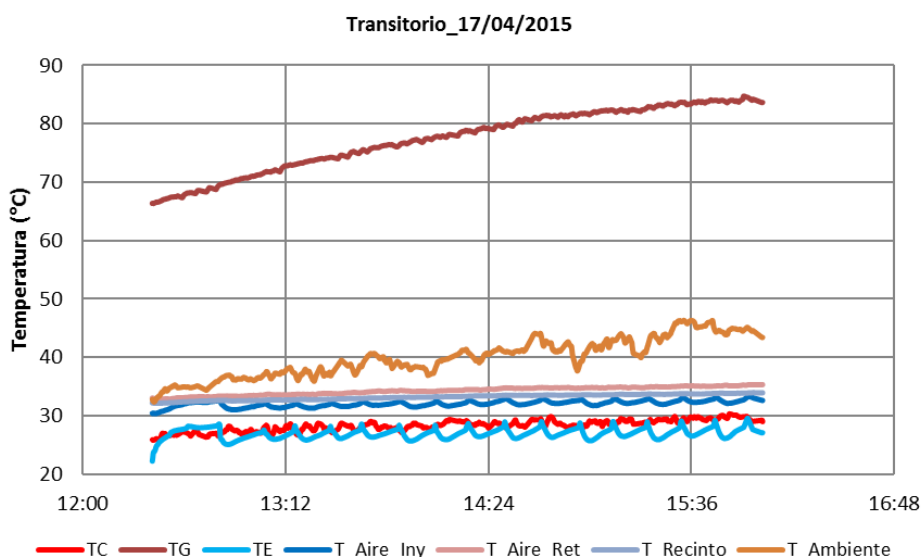


Figura 6.18: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

También en la figura 6.18, es interesante observar que la temperatura al exterior, varía de 33 hasta 43°C, tiene una tendencia ascendente para el tiempo de la prueba. Esta tendencia ascendente repercute en el enfriamiento por parte del equipo, lo que puede notarse si se observa TE, que comienza en 23°C y tiene oscilaciones propias del sistema dado que es intermitente, sin embargo los picos de las oscilaciones inicialmente no pasan de 28°C, pero terminan llegando a 30°C.

También puede verse que TC, que es la temperatura que sale de la torre de enfriamiento y se dirige al condensador del chiller, inicia en 26°C y termina en 30°C, también presenta las oscilaciones propias del comportamiento de este equipo. Por otro lado, el aire de inyección al recinto, tiene temperaturas que van de 30°C hasta los 33°C. El aire de retorno va de 33 a 36°C, esto indica que entre el aire que ingresa y el que sale de la manejadora existe un diferencial de 3°C. Ésto hace evidente que la UMA esta operando.

Finalmente, la temperatura del recinto debe parecerse a la temperatura del aire de retorno, esto puede también observarse en la figura 6.19, la temperatura del recinto se mantiene entre la temperatura de inyección y la de retorno, es decir, varía de 32 a 34°C.

En la figura 6.19 que se presenta a continuación, se muestran las temperaturas mostradas en la gráfica anterior, con la diferencia de que se no se muestra TG, lo que permite visualizar de cerca el comportamiento oscilatorio de las demás temperaturas.

Es importante notar que en el cambio de una cámara a otra el chiller deja de *producir* frío, y las oscilaciones en la temperatura del agua *Fría* llegan a ser de hasta 3°C, puede verse al inicio variaciones en el agua enfriada por el evaporado, que van de 25 a 28°C. Esta inercia es transmitida al aire de inyección, que presenta diversos escalonamientos ocasionados por los ciclos realizados por el chiller de adsorción que opera intermitentemente.

En la realidad, las temperaturas que importan son las que se pueden alcanzar para climatizar un recinto, dado que para eso fueron diseñados los equipos de climatización, una mejor idea del comportamiento del equipo, se puede conseguir con la figura 6.20 que se muestra a continuación. Puede observarse que la temperatura del aire de inyección, mantiene en promedio 32°C, el aire de retorno 35°C y el agua *Fría* que ingresa a la UMA se mantiene en promedio a 27°C. En todas las corridas se observa el mismo diferencial de temperaturas, es decir que entre la temperatura del agua dentro del serpentín de la UMA y el aire que atraviesa el serpentín, existe una diferencia de 5°C. Entre el aire de inyección y retorno, existe una diferencia de 3°C.

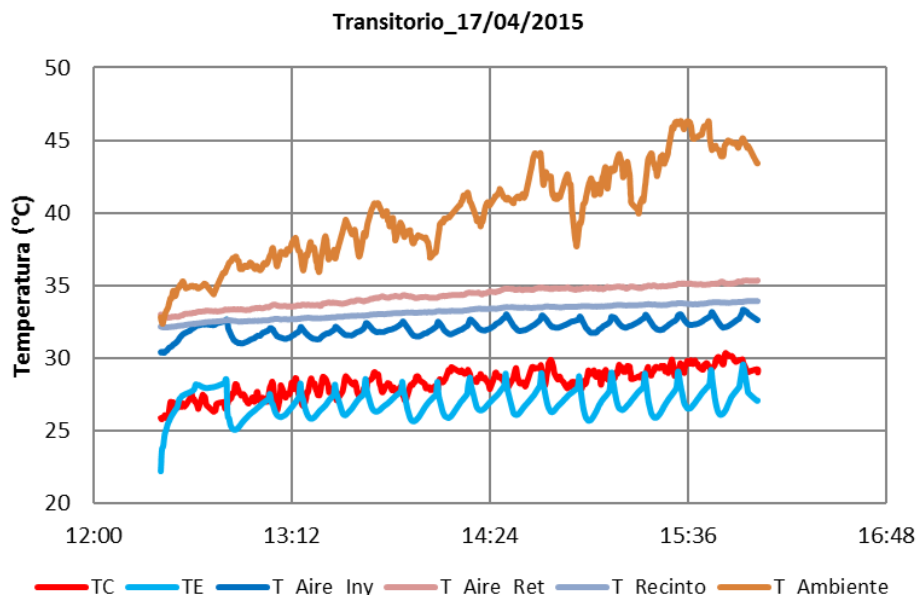


Figura 6.19: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

Posteriormente, la figura 6.20 muestra las temperaturas para climatización, es el mismo gráfico anterior, pero mostrando sólo la temperatura del agua fría TE, y las temperaturas del aire de inyección y retorno en la manejadora de aire.

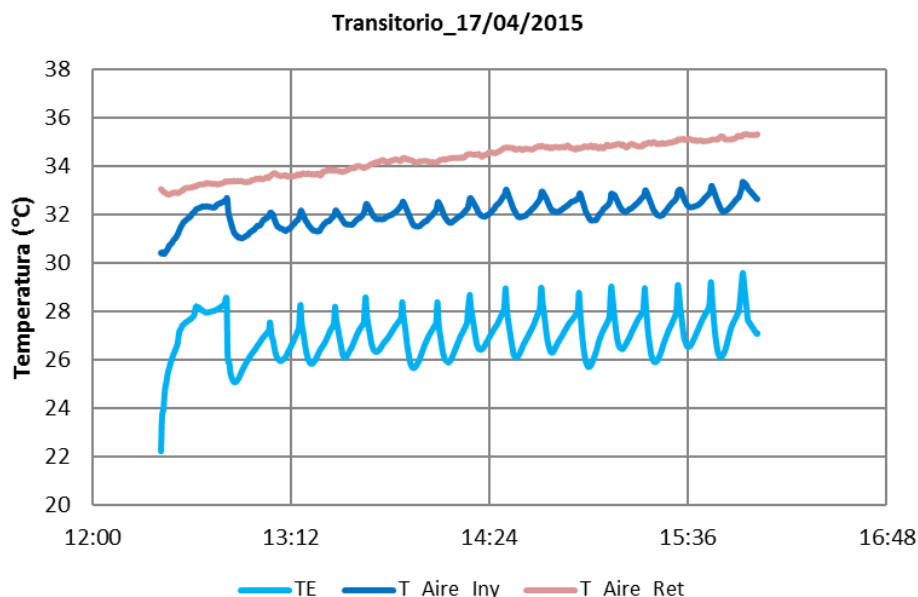


Figura 6.20: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

Las potencias térmicas del sistema de adsorción, tales como: Potencia térmica de generación (QG), condensación (QC) y de enfriamiento (QE), fueron calculadas y se muestran a continuación en la figura 6.21.

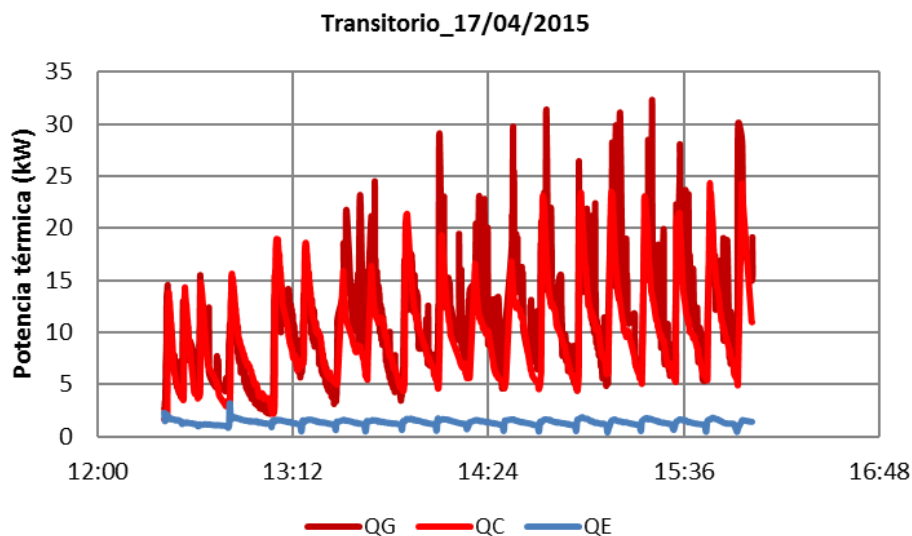


Figura 6.21: Potencias térmicas del sistema de adsorción

Para comenzar, es importante notar que aunque la potencia de enfriamiento del chiller es de 8 kW, no se superan los 4 kW de enfriamiento. Entre cada ciclo de absorción-generación, se tienen potencias térmicas de condensación que van de 3 a 24 kW, mientras que las potencias de generación van de 3 a 30

kW con picos de hasta 33 kW.

Puede observarse también en la figura 6.21, que la potencia de enfriamiento también se ve afectada por las intermitencias del equipo, lo que se hace evidente en los escalonamientos, señal de que por algunos lapsos de tiempo, el equipo deja de producir refrigerante. Es congruente en hecho de que la menor de las potencias térmicas es la de enfriamiento, por algunos periodos de tiempo muy cortos, la potencia de generación es mayor que la de condensación y se debe a las grandes variaciones en el flujo de agua de generación.

A continuación, en la figura 6.22, puede verse el comportamiento de la potencia de enfriamiento desde una mirada de cerca, y se observa perfectamente la perturbación que es ocasionada por el cambio entre el ciclo de una cámara de generación y el ciclo de la otra cámara.

Las potencias de enfriamiento oscilan entre 0.5 y 1.6 kW, con picos de hasta 1.8 kW, lo que representa el 20 % de la capacidad de enfriamiento del sistema. Pueden verse también los *Dientes de sierra* en la gráfica de la potencia de enfriamiento. El equipo produce frío, y las temperaturas de operación son congruentes con lo que se esperaría de los balances térmicos.

Otro punto a notar, es que aunque la potencia de generación va incrementándose con el tiempo, debido a que la temperatura del agua de generación se incrementa también, la potencia de enfriamiento no sufre incrementos notables, más bien, permanece estable en un rango de variaciones sin picos que le hagan llegar a 2 kW.

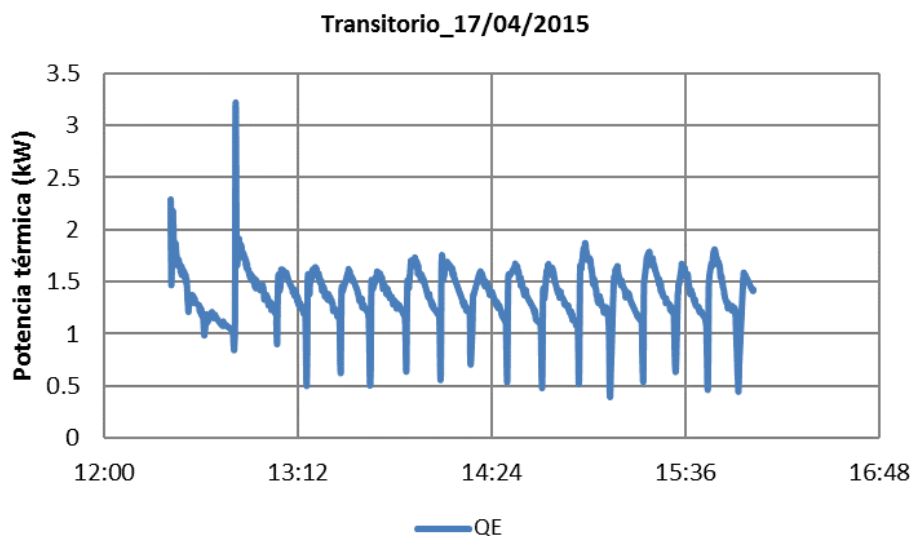


Figura 6.22: Potencia de enfriamiento del sistema de adsorción

El **Coefficiente de Operación** del equipo de adsorción también fue obtenido y puede verse en la figura que sigue, que es la 6.23, se observa que tiene perturbaciones propias del sistema de bombeo del agua de generación. Sin embargo es evidente que la curva muestra un promedio en el que se encuentra aproximadamente un **COP** de 0.17.

También de la figura 6.23 se desprende que el comportamiento del COP es inversamente proporcional al comportamiento de la potencia de enfriamiento, lo que tiene sentido y es congruente con los balances de energía, puede notarse, si se compara la figura 6.22 con la figura 6.23 que en los momentos en que QE presenta picos ascendentes, el COP, presenta picos descendentes, lo que es congruente.

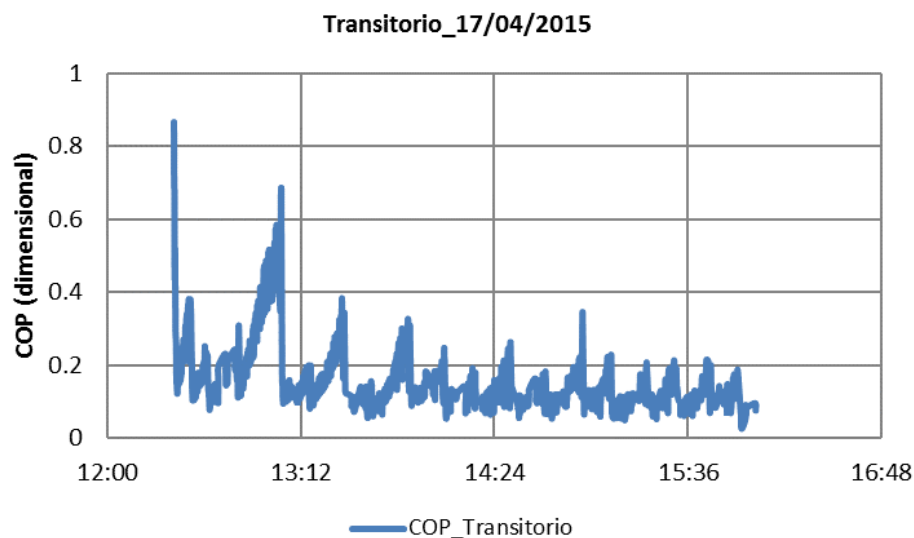


Figura 6.23: Coeficiente de operación del sistema de adsorción

### 6.11.3. Pruebas en estado estacionario

Es complicado para un equipo intermitente que opera con energía solar, alcanzar y mantener el estado estacionario, sin embargo en este paso, se realizaron las siguientes actividades:

1. Fijar una temperatura de generación
2. Mantener los ventiladores de la torre al 100 % de su velocidad
3. Mantener las bombas del chiller al 100 % de su velocidad
4. Mantener los aspersores de rocío a la torre de enfriamiento, funcionando con una apertura seleccionada del 20 %
5. Mantener la UMA operando

Las pruebas que pudieron lograrse son a temperaturas de generación de 65, 70, 75 y 82.5°C. Las pruebas a 80, 85 y 90°C, no pudieron llevarse a cabo por problemas técnicos derivados de fallas en el chiller, sin embargo serán llevadas a cabo en cuanto las fallas sean reparadas.

### 6.11.4. Prueba estado estacionario $T_G=65^\circ\text{C}$

En la figura 6.24 que se muestra a continuación, se puede observar el comportamiento de las temperaturas de operación del equipo de adsorción. Puede observarse que las temperaturas de entrada y salida al generador, tienen diferenciales que van desde 5 hasta 25°C. Se había comentado en el apartado anterior que cuando el generador tiene el máximo de refrigerante, le retira el máximo posible de calor al agua de alta temperatura, por esto es que cuando ésta sale del generador, sale a una temperatura notablemente más baja que a la que entró. Sin embargo cuando el generador tiene poco refrigerante, el agua de generación también termina cediendo poco calor, y en el generador casi se igualan las temperaturas de entrada y salida del agua de alta temperatura.

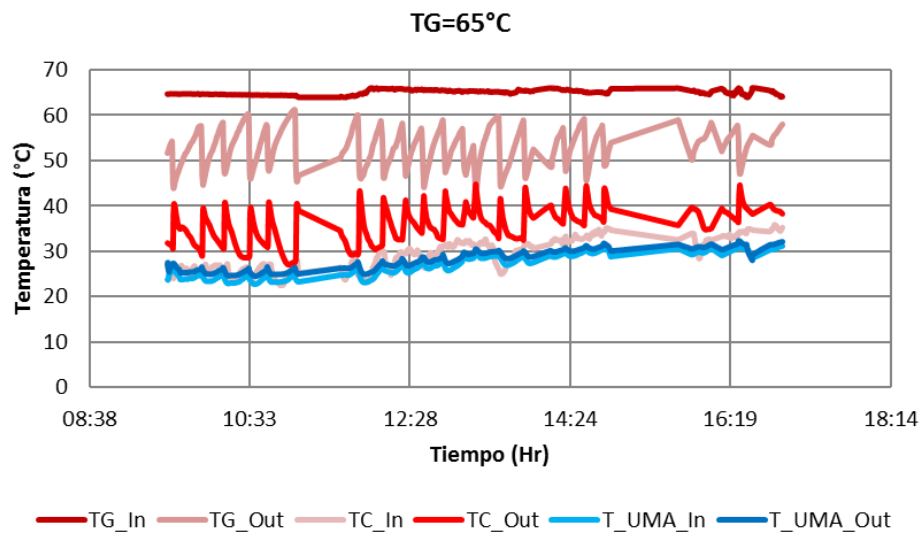


Figura 6.24: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

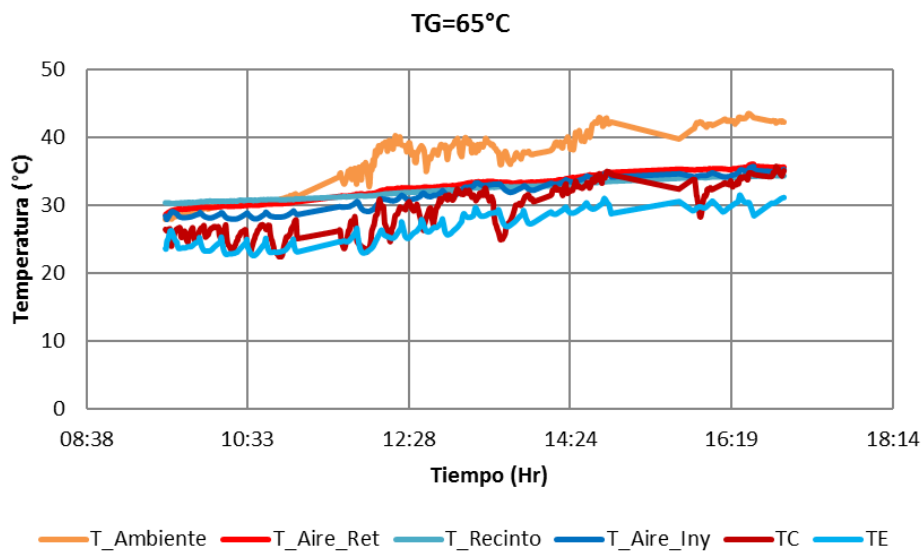


Figura 6.25: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

Se observa también en la figura 6.24 que la temperatura del agua que sale del condensador e ingresa a la torre, TC\_Out, tiene el mismo comportamiento de dientes de sierra que la del agua de generación, pero esta invertida debido a que mientras la primera retira calor, la otra lo cede.

La temperatura del agua de la torre, va de 25 a 35°C, ésta última es una temperatura relativamente alta para el equipo de adsorción debido a que el fabricante recomienda temperaturas alrededor de 25°C. Otro punto a observar, es que la temperatura del agua *Fría* que ingresa a la UMA sigue la tendencia de la temperatura del agua de condensación, lo que tiene sentido, a menores temperaturas de condensación, pueden obtenerse menores temperaturas de evaporación. Sin embargo no se alcanzan temperaturas de agua *Helada*, menores de 25°C cuando la carga térmica del recinto está presente.



La figura 6.25 muestra las temperaturas relacionadas a la climatización de espacios, puede verse que la temperatura del ambiente puede alcanzar valores del orden de los  $42^{\circ}\text{C}$ . En la misma figura puede verse que la temperatura más baja es la del agua que ingresa a la UMA, con las oscilaciones propias de este equipo que opera intermitente. La temperatura del recinto, se mantiene en un punto medio entre la temperatura del aire de inyección y retorno que desplaza la UMA, con valores que van de  $30$  hasta  $35^{\circ}\text{C}$ .

Las potencias térmicas de operación del equipo se observan en la figura 6.26 que se muestra a continuación. Se observa que la potencia de enfriamiento  $Q_E$  se mantiene con valores promedio de  $2\text{ kW}$  y su tendencia es descendente conforme la temperatura ambiente se incrementa como se vio en gráficos anteriores. Las potencias de generación y condensación se corresponden, lo que sugiere que los ciclos intermitentes del sistema funcionan de manera sincronizada. De esta figura se desprende que el chiller de adsorción produce *Frío*.

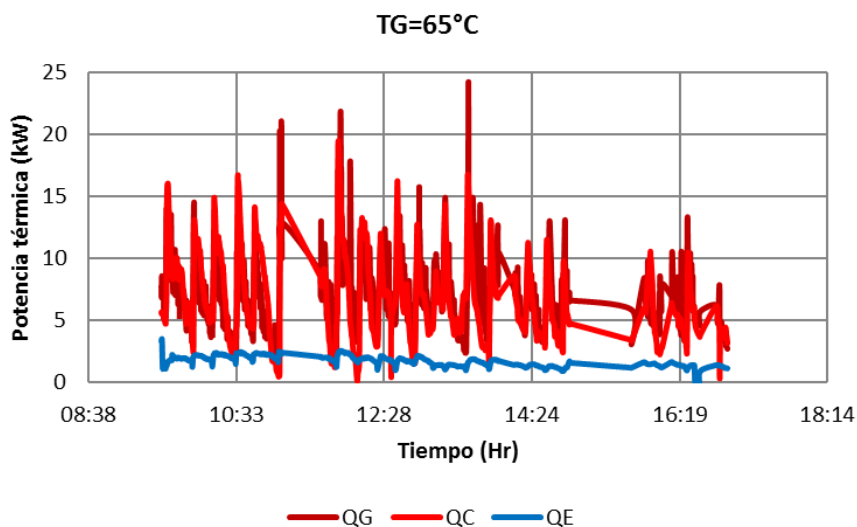


Figura 6.26: Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción

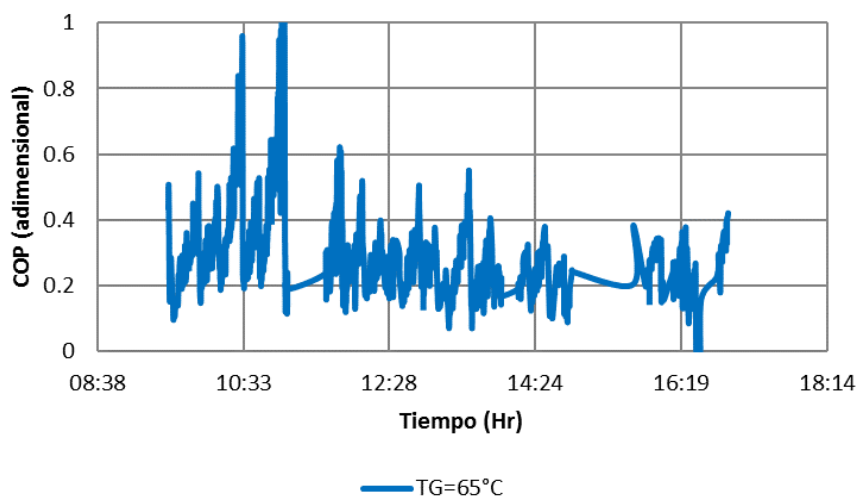


Figura 6.27: Coeficiente de desempeño para  $TG=65^{\circ}\text{C}$

Posteriormente, la figura 6.27 indica que el COP tiene valores promedio por debajo de  $0.2$ . Se espera

que a mayores temperaturas de generación, se obtengan mayores COP. Los valores promediados a lo largo del día se mostrarán mas adelante en un gráfico que incluya el comportamiento del COP para diferentes temperaturas de generación, donde se podrá corroborar la tendencia esperada.

#### 6.11.5. Pruebas estado estacionario $T_G=70^\circ\text{C}$

Las temperaturas de operación del sistema para  $T_G=70^\circ\text{C}$ , se muestran a continuación en la figura 6.28.

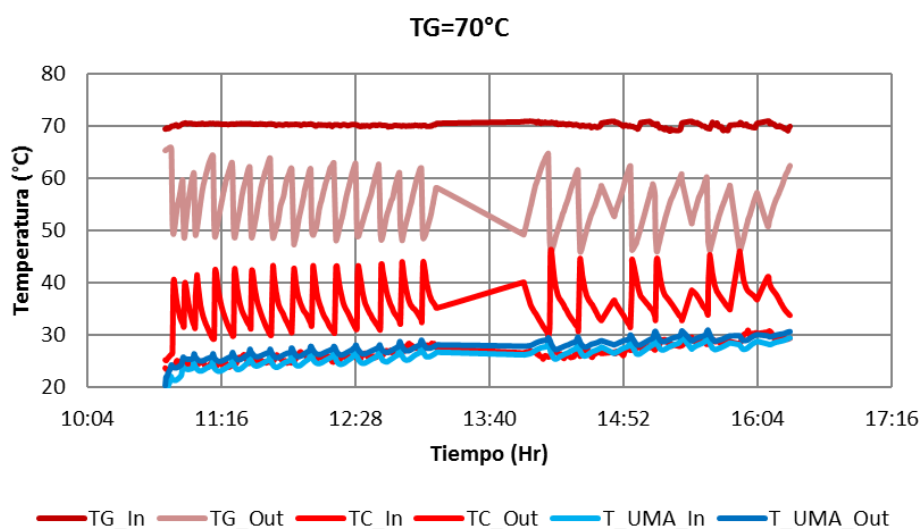


Figura 6.28: Temperaturas de operación para el sistema de adsorción

Se puede observar que la diferencia de temperaturas del agua de entrada y salida al generador va de  $25^\circ\text{C}$ , cuando se está desprendiendo refrigerante de la sílica, hasta  $10^\circ\text{C}$  cuando la sílica ya ha liberado todo el refrigerante posible.

Las temperaturas del agua que sale del condensador e ingresa a la torre de enfriamiento, van de los  $30$  a los  $45^\circ\text{C}$ , y el agua sale de la torre en promedio a  $27^\circ\text{C}$ , lo que indica que la torre está cumpliendo su función. El agua Fría que ingresa a la UMA inicia en  $20^\circ\text{C}$  y se mantiene en un promedio de  $28^\circ\text{C}$ .

A continuación, en fig. 6.29, se muestran las temperaturas relacionadas a la climatización, en la que puede verse la temperatura ambiente y la influencia que tiene sobre el comportamiento térmico del sistema en general. Puede notarse que la temperatura ambiente va de  $30$  a  $44^\circ\text{C}$ , mientras que en el recinto climatizado la temperatura va de  $32$  a  $35^\circ\text{C}$ . La temperatura de condensación va de  $24$  a  $30^\circ\text{C}$ , siguiendo la tendencia del ambiente. El aire de inyección tiene temperaturas que van de  $27$  a  $34^\circ\text{C}$ , mientras que el de retorno tiene temperaturas de  $32$  hasta  $37^\circ\text{C}$ , esto muestra que entre la temperatura del aire de inyección y de retorno, existe una diferencia de  $3^\circ\text{C}$ , aproximadamente.

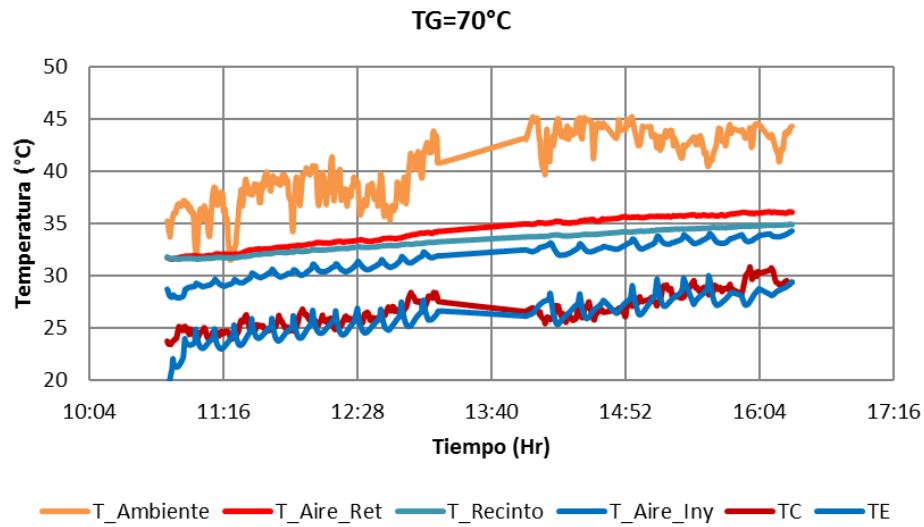


Figura 6.29: Temperaturas de operación para el sistema de adsorción

A continuación se presenta la figura 6.30, en la que se muestran las potencias de operación del sistema.

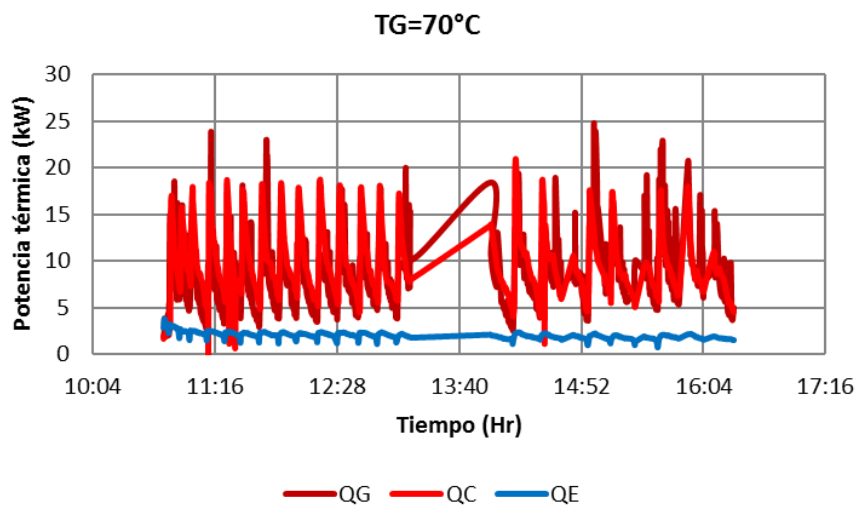


Figura 6.30: Potencias térmicas de operación para el sistema de adsorción

Una mirada más de cerca a la potencia de enfriamiento  $Q_E$ , se muestra en la figura 6.31, donde se tiene en gráfico el comportamiento de la potencia frigorífica desarrollada por el sistema.

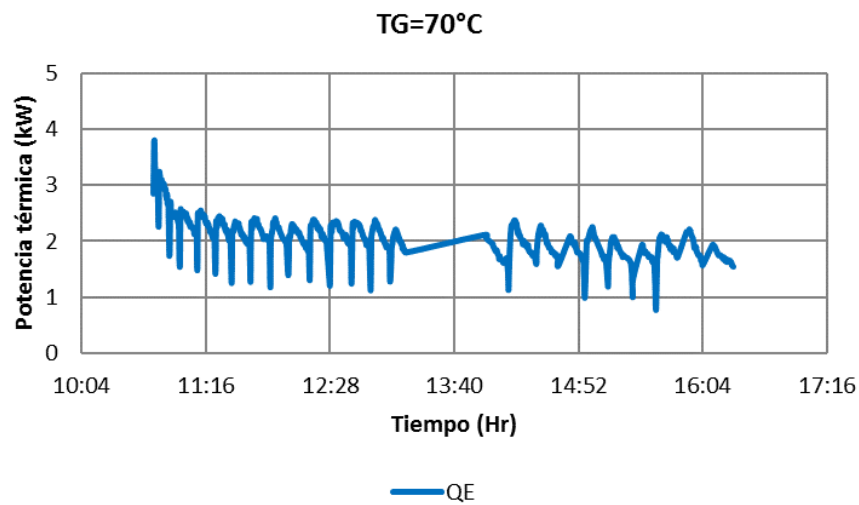


Figura 6.31: Potencias térmicas de operación para el sistema de adsorción

En la figura 6.31 puede observarse que la potencia frigorífica promedio se sitúa en 2 kW, mientras que para  $TG=65^{\circ}\text{C}$ , no superaba 1.8 kW.

En la figura 6.32 se presenta el **Coefficiente de desempeño** del equipo en el transcurso del tiempo.

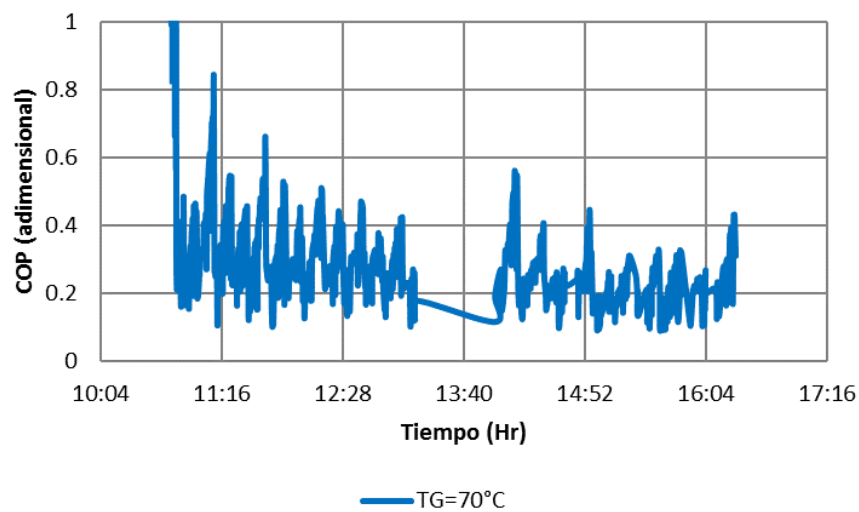


Figura 6.32: Coeficiente de desempeño del sistema de adsorción

Puede notarse que el promedio sitúa al COP por encima de 0.2, mientras que con  $TG=65^{\circ}\text{C}$ , el COP se mantenía por debajo de 0.2. Es evidente que con  $TG=70^{\circ}\text{C}$  el COP tiene un ligero incremento respecto a aquél que se tiene con  $TG=65^{\circ}\text{C}$ .

### 6.11.6. Pruebas estado estacionario $T_G=75^\circ\text{C}$

En esta prueba, el agua de alta temperatura (HT) para generación, se mantiene a  $75^\circ\text{C}$ , es decir  $T_G=75^\circ\text{C}$ . La figura 6.33 muestra el comportamiento de las temperaturas de operación del sistema mientras  $T_G$  se mantiene a  $75^\circ\text{C}$ .

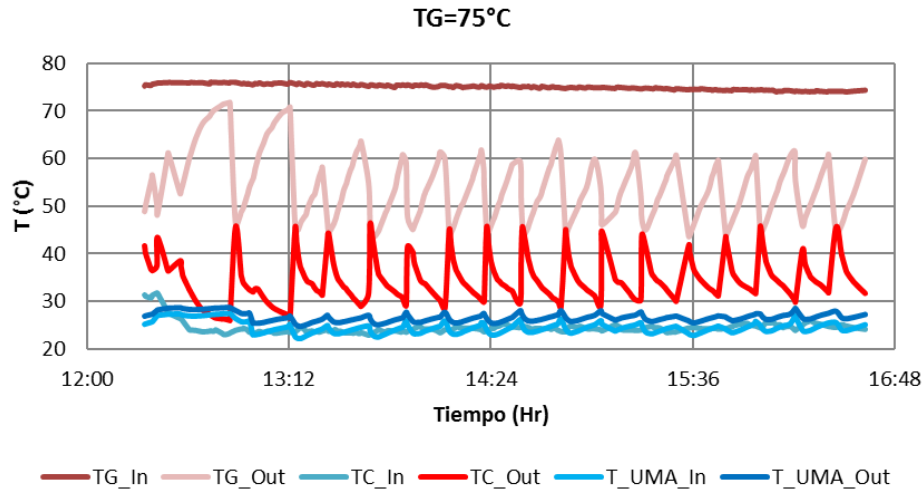


Figura 6.33: Temperaturas de operación del sistema de adsorción

De la figura 6.33, se observa que la diferencia de temperaturas entre el agua que entra y sale del generador, llega a ser de hasta  $35^\circ\text{C}$ , y si el flujo de agua de generación sigue siendo el mismo que en las pruebas anteriores,  $Q_G$  es mayor, lo que es congruente. Además puede notarse también en la figura 5.33, que la temperatura del agua que sale del condensador e ingresa a la torre,  $TC\_Out$ , sigue manteniéndose en  $45^\circ\text{C}$  como máximo, lo que ha sucedido en las pruebas anteriores con menores temperaturas de generación.

En la figura siguiente, la 6.34, se muestran las temperaturas relacionadas con la climatización.

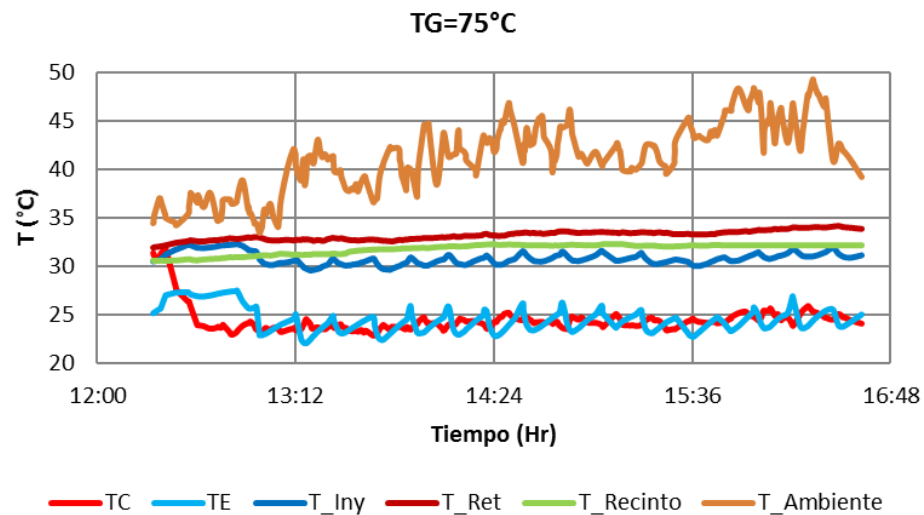


Figura 6.34: Temperaturas de operación del sistema de adsorción

Primeramente se observa que las condiciones climáticas conllevan a temperaturas ambientales que van de 35 hasta 48°C. En esta ocasión el agua de baja temperatura ( $T_E$ ) que ingresa a la UMA, se mantiene por debajo de los 25°C. Mientras que en las pruebas anteriores, con temperaturas de generación más bajas, se mantenía cerca de los 30°C. La temperatura del recinto en ésta prueba, se mantiene alrededor de 32.5°C, mientras que en las pruebas anteriores a temperaturas más bajas de generación, la temperatura del recinto llegaba a los 35°C. Lo anterior muestra una tendencia que hace evidente el hecho de que a mayor temperatura de generación, se obtienen menores temperaturas de evaporación. A continuación, la figura 6.35 permite conocer las potencias térmicas del sistema, entre las cuales la potencia de enfriamiento se mantiene del orden de 3.6 kW.

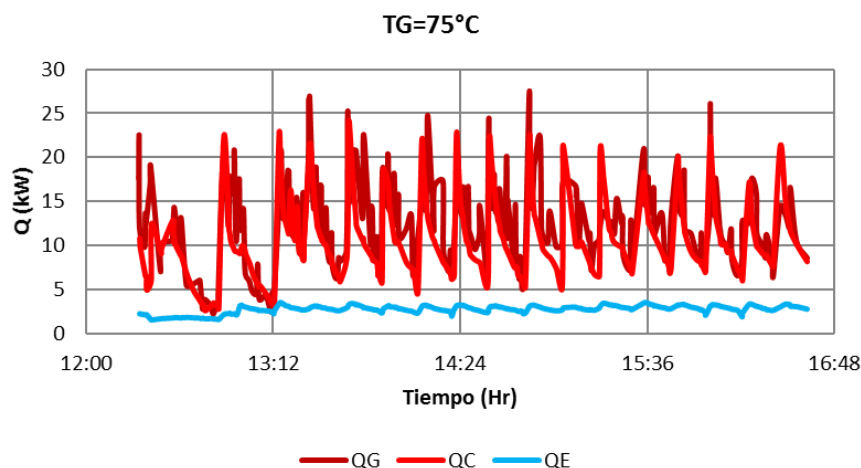


Figura 6.35: Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción

Una mirada de cerca a la potencia de enfriamiento puede lograrse con la figura 6.36 que se muestra enseguida. Puede notarse que la potencia de enfriamiento se mantiene en promedio en 3 kW, un ligero incremento en relación a las pruebas anteriores con temperaturas de generación menores. En la prueba anterior con temperatura de generación  $TG=70^\circ\text{C}$ , la potencia de enfriamiento se mantuvo en promedio de 1.8 kW, mientras que con  $TG=75^\circ\text{C}$ , se mantiene en un promedio de alrededor de 3 kW.

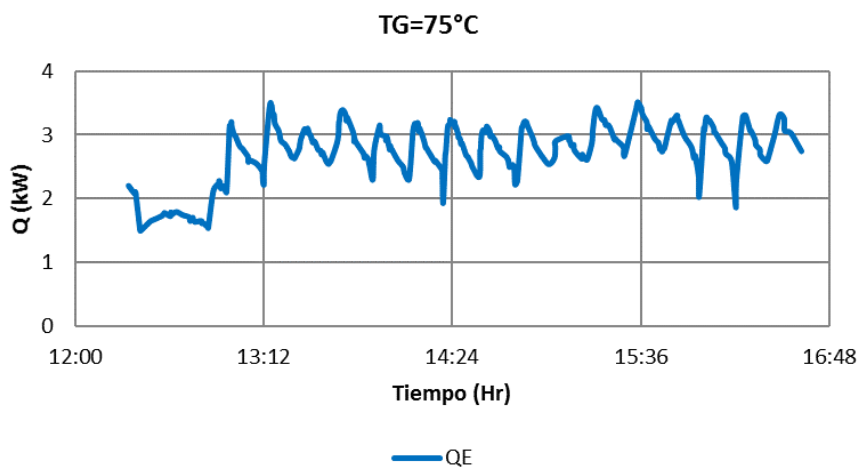


Figura 6.36: Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción

A continuación se muestra la figura 6.37 donde puede visualizarse el COP del sistema de adsorción.

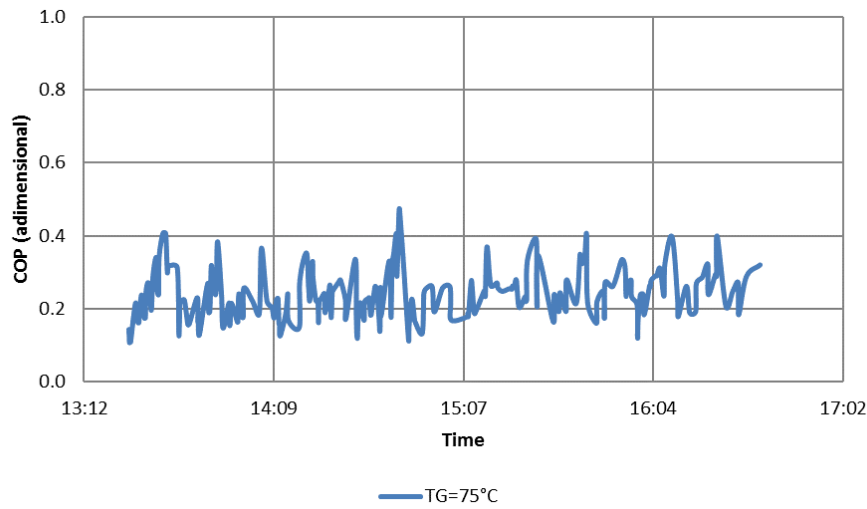


Figura 6.37: Coeficiente de operación del sistema de adsorción

Puede observarse en la figura 6.37, que el COP se mantiene cerca de 0.25 como valores promedios, mientras que en la prueba anterior con una menor temperatura de generación se mantenían valores de 0.2 para el COP.

#### 6.11.7. Pruebas estado estacionario $T_G=82.5^\circ\text{C}$

Debido a problemas técnicos, la temperatura que se logró mantener para generación, fue de  $82.5^\circ\text{C}$  en lugar de  $80^\circ\text{C}$ , sin embargo, se espera que la tendencia continúe conforme  $T_G$  sea mayor, como lo es en este caso.

En la figura 6.38, se muestran las temperaturas de operación del sistema de adsorción.

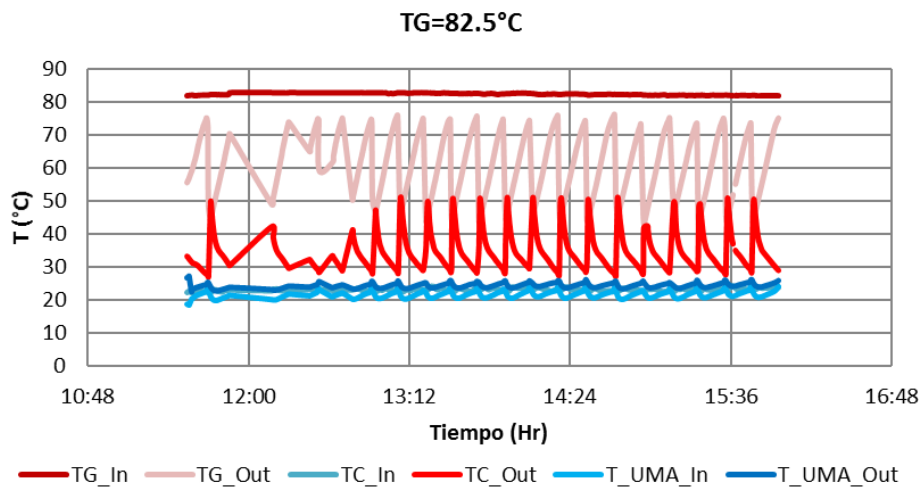


Figura 6.38: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción

Lo primero que se observa es un sistema mejor comportado. Las curvas están mejor definidas y existen menos perturbaciones, esto puede verse en la forma de los *Dientes de sierra* que forma el comportamiento de la temperatura del agua que sale del generador TG\_Out.

Ahora, puede observarse una diferencia entre la temperatura del agua que entra y la que sale del generador con valores de hasta 40°C cuando se esta produciendo refrigerante. Esta diferencia de temperaturas es mayor que las anteriores registradas, lo que da una idea de que la potencia de generación debe ser mayor.

En este caso, el agua de baja temperatura que ingresa a la manejadora, se mantiene en promedio a 21°C, y la temperatura del agua que sale del condensador e ingresa a la torre de enfriamiento, se mantiene en el rango de 30 a 50°C, lo que ha sucedido en la pruebas anteriores.

Posteriormente, en la figura 6.39 se muestran las temperaturas relacionadas a la climatización.

Puede notarse en la figura mencionada, que la temperatura ambiente va de 29 a 38°C, mientras que la temperatura del aire de retorno y la temperatura del recinto están tomando los mismos valores y se mantienen cerca de los 30°C. Por otro lado, la temperatura del aire de inyección al recinto, se mantiene en promedio en 26°C.

Otro punto a notar en la figura 6.39, es que las oscilaciones en la temperatura del agua que sale del evaporador e ingresa a la UMA, son muy pronunciadas, con valores mínimos de 25°C y máximos de 30°C.

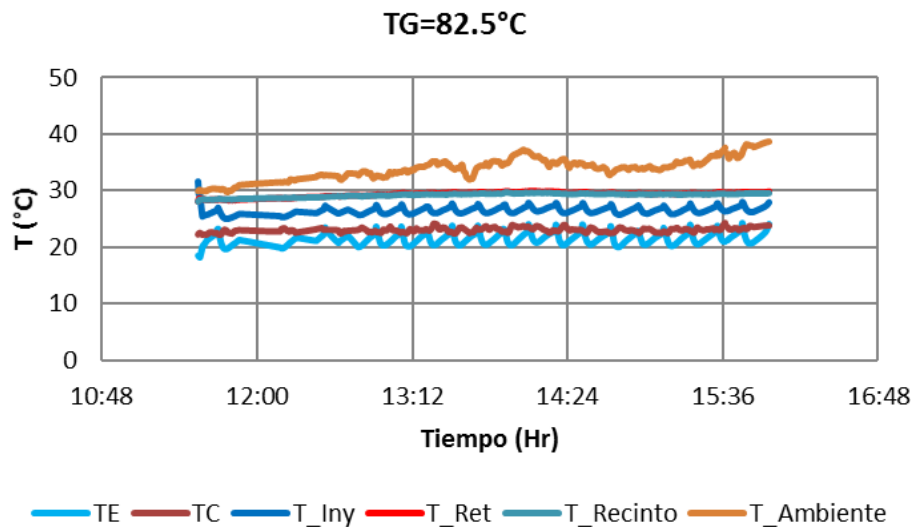


Figura 6.39: Principales temperaturas de operación del sistema de adsorción



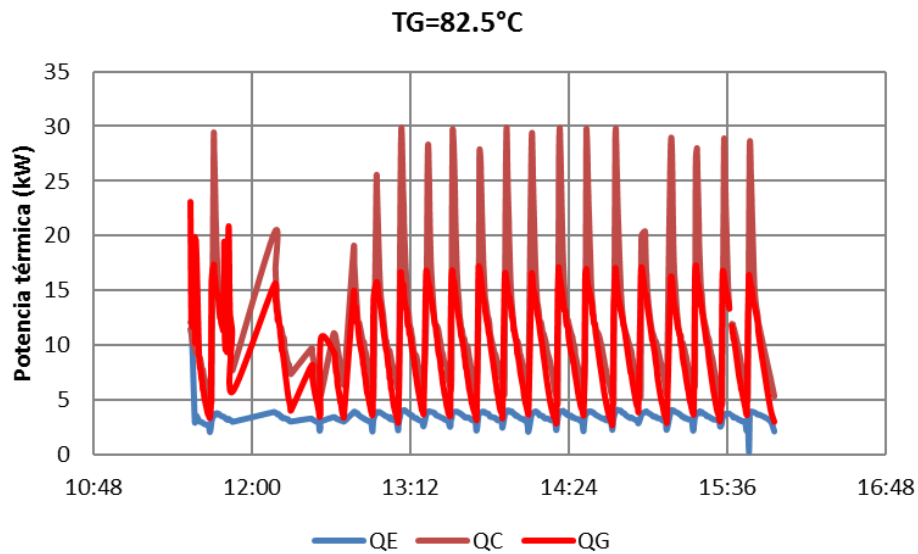


Figura 6.40: Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción

En la figura 6.40 puede observarse un sistema bien comportado. Para tener una idea más clara de la potencia de enfriamiento alcanzada (que es la que más interesa al momento de la climatización) se presenta a continuación la figura 6.41.

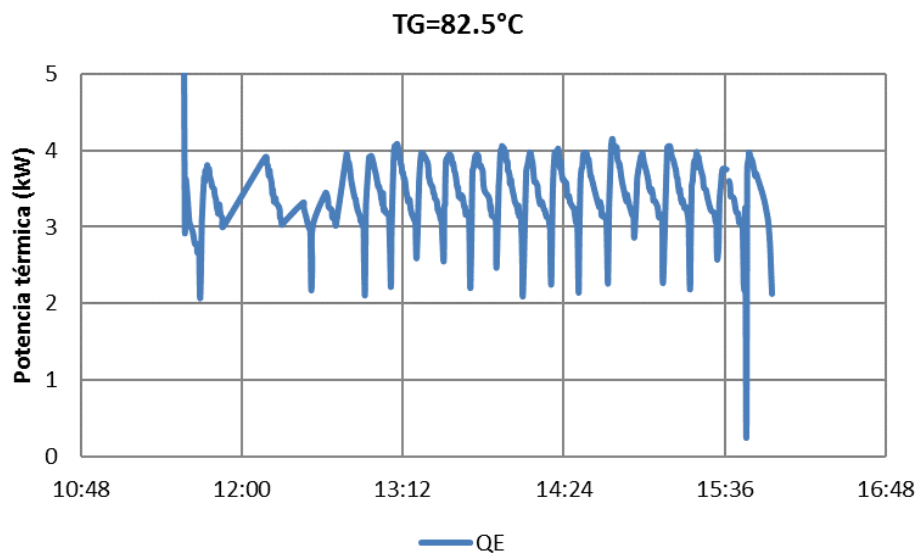


Figura 6.41: Potencias térmicas de operación del sistema de adsorción

Con valores cercanos a los 4 kW, es la potencia de enfriamiento más alta que se ha alcanzado, en comparación con las pruebas anteriores con menores temperaturas de generación. Aún así, el sistema está diseñado para una potencia térmica de enfriamiento de 8 kW.

### 6.11.8. Comparación con valores promediados en el tiempo

Es difícil lograr obtener curvas bien comportadas del COP o de las potencias térmicas relacionadas a la temperatura de condensación, debido a que en general, la temperatura de condensación es un promedio dadas las intermitancias del equipo, por lo que se promediaron valores por cada hora de prueba y se obtuvieron gráficos en los que es posible comparar, al menos, la pruebas con temperaturas de generación de 65, 70 y 82.5°C. En el caso de la prueba a 75°C, no se tienen tendencias bien comportadas, sino una serie de inercias térmicas que da como resultado curvas que no siguen ninguna tendencia.

A continuación se muestra la figura 6.42, en la que puede observarse la potencia de enfriamiento  $Q_E$  para cada temperatura de generación.

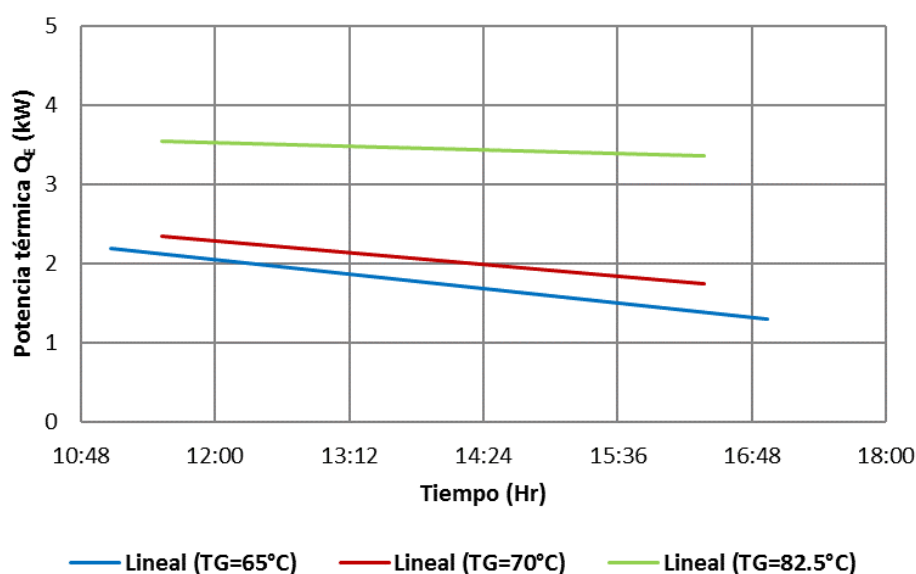


Figura 6.42: Potencia frigorífica del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación

Se observa que conforme la temperatura de generación se incrementa, también crece la potencia frigorífica del equipo. Es evidente que la menor potencia de enfriamiento ocurre para 65°C de generación, con valores que van de 1.4 a 2.2 kW de enfriamiento.

Posteriormente, para temperaturas de generación de 70°C, se tienen potencias de enfriamiento que van de 1.8 a 2.5 kW. Esto es un ligero incremento en la potencia de enfriamiento pero debe tomarse en cuenta que el incremento de temperatura en el agua de generación sólo fue de 5°C. En la misma figura 2.38 puede verse lo que sucede cuando el incremento de la temperatura del agua de generación es de 12.5°C.

Para temperaturas de generación de 82.5°C, se tienen potencias de enfriamiento que van de 3.4 a 3.6 kW. Esta tendencia se espera también en las potencias de generación, las cuales se muestran en la figura 6.43.

Se puede observar en la figura 6.43 que la potencia de generación para la temperatura más baja, va de 6.7 hasta 7 kW. Cuando se incrementa la temperatura de generación a 70°C, la potencia de generación tiene mínimos de 7.4 kW y máximos de 9 kW.

Para el caso en el que TG=82.5°C, la potencia de generación toma valores entre 9.5 y 9.7 kW. Lo anterior indica que las tendencias son congruentes.

El **Coefficiente de desempeño** se muestra en la figura 6.44 para las temperaturas de generación

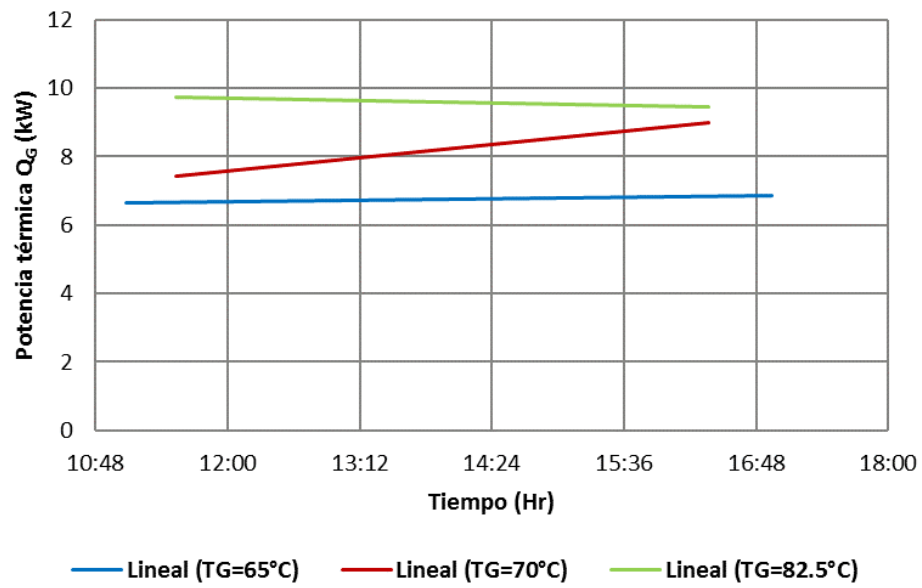


Figura 6.43: Potencia de generación del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación mencionadas.

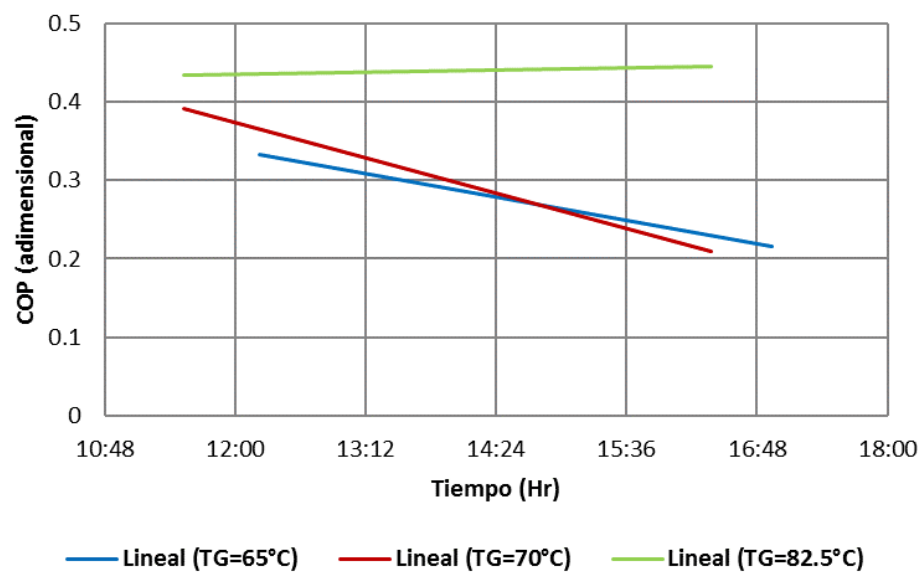


Figura 6.44: COP del sistema de adsorción para diversas temperaturas de generación

# Planta demostrativa en Sinaloa, México

---

## 7.1. Introducción

El presente capítulo muestra la puesta en marcha y evaluación experimental de un sistema de absorción de simple efecto de película descendente sobre tubos horizontales enfriado por agua, mismo que se operó exitosamente en condiciones reales en una zona costera de México utilizando como mecanismo de condensación y enfriamiento del absorbedor, una torre de enfriamiento tipo abierta. El sistema se utilizó para enfriar un recinto aledaño al laboratorio mediante una manejadora de aire y estuvo operando con un campo de colectores solares. La obra mencionada, forma parte de la tercera etapa de un proyecto de Sener-Conacyt que se concluyó de manera satisfactoria, y que se realizó desde la selección del terreno para el campo de colectores solares, hasta la elaboración de los planos especificados del proyecto completo, la ejecución y supervisión de la obra, la instalación de los colectores, del equipo de absorción, puesta en marcha y operación.

El equipo de absorción instalado tiene una capacidad nominal de enfriamiento de 5 kW. Es un equipo con absorbedor y generador de tipo coraza y tubos de película descendente y es accionado con energía solar térmica, para tal efecto se instaló un campo de colectores solares tipo CPC en arreglo de 6x4, es decir 6 arreglos paralelos de 4 colectores en serie, el área de captación de cada colector es de  $2.1 \text{ m}^2$  y en total son 24 colectores, por lo que la potencia bruta a irradiancia solar pico es de 50.4 kW. Se tiene además un tanque de almacenamiento para agua caliente con capacidad de 450 l, un tanque de expansión de 90 l de capacidad. Manómetros fueron instalados en la línea de succión y descarga de la bomba que suministra flujo a los colectores solares, con lo que es posible presurizar el sistema y registrar la caída de presión del banco de colectores solares.

Por otra parte, se presentan los resultados de la evaluación del equipo de absorción bajo diferentes condiciones establecidas con el fin de encontrar el punto óptimo de operación. Se llevó a cabo la evaluación experimental del campo de colectores solares cuyo diseño se debe a la **M.I. Iris Santos**, estudiante de doctorado del IER. En paralelo se evaluó experimentalmente un colector individual, como resultado de la evaluación de los colectores solares.

El levantamiento arquitectónico se llevó a cabo en los meses de julio y agosto del 2015 y posteriormente se elaboró la primera propuesta de proyecto ejecutivo el 17 de agosto de 2015. En el mes febrero de 2016, la obra se concluyó y se iniciaron las primeras corridas experimentales para concluir la primera etapa de pruebas en junio de 2016.

## 7.2. Diseño de la planta demostrativa

### 7.2.1. Planta arquitectónica

Para el desarrollo del proyecto, se realizó tanto el levantamiento arquitectónico en campo, como los planos correspondientes a la configuración de campo de colectores solares, instalaciones eléctricas e hidráulicas. La figura 7.1 muestra el terreno que el Instituto Tecnológico de Culiacán cedió para la construcción de la planta piloto:



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Figura 7.1: Terreno cedido por ITC

Posteriormente al levantamiento, se realizaron los planos que corresponden al diseño del campo de colectores y el laboratorio a construir para alojar la máquina de absorción. La figura 7.2 permite conocer el diseño.

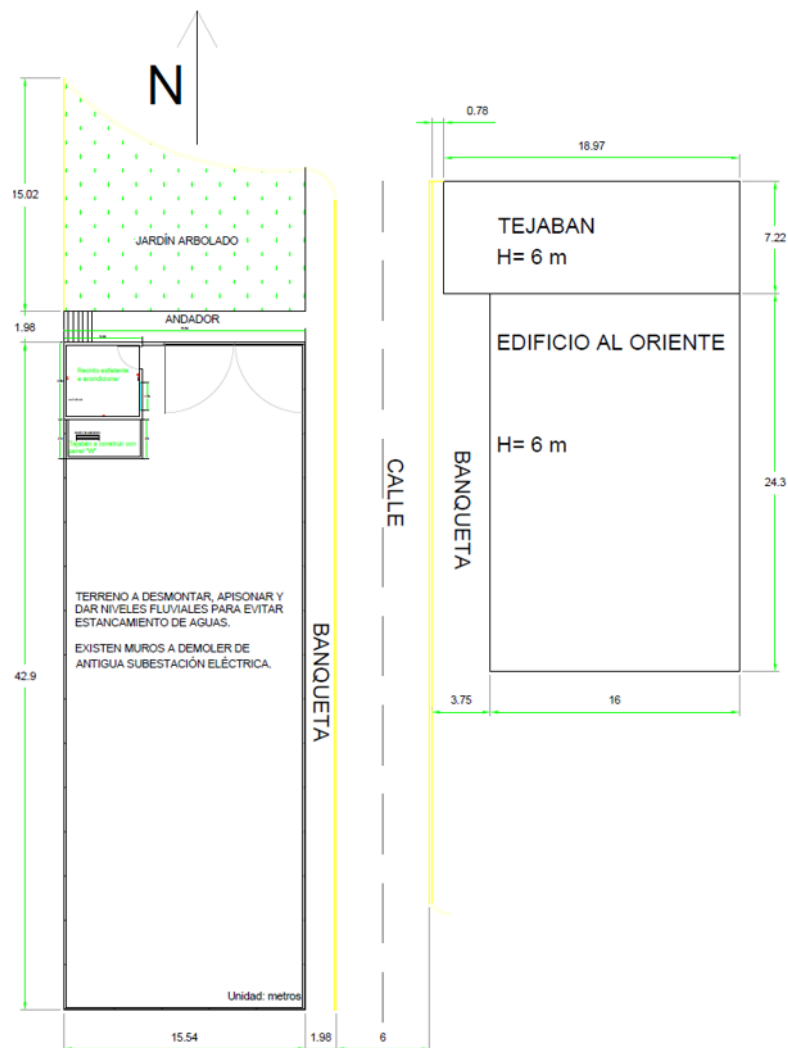


Figura 7.2: Levantamiento arquitectónico en planos 2D

En la figura 7.3, se muestra el diseño de la infraestructura de concreto armado para montaje y anclaje de los colectores solares que se instalan sobre bases de acero con 4 patas, las patas descansan en las piernas de concreto.

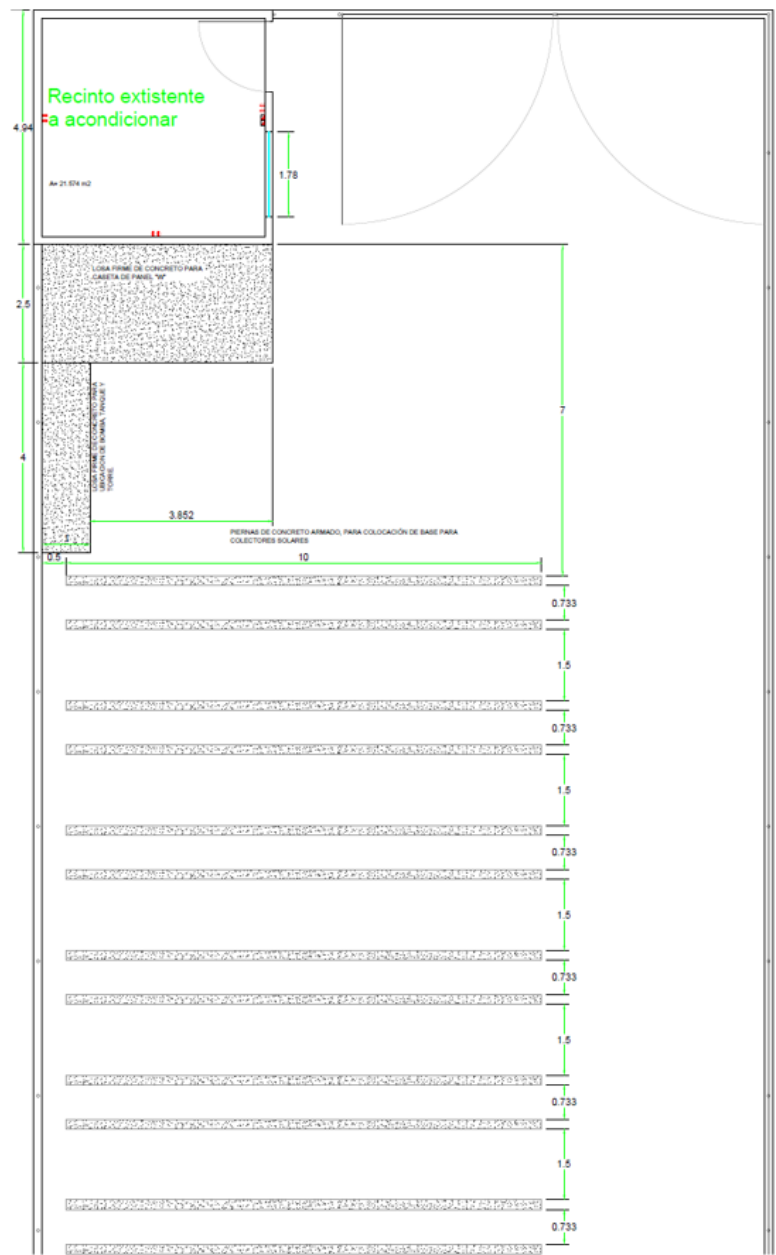


Figura 7.3: Infraestructura de concreto armado

La figura 7.4, muestra el sembrado de los colectores solares en el campo diseñado.

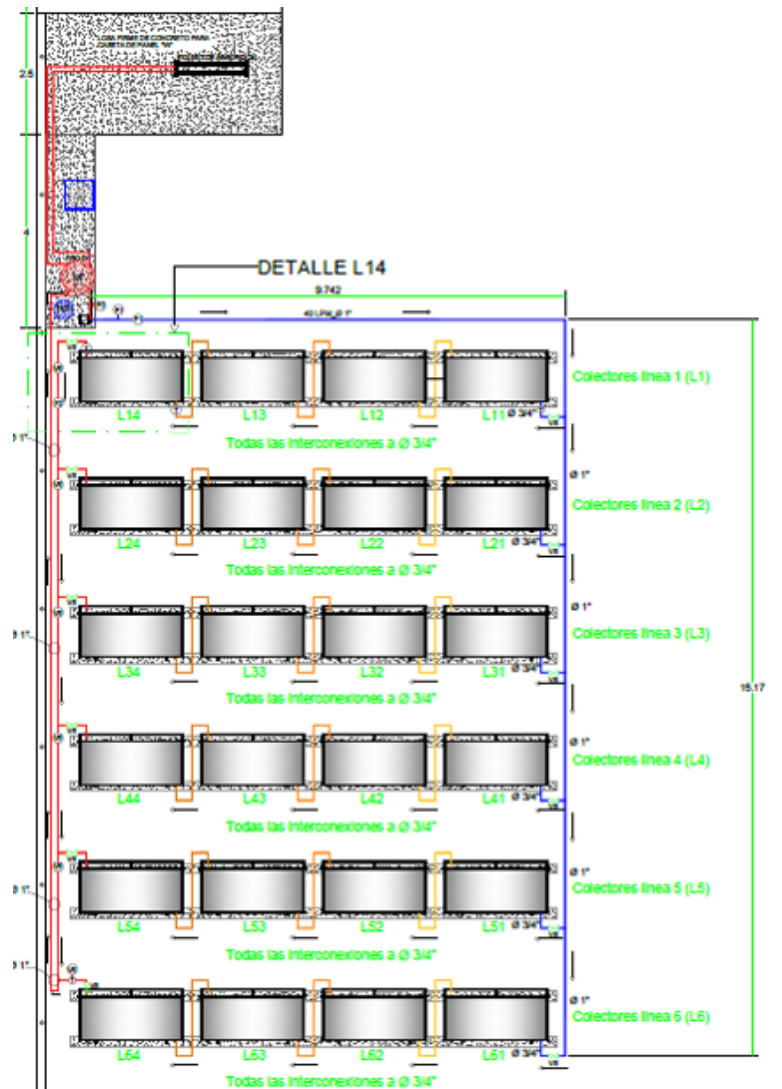


Figura 7.4: Diseño del campo de colectores

Se llevó a cabo, además, el diseño de los detalles constructivos para el alojamiento de los colectores, ver figura 7.5.

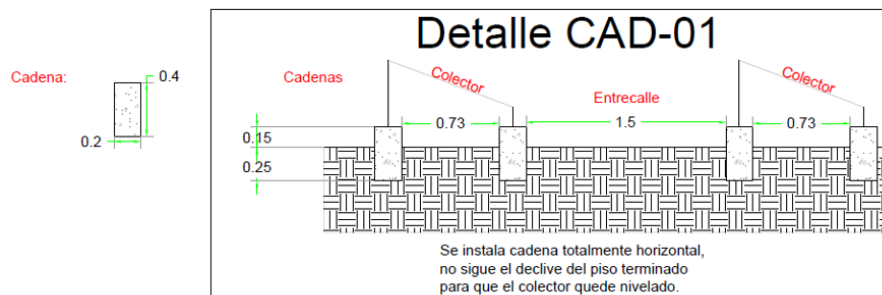


Figura 7.5: Detalle de infraestructura del campo de colectores



La figura 7.6 y 7.7 permiten observar el diseño de las instalaciones eléctricas para la planta:

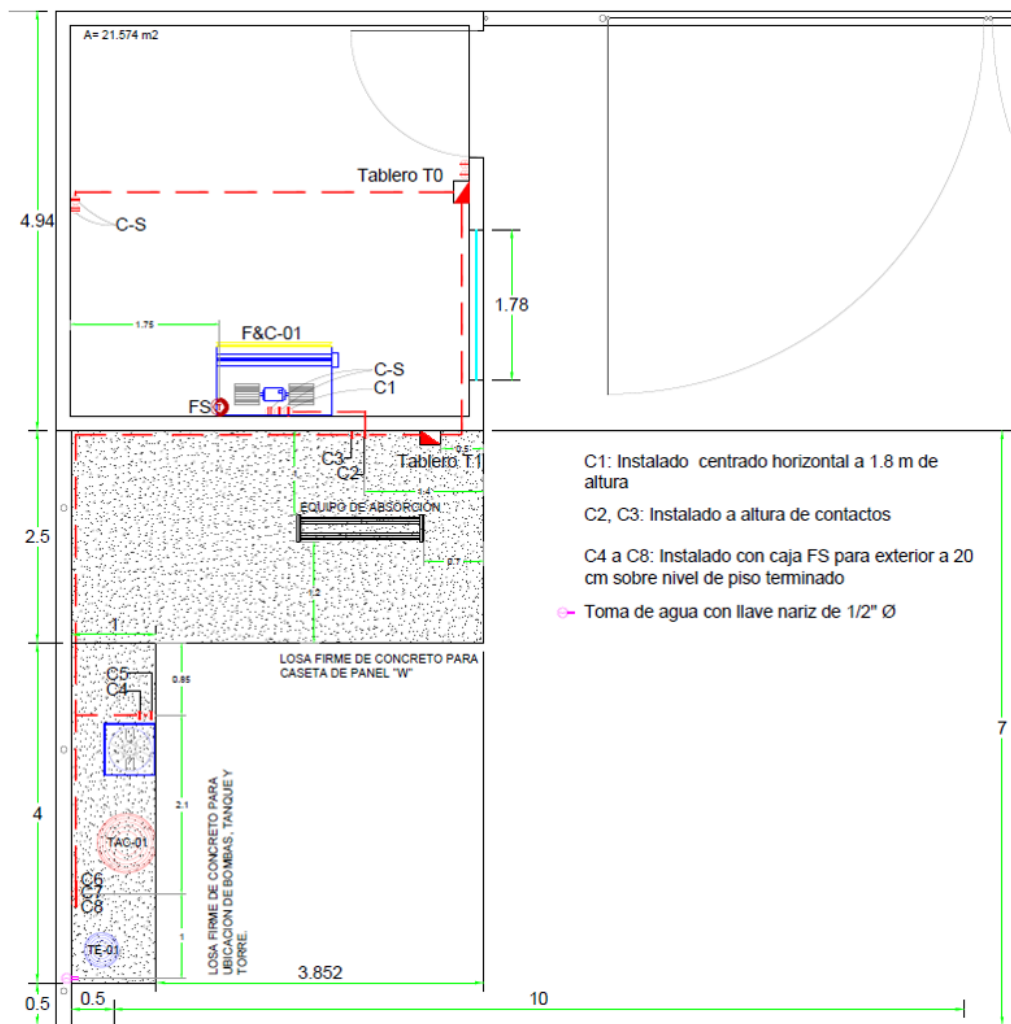


Figura 7.6: Diseño de la instalación eléctrica para la planta

## Cuadro de cargas ITC\_Campo de colectores

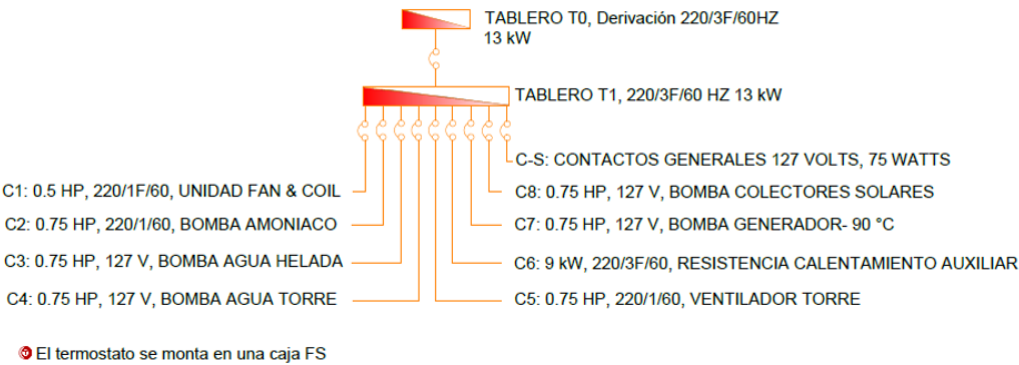


Figura 7.7: Cuadro de cargas de la planta

Los detalles de conexión hidráulica tanto de los colectores como de los sensores de flujo y temperatura se muestran a continuación en la figura 7.8.

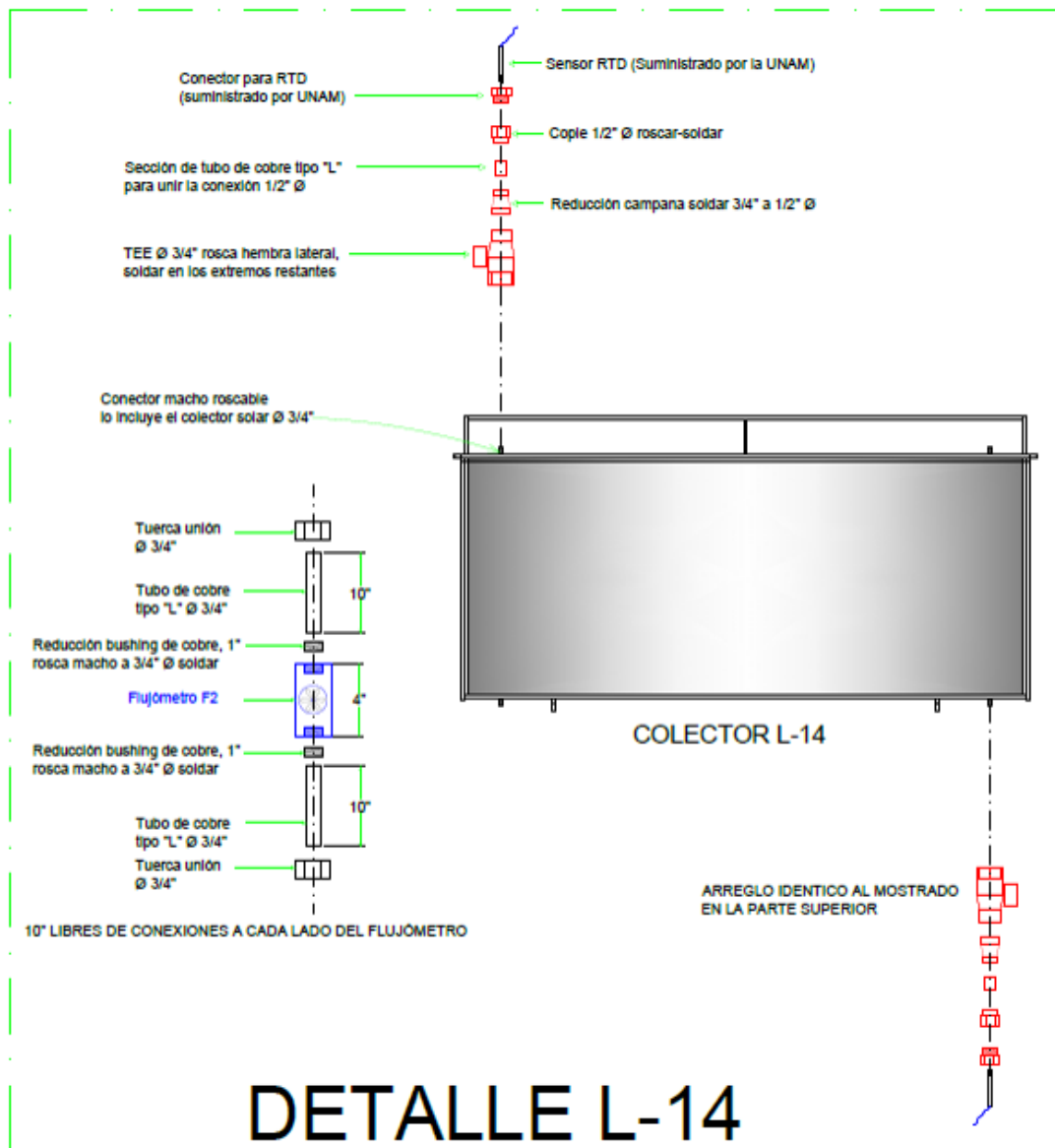
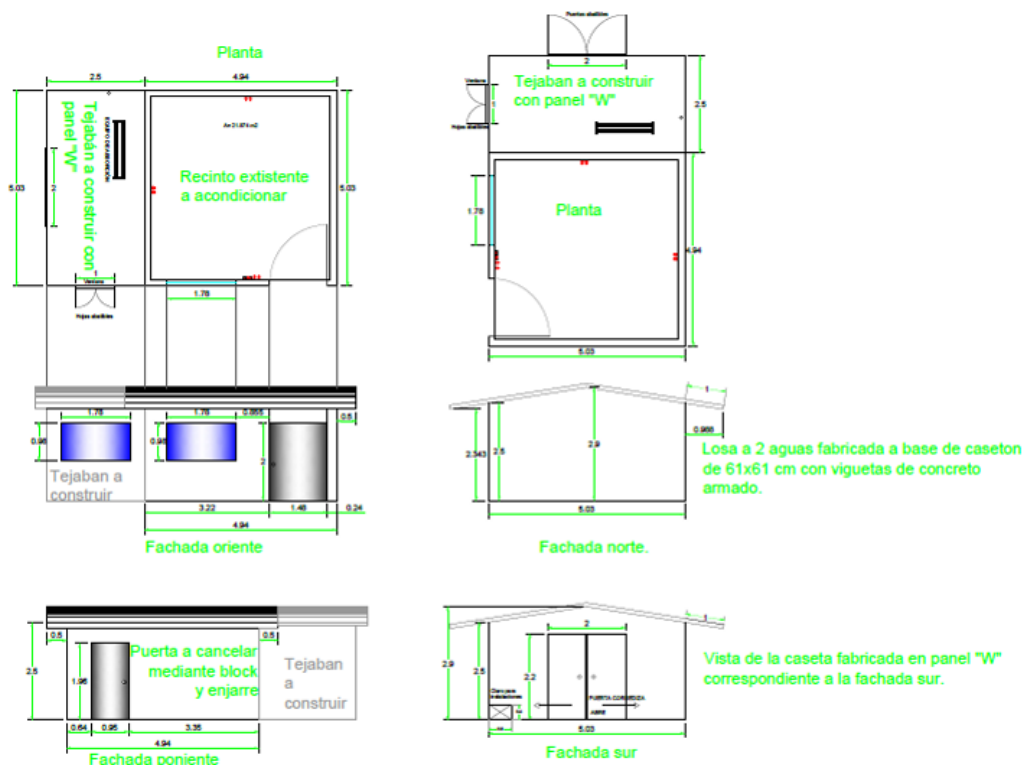


Figura 7.8: Detalles de conexión hidráulica del colector solar

El proyecto de construcción del laboratorio así como de la rehabilitación del aula a enfriar, se presenta en la figura 7.9.



### FACHADAS. Unidad: metros

Figura 7.9: Detalles constructivos de laboratorio y recinto a enfriar

Una vez que se tuvo definido el proyecto, se modela en 3 dimensiones y esto permite visualizar una imagen futura del campo una vez que la obra sea ejecutada, se muestra la figura 7.10.



Figura 7.10: Diseño del campo en 3D

En el software Sketch up, además de diseñar en 3 dimensiones, es posible simular la trayectoria aparente del sol para cada día del año y cada hora del día si las coordenadas del lugar, latitud y longitud se ingresan al sistema, esto permitió verificar que los colectores no proyectan sombra entre sí, consiguiendo obtener la distancia óptima entre cada línea de colectores solares. Se eligió la fecha de solsticio de invierno, 21 de diciembre a las 16:00 horas, la figura 7.11 muestra las sombras proyectadas a diferentes horas del día.

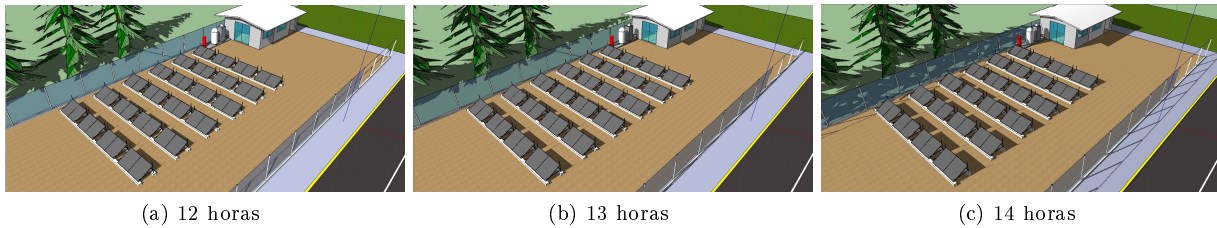


Figura 7.11: Simulación de la trayectoria aparente del sol sobre el campo de colectores

A continuación se muestran algunas imágenes de la obra concluida, en las que puede apreciarse el terreno totalmente acondicionado, el campo de colectores así como la construcción del laboratorio.



Figura 7.12: Obra concluida en Sinaloa



Figura 7.13: Equipo de absorción alojado en el laboratorio que se construyó





Figura 7.14: Equipo de absorción (izq) y sistema de adquisición de datos (der)

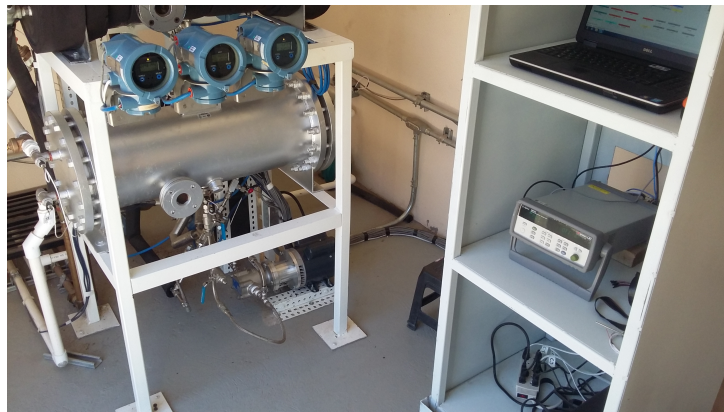


Figura 7.15: Equipo de absorción instalado en el laboratorio que se diseñó



Figura 7.16: Panorama general vista sur



Figura 7.17: Panorama general vista sureste



Figura 7.18: Pasillo auxiliar para servicio

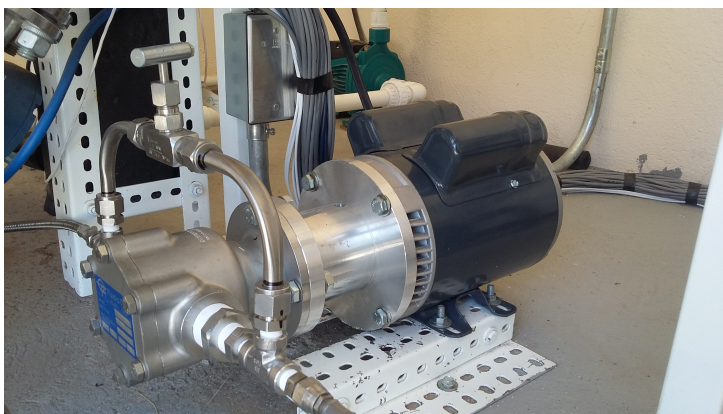


Figura 7.19: Se observa la nueva bomba con el By-Pass propuesto para ampliar el rango de pruebas

Con la obra concluida fue posible realizar diversas pruebas experimentales divididas en 2 bloques de pruebas:

1. Pruebas con flujo interno de solución y reflujo al absorbedor no manipulable
2. Pruebas con flujo interno de solución totalmente manipulable

Para explicar lo anterior, es necesario comentar que la bomba de solución tenía un flujo nominal de 7 LPM para las condiciones del equipo. La recirculación o reflujo, consiste en enviar una parte del flujo como solución concentrada hacia el generador y la otra parte del flujo, devolverla al absorbedor para volver a recibir refrigerante e incrementar su concentración. Lo que se logra con esto es una mayor cantidad de refrigerante absorbido, lo que permite tener bajas presiones en el absorbedor y por lo tanto, bajas temperaturas de operación.

El principal problema, es que dado que la bomba es de 7 LPM, si se bombean 2 LPM al generador, se recirculan al absorbedor 5 LPM para reabsorber refrigerante. Si se bombean 3 LPM al generador, deben recircularse 4 LPM al absorbedor para la reabsorción y así sucesivamente.

Anteriormente en la tesis de maestría, se propuso incluir el reflujo para reabsorción, con la finalidad de incrementar la eficiencia del absorbedor y mantener bajas presiones en el mismo. Sin embargo, bajo estas condiciones no es posible manipular el flujo para lograr diferentes proporciones.

A continuación se muestra la figura 7.20 que indica el sistema con el primer bloque de pruebas donde sólo existe reflujo que sigue la trayectoria 6, 11, 12:

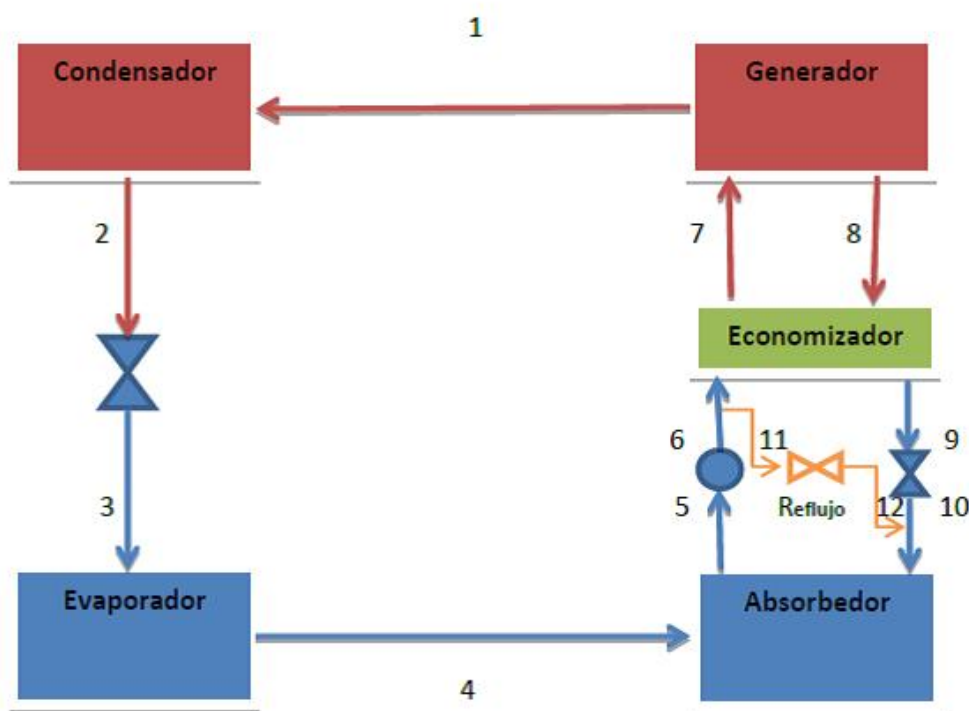


Figura 7.20: Sistema de absorción con reflujo no manipulable

Bajo estas condiciones se realizó el primer bloque de pruebas, pero el principal problema es que no es posible incrementar el reflujo sin afectar el flujo de solución al generador o viceversa. Por este motivo, se propuso incrementar la capacidad de flujo de la bomba e instalar un By-Pass entre succión y descarga

de la misma, para controlar totalmente el flujo que se envía al generador y el reflujo de manera independiente, de tal manera que el flujo restante circulará por el By-Pass de la bomba.

A continuación en la figura 7.21 se muestra la propuesta de mejora, en la que se instala un By-Pass en la bomba en la trayectoria marcada por los puntos 6, 13, 14 y 5:

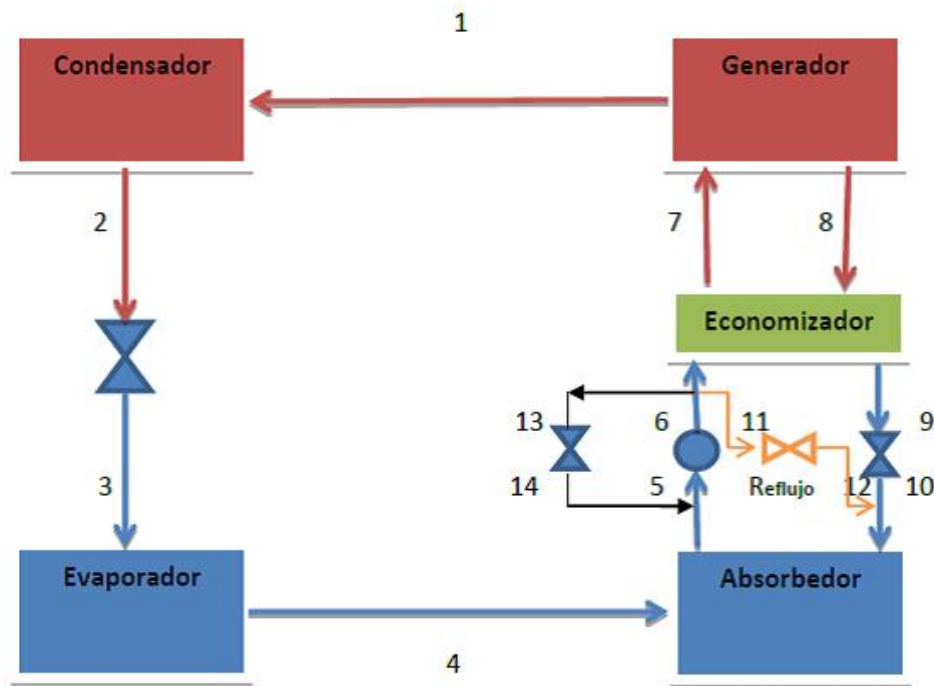


Figura 7.21: Sistema de absorción con reflujo totalmente manipulable

### 7.2.2. Participantes en la evaluación experimental del equipo

#### M.I. Luis Domínguez Inzunza

Estudiante de doctorado en ingeniería en energía en Instituto de Energías Renovables de la UNAM, 6to semestre, actualmente candidato a doctor.

#### M.I. Pedro Arturo Soto Parra

Estudiante de doctorado en ingeniería en energía en Instituto de Energías Renovables de la UNAM, 4to semestre, actualmente candidato a doctor.

## 7.3. Evaluación experimental: Primer bloque

El primer bloque de pruebas se realizó bajo las mismas condiciones en cada corrida, los parámetros que se variaron fueron:

1. Temperatura de generación
2. Flujo interno de solución al generador



## 3. Flujo externo de agua caliente al generador

## 7.3.1. Prueba 1

A continuación en la figura 7.22 se muestran las condiciones iniciales de la prueba como temperatura, flujos externos y flujos internos:

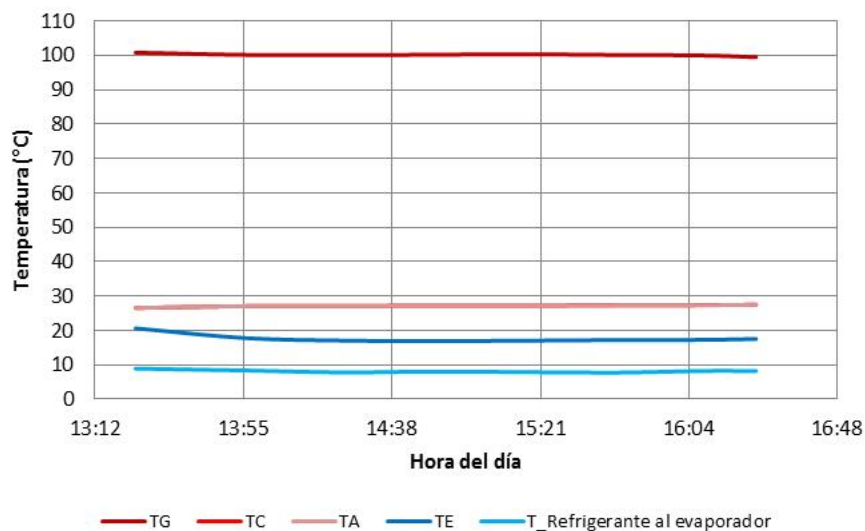


Figura 7.22: Temperatura de operación de flujos externos del sistema

Como puede verse en la figura anterior, la prueba 1, se llevó a cabo con temperatura de generación  $TG=100^{\circ}\text{C}$ , condensación en promedio del día,  $TC=27^{\circ}\text{C}$ , temperatura de agua al evaporador  $TE=18^{\circ}\text{C}$  consiguiendo una temperatura del refrigerante al evaporador  $T_{ref}=10^{\circ}\text{C}$ . Esta prueba se realizó con flujos internos de solución a una **proporción 2:5**, es decir que del absorbedor sale un flujo de solución concentrada de 7 LPM, de los cuales 2 se envían al generador y 5 se devuelven al absorbedor. En la figura siguiente, 7.23, se muestran las temperaturas del entorno al sistema de absorción:

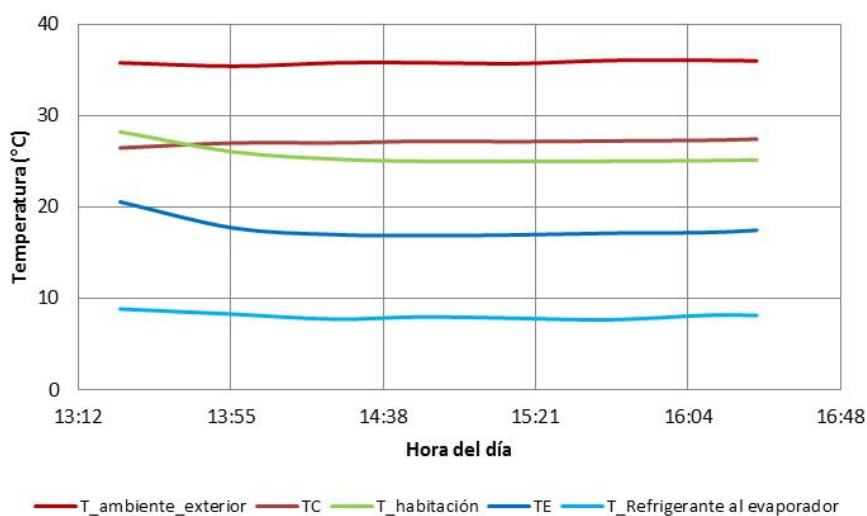


Figura 7.23: Temperaturas del ambiente

La figura 7.24 muestra los flujos externos con los que el equipo operó durante la prueba 1. Se observa que el flujo del agua caliente al generador  $FG=30$  kg/min, para condensación fue de 30 a 28 kg/min, para el absorbedor FA fue del orden de 40 kg/min y para el agua a enfriar  $FE=13.44$  kg/min.

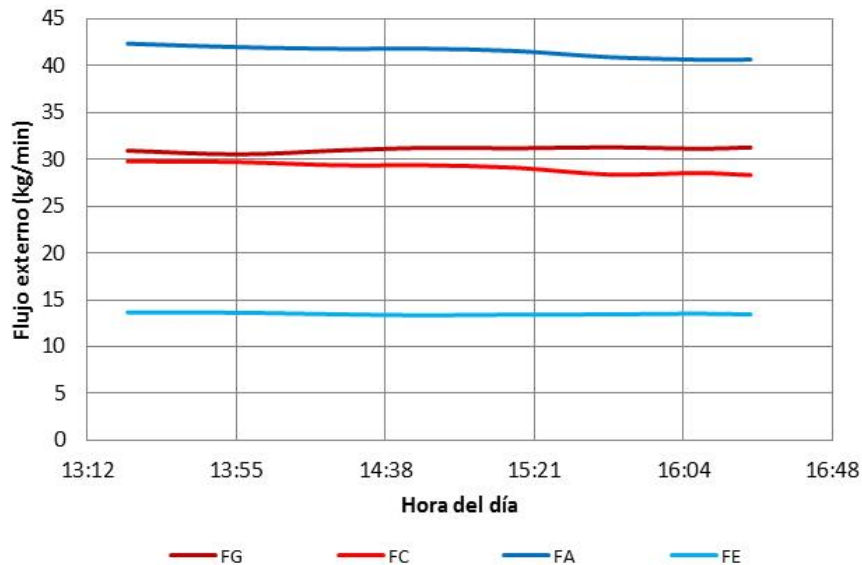


Figura 7.24: Flujos externos del sistema

A continuación en las figuras 7.25 y 7.26 se muestran las potencias térmicas externas e internas respectivamente. De la figura 6.25 es evidente que la potencia de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ee}$  no supera los 2.5 kW, mientras que la figura 6.26 arroja valores para  $\dot{Q}_{Ei}$  por encima de los 3 kW, valor cercano a la tonelada de refrigeración. Las potencias térmicas externas para condensación y absorción ( $\dot{Q}_{Ce}$  y  $\dot{Q}_{Ae}$ ), toman valores de 4 y 5.7 kW respectivamente según la figura 6.25, mientras que internamente, se tienen 3.6 y 5.3 kW respectivamente, de acuerdo a la figura 7.26

Las potencias térmicas de generación externa e interna se observan con valores de 9 y 7 kW respectivamente. Es evidente que la potencia de enfriamiento interna es superior a la externa, lo que indica una falta de aprovechamiento del efecto refrigerante disponible. En lo que respecta al generador, la potencia externa es superior en 2 kW a la interna lo que indica que el calor disponible no está siendo aprovechado en su totalidad por pérdidas al ambiente pero también debido a que el mojado de los tubos por parte de la película descendente no es perfecto ni el área efectiva del mojado es el 100 % del área disponible.

El problema anterior tiende a suceder con el absorbedor, en donde la película que desciende sobre el banco de tubos horizontales no moja el 100 % de la superficie disponible, motivo por el cual la eficiencia de enfriamiento de la solución se ve afectada.

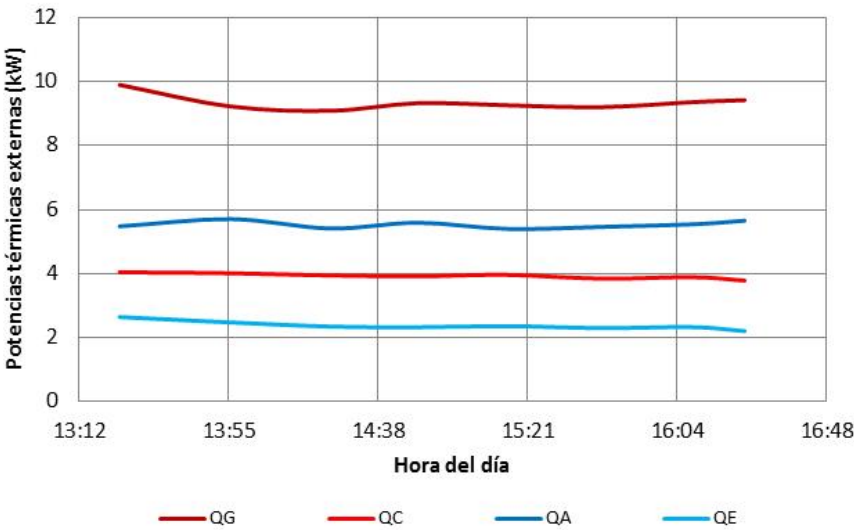


Figura 7.25: Potencias térmicas externas

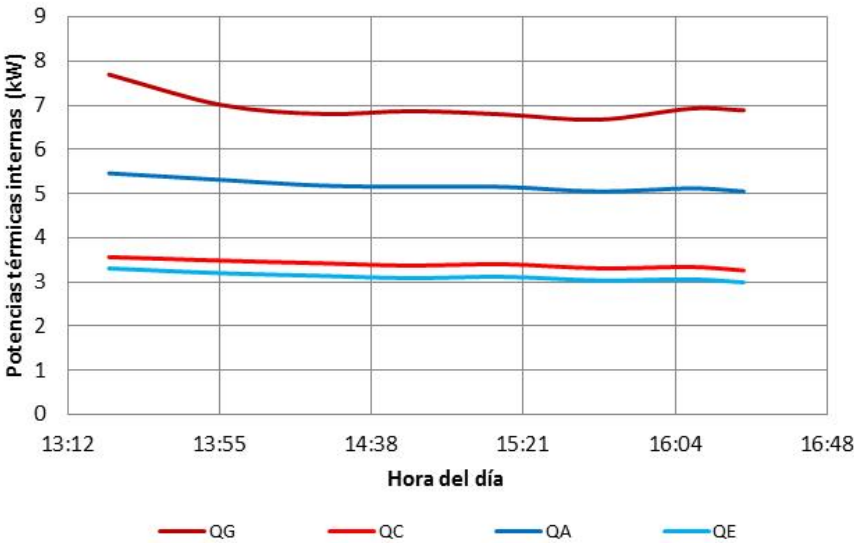


Figura 7.26: Potencias térmicas internas

En la siguiente figura 7.27, se muestran los coeficientes de desempeño COP interno y externo, donde evidentemente el COP interno es superior al externo con valores de 0.45 sobre 0.25 respectivamente.

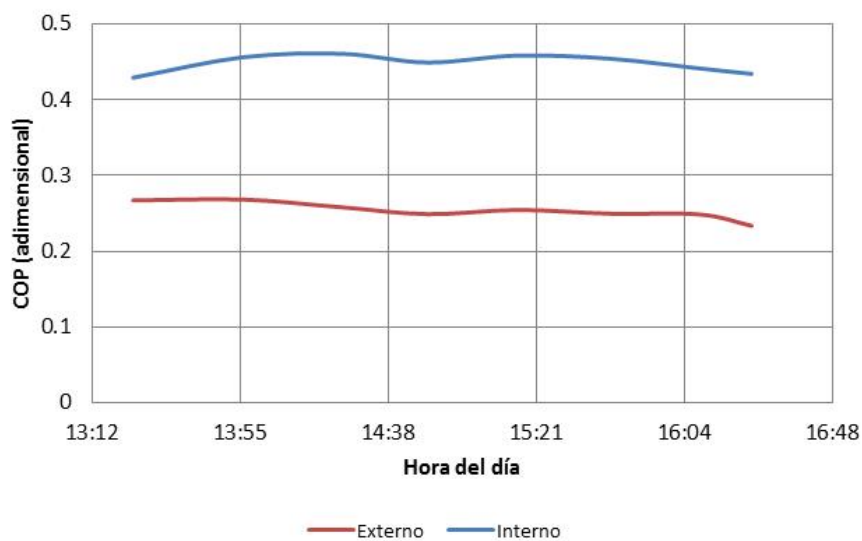


Figura 7.27: COP externo e interno

En general, la prueba 1 muestra estabilidad del sistema y valores cuya tendencia es congruente con los balances de energía.

### 7.3.2. Prueba 2

La prueba 2 se realizó con una temperatura de generación  $TG=100^{\circ}\text{C}$ , y las condiciones de la prueba anterior, pero se modificó el flujo de solución concentrada al generador. En la prueba 1 se tenía un flujo másico de solución al generador de **1.9 kg/min**, para la prueba 2 se mantuvo un flujo de **2.5 kg/min**.

Con esta modificación se pretendió incrementar la producción de refrigerante y con esto conseguir un mayor valor de potencia de enfriamiento, finalmente un mejor coeficiente de desempeño del equipo.

A continuación en la figura 7.28, se muestran las temperaturas de operación de los flujos externos del sistema, donde puede notarse que la temperatura del refrigerante al evaporador se mantuvo por encima de los  $10^{\circ}\text{C}$ , lo que es una temperatura mayor a la prueba 1. La temperatura del agua al evaporador TE, fue del orden de los  $18^{\circ}\text{C}$ . TC y TA se mantuvieron en un promedio de  $27^{\circ}\text{C}$ , gracias a la torre de enfriamiento.

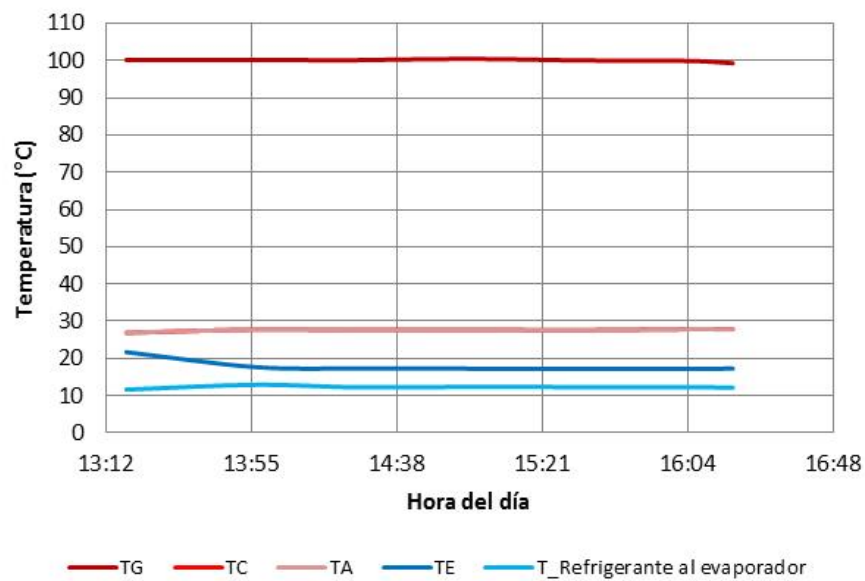


Figura 7.28: Temperaturas de operación de flujos externos del sistema

En la siguiente figura 7.29, se presentan las temperaturas del ambiente con las cuales interactúa el equipo. Puede notarse que la temperatura del ambiente exterior fue del orden de  $35^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura de la habitación descendió de  $28$  a  $24^{\circ}\text{C}$ . TE descendió de  $19$  a  $15^{\circ}\text{C}$ , una temperatura menor a la alcanzada en la prueba 1, lo que puede indicar que la potencia de enfriamiento creció para la prueba 2.

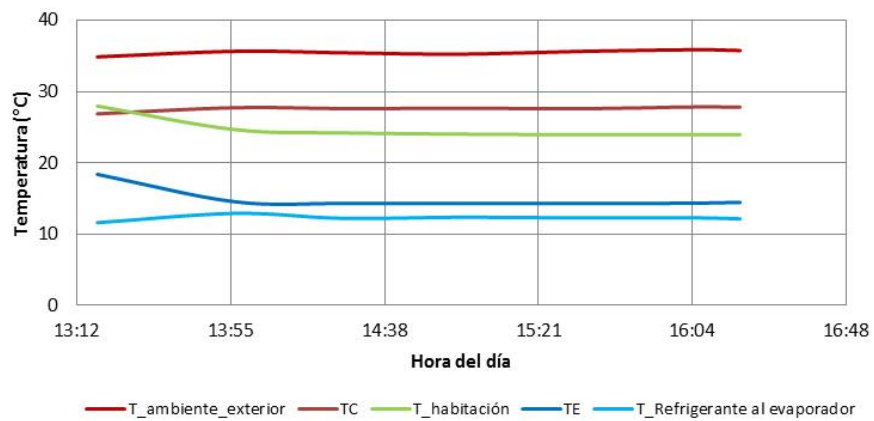


Figura 7.29: Temperaturas del ambiente

A continuación se presenta la figura 7.30 con las potencias térmicas externas:

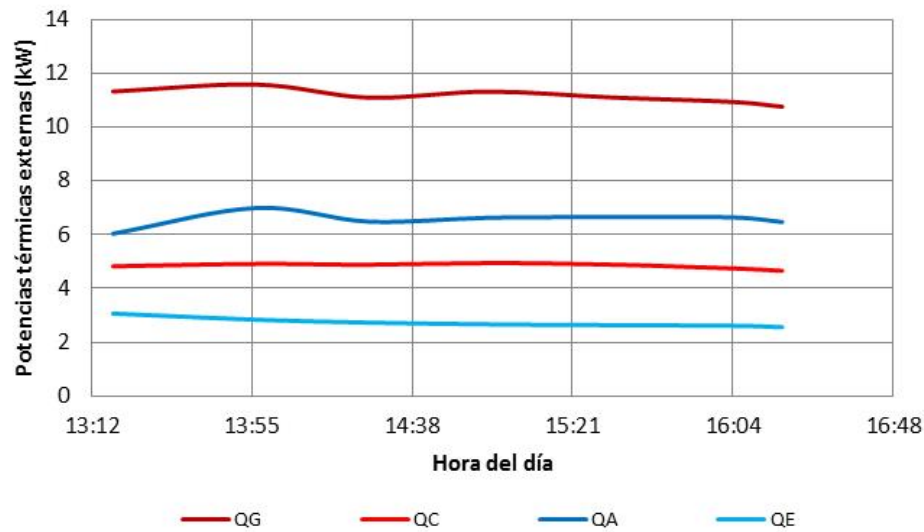


Figura 7.30: Potencias térmicas externas

Evidentemente en la figura anterior,  $\dot{Q}_{Ee}$  toma valores que van desde 3 kW hasta 2.6 kW, se confirma que la potencia de enfriamiento creció con un mayor flujo de solución al generador, lo que es congruente e indica que el generador puede otorgar una mayor producción de refrigerante a mayores flujos de solución concentrada. Sin embargo, una mayor producción de refrigerante requerirá una mayor eficiencia de absorción, de lo contrario la presión en el absorbedor crecerá y la temperatura de evaporación lo hará también. Esto se hace evidente en la figura 6.28, donde puede notarse que la temperatura del refrigerante es mayor que en la prueba 1.

En la figura 7.31 que se muestra a continuación, se presentan las potencias térmicas internas:

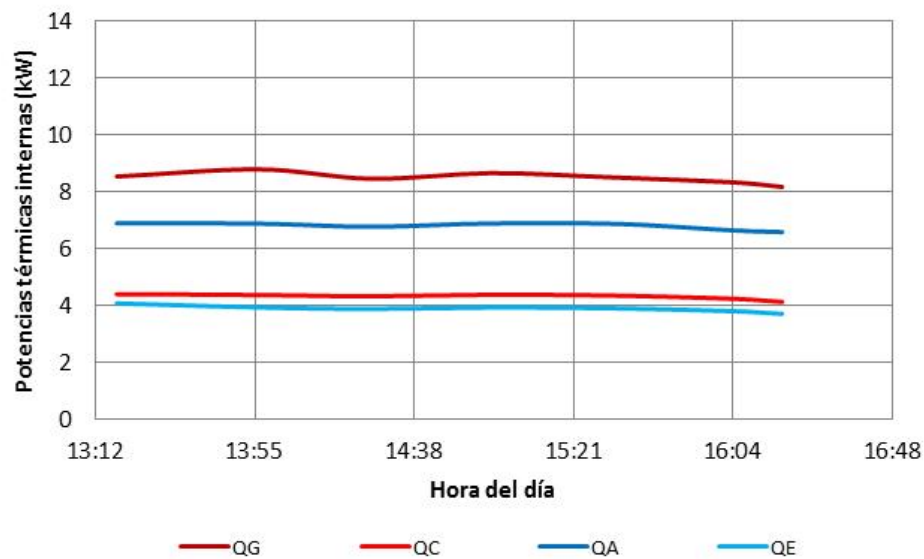


Figura 7.31: Potencias térmicas internas

De la figura anterior se desprende que la potencia de enfriamiento  $Q_{Ei}$  mejoró con respecto a la prueba 1 y es superior a la potencia externa de esta corrida, lo que es congruente. La  $Q_{Ei}$  toma valores de 4 kW y tiene valores similares a  $Q_{Ci}$ , lo que también es de esperarse. Se observa en la misma figura que  $Q_{Ai}$  y  $Q_{Gi}$  toman valores de 7 y 8.5 kW respectivamente.

El COP de esta corrida para flujos internos y externos se muestra a continuación en la fig. 7.32:

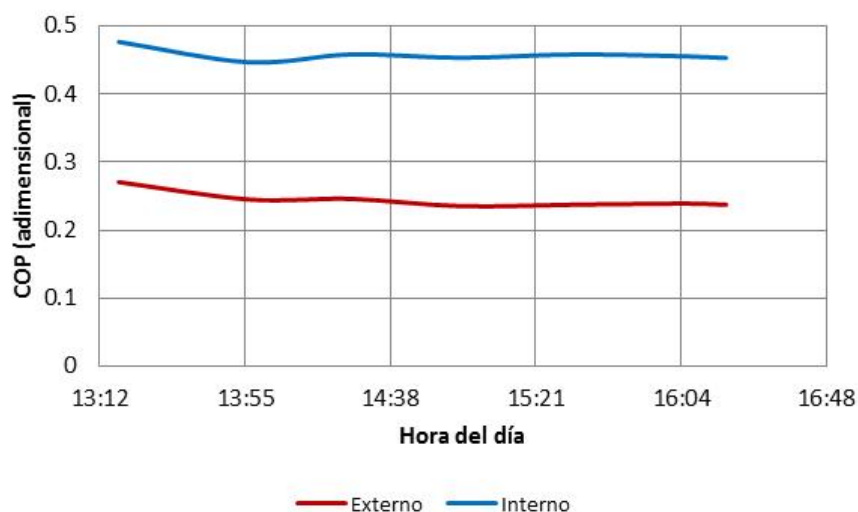


Figura 7.32: COP externo e interno

Puede observarse de la figura anterior que el COP externo mantiene valores de 0.25 mientras que el  $COP_i$  mantiene valores promedio de 0.45, valores similares a la prueba 1.

### 7.3.3. Prueba 3

Para la prueba 3, se mantuvieron en su mayoría las condiciones de la prueba 1, los parámetros que se modificaron fueron: **Flujo de agua caliente al generador** que en la prueba 1 se mantuvo en **30 kg/min** y para la prueba 3 se modificó a **40 kg/min**. El flujo de solución concentrada al generador fue igual al de la prueba 1 a **1.9 kg/min**, los demás parámetros se mantuvieron invariables.

En la figura 7.33 que se muestra a continuación, pueden observarse las temperaturas de operación del sistema. Puede notarse que la temperatura de generación  $TG=100^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de condensación fue relativamente baja con valores promedio  $TC=24^{\circ}\text{C}$ , la temperatura del refrigerante al evaporador alcanza valores de  $6.5^{\circ}\text{C}$ .

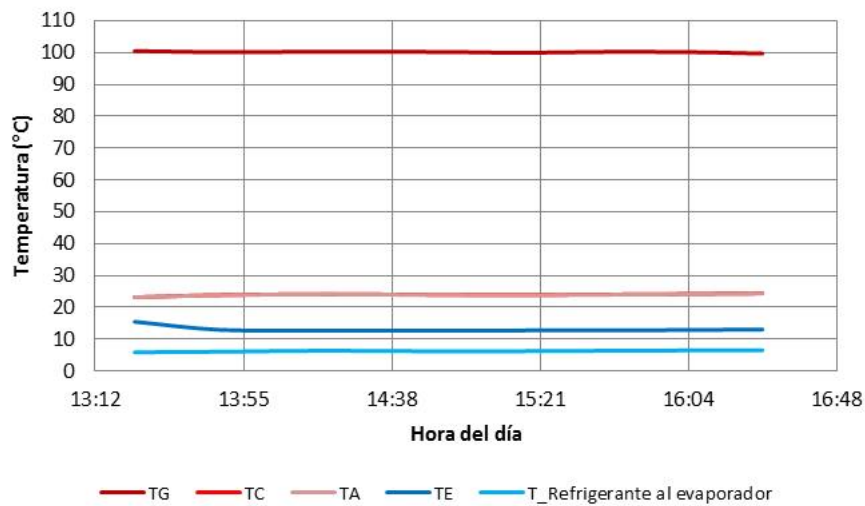


Figura 7.33: Temperaturas de operación de flujos externos del sistema

La figura que sigue, 7.34, muestra el comportamiento de las temperaturas del ambiente. Puede observarse que la temperatura exterior, es superior a los 35°C, con una TC que se mantiene en 24°C en promedio, el recinto a enfriar toma valores de 22°C con una temperatura del agua al evaporador TE que desciende de 15 a 12°C, donde se estabiliza. Nuevamente y de manera más clara, se observa la temperatura del refrigerante al evaporador en 6.5°C.

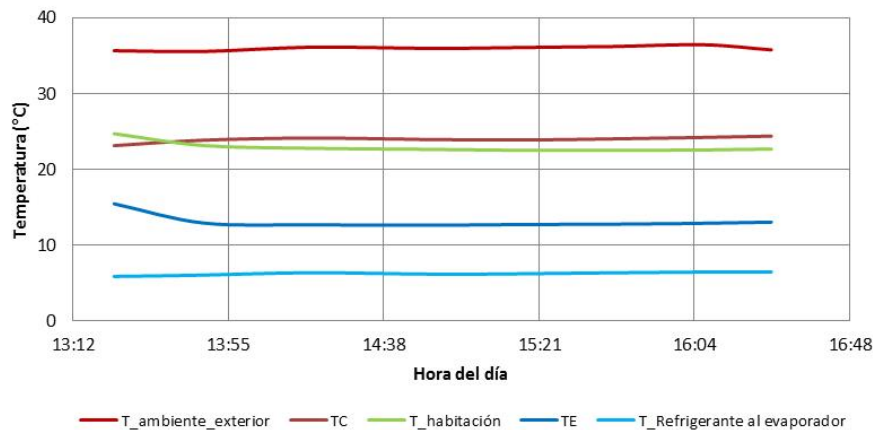


Figura 7.34: Temperaturas del ambiente

Las potencias térmicas externas del sistema, se muestran a continuación en la figura 7.35, en la cual se observa una potencia de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ee}$  de 2.7 kW, mientras que  $\dot{Q}_{Ce}$  toma valores de 4.7 kW. La potencia térmica del absorbedor se aproxima a los 6 kW y finalmente  $\dot{Q}_{Ge}$  promedia 11 kW.



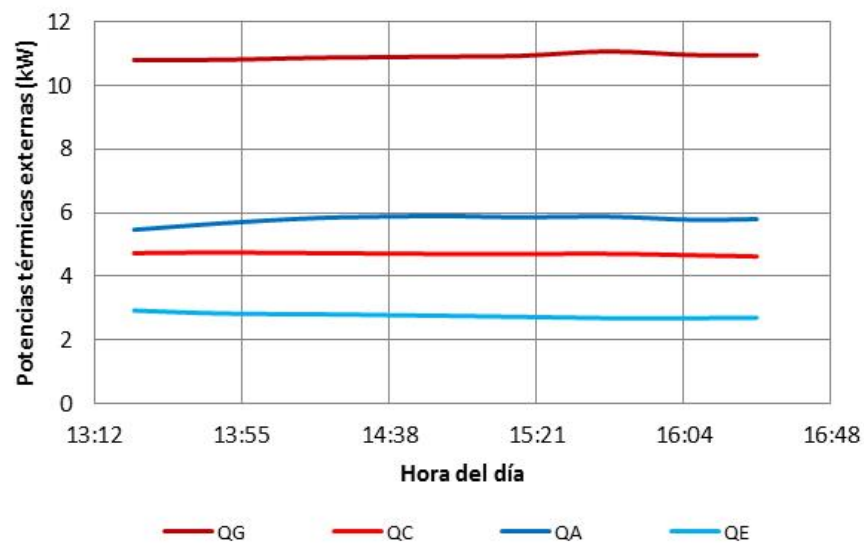


Figura 7.35: Potencias térmicas externas

De la figura 7.36 que se muestra a continuación, se desprende que la potencia interna de enfriamiento es superior a la externa, con valores promedio de 3.7 kW, la potencia de condensación  $\dot{Q}_{Ci}$  toma valores de 4.1 kW. Por otro lado, la potencia interna de absorción y generación se sitúan en 6.5 kW y 7.4 kW respectivamente.

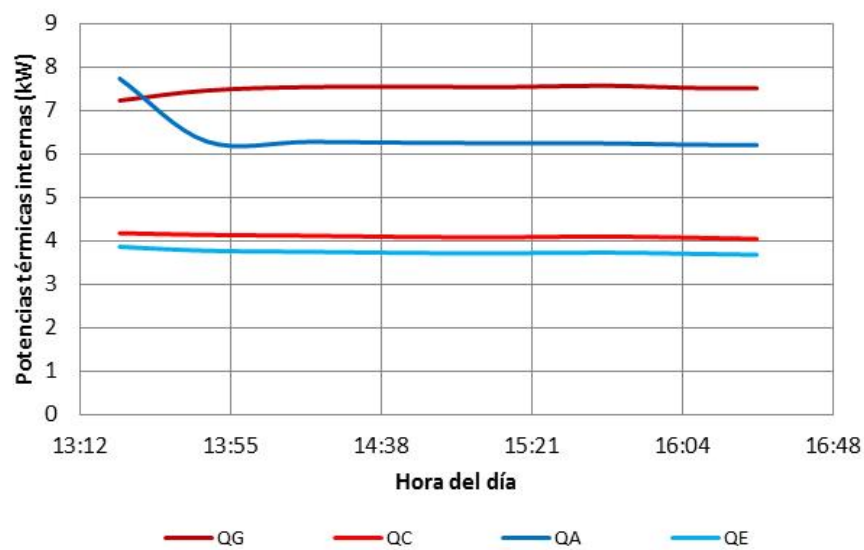


Figura 7.36: Potencias térmicas internas

A continuación se presentan en la figura 7.37 los coeficientes de desempeño para flujos externos e internos:

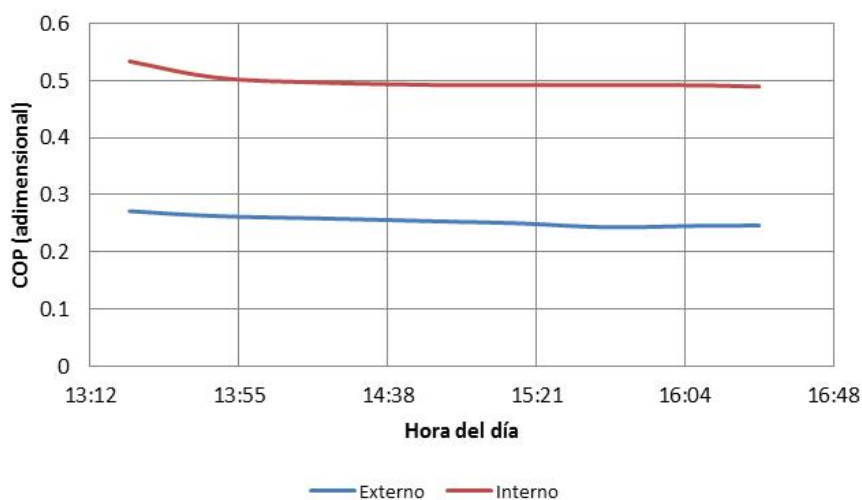


Figura 7.37: COP externo e interno

Se puede observar que el COP interno toma valores estables que van de 0.54 a 0.5, mientras que el COP externo va de 0.27 a 0.25.

#### 7.3.4. Prueba 4

En esta prueba los valores modificados con respecto a la prueba 3 fueron la temperatura de generación que en lugar de  $100^{\circ}\text{C}$ , se tomó  $\text{TG}=95^{\circ}\text{C}$ , se continua con el flujo másico de solución concentrada al generador de  $1.9 \text{ kg}/\text{min}$  y el flujo másico de agua caliente al generador de  $40 \text{ kg}/\text{min}$ . La figura 3.17 que se muestra a continuación, muestra las principales temperaturas de operación del sistema de absorción. Se observa que  $\text{TG}=95^{\circ}\text{C}$ , es decir,  $5^{\circ}\text{C}$  menor a la temperatura de generación de las pruebas anteriores. El objetivo era operar el sistema de absorción en condiciones menos favorables de generación a las mismas condiciones ambientales de la zona costera, con esto, era de esperarse un desempeño pobre en el equipo, donde la potencia de enfriamiento se viera afectada tanto como el COP.

Evidentemente, en la figura 7.38 se observa que las condiciones de temperatura TC y TA siguen siendo similares a las anteriores, es imposible manipularlas debido a que dependen de la torre de enfriamiento que finalmente interactúa con el ambiente. Aún así, la temperatura del agua al evaporador TE, alcanzó valores de  $15.6^{\circ}\text{C}$  promedio y la temperatura del refrigerante al evaporador se mantuvo en valores promedio de  $8^{\circ}\text{C}$ , lo que es una temperatura adecuada para el acondicionamiento de aire.

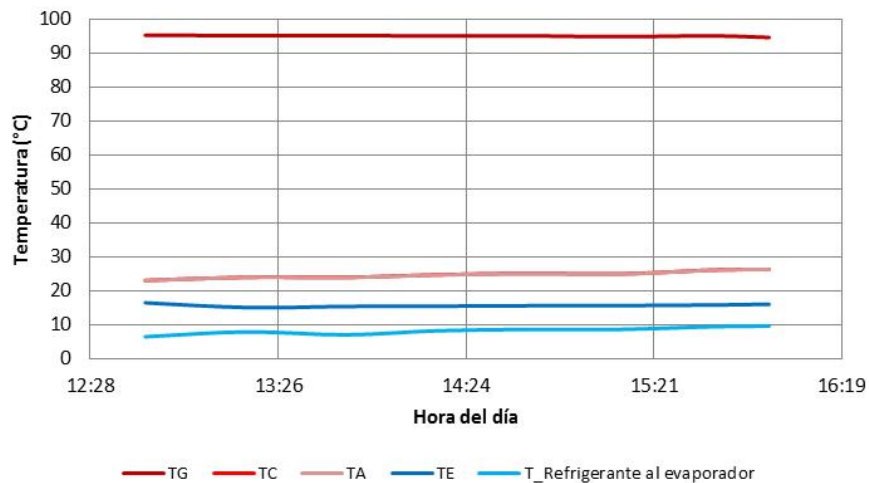


Figura 7.38: Temperaturas de operación de flujos externos del sistema

A continuación se muestra la figura 7.39, donde es posible conocer las temperaturas ambiente con las que interactúa el sistema. Es de apreciarse que la temperatura del ambiente exterior se mantiene por encima de los 35°C mientras TC va de 24 a 26°C. La temperatura del agua al evaporador TE se sitúa en valores estables del orden de los 15°C y la temperatura del refrigerante se observa de manera más clara con un valor promedio de 8°C. Con lo anterior, la temperatura del recinto a enfriar se mantiene a 23.6°C promedio. Nótese que la temperatura del refrigerante es baja, y no se aproxima a TE o al T del recinto, lo que es de esperarse con una potencia de enfriamiento menor que la obtenida en la prueba anterior con TG=100°C, mientras que en esta prueba TG=95°C.

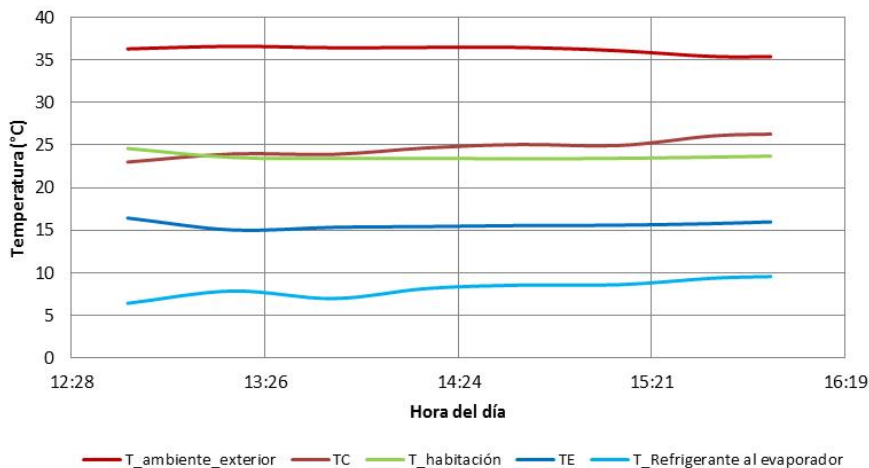


Figura 7.39: Temperaturas del ambiente

Las potencias térmicas externas se grafican en la figura 7.40 que se muestra a continuación. Se observa un bajo valor de potencia de enfriamiento  $\dot{Q}_{Ee}$  que se mantiene del orden de 2.3 kW mientras  $\dot{Q}_{Ce}$  adquiere valores de 4 kW. las potencias térmicas externas para absorción y generación son del orden de 5.8 y 10.7 kW respectivamente. Con estos valores es de esperarse un COP relativamente bajo en comparación con las 3 pruebas anteriormente descritas.

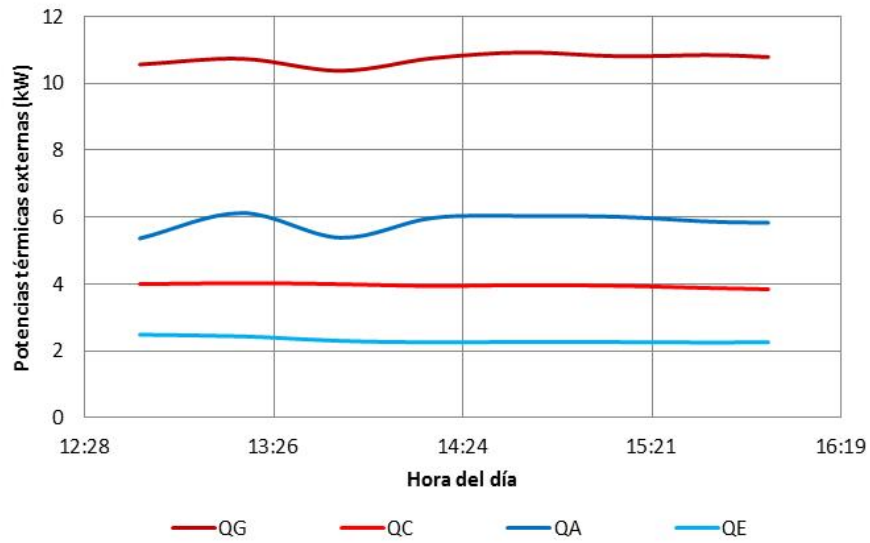


Figura 7.40: Potencias térmicas externas

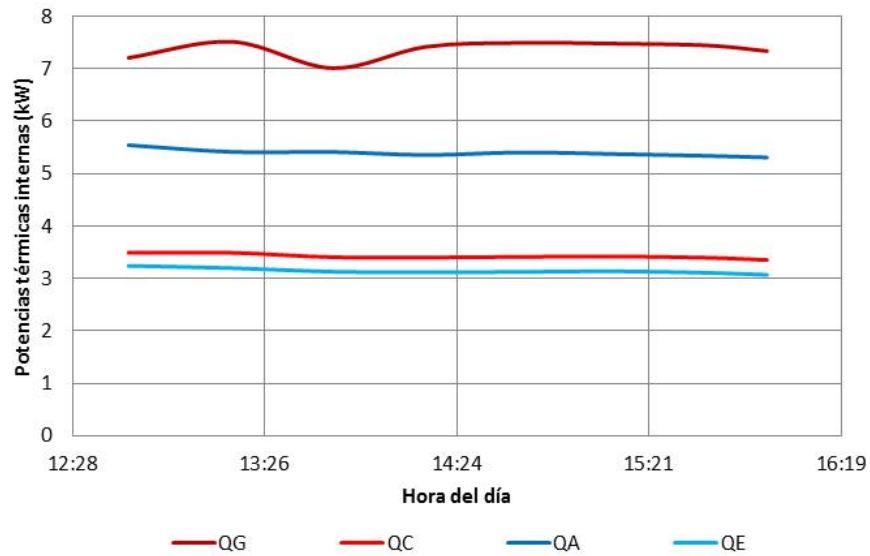


Figura 7.41: Potencias térmicas internas

De la figura 7.41 se desprende el valor relativamente bajo de la potencia de enfriamiento que promedia 3.1 kW, mientras  $\dot{Q}_{Ci}$  toma valores de 3.3 kW promedio. Las potencias térmicas para absorbedor y generador resultan de 5.3 y 7.3 kW promedio, respectivamente.

A continuación en la figura 7.42 se muestra el COP interno y externo de esta prueba. Evidentemente el COP externo toma valores relativamente bajos que se estabilizan alrededor de 0.2, mientras el COP interno va de 0.45 a 0.42.

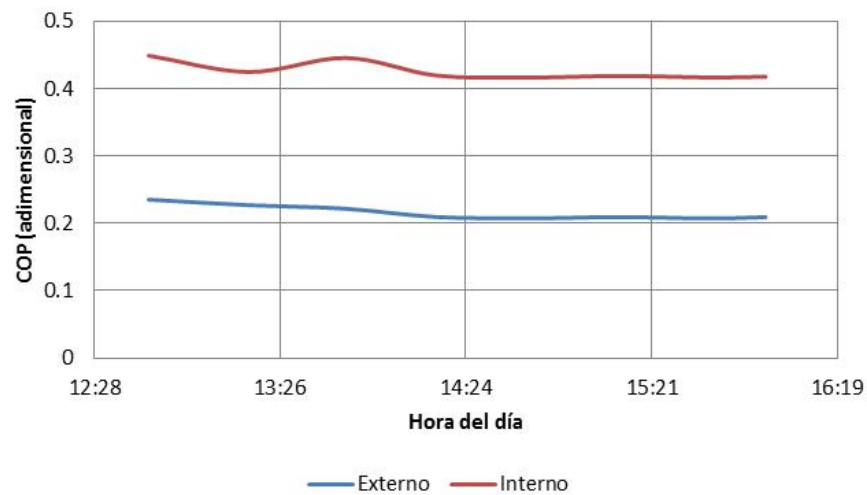


Figura 7.42: COP externo e interno

### 7.3.5. Comparación de las pruebas

En la presente sección, se realizará una breve comparación de las 4 pruebas realizadas, en donde se revisarán potencias térmicas, temperaturas del refrigerante al evaporador, presiones en el absorbedor, refrigerante producido y COP'S.

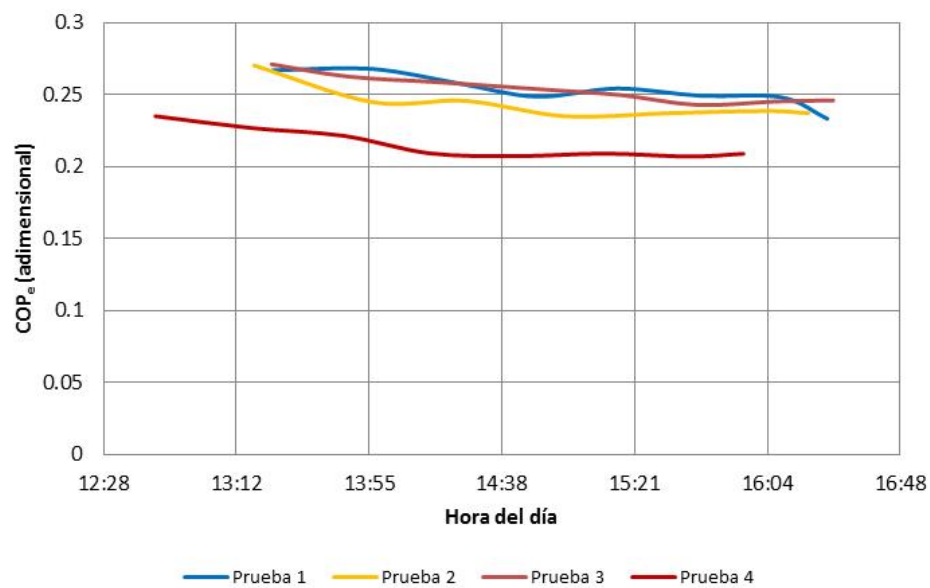


Figura 7.43: Comparativa del COP externo para las 4 pruebas

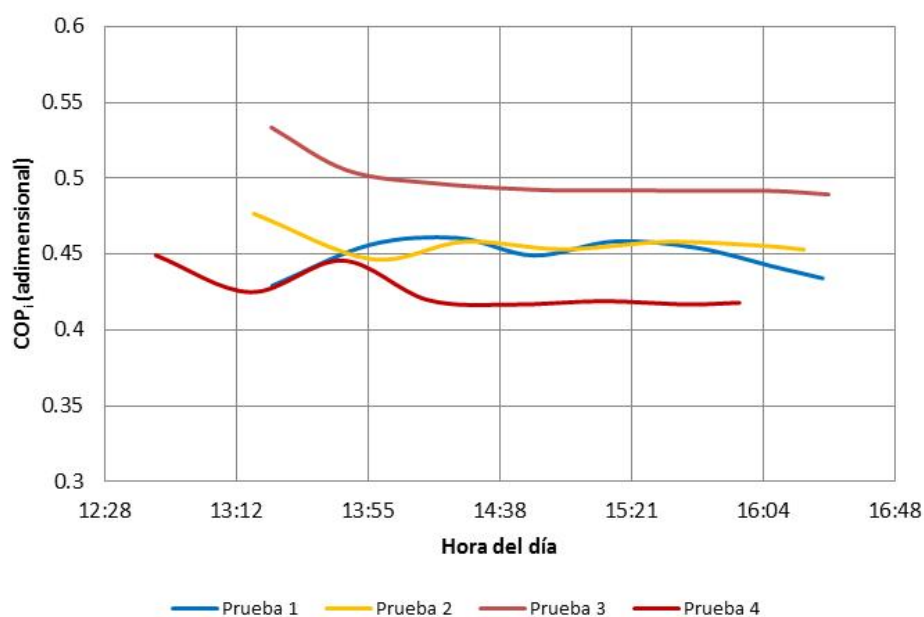


Figura 7.44: Comparativa del COP interno para las 4 pruebas

Con el conocimiento de que **puebas 1, 2 y 3** se realizaron a  $T_G=100^{\circ}\text{C}$  y la **prueba 4** se realizó a  $T_G=95^{\circ}\text{C}$ , la primera comparación será con los coeficientes de desempeño tanto para flujos externos como internos.

Evidentemente de las anteriores figuras 7.43 y 7.44, se desprende que los mejores COP se obtuvieron de la prueba 3 que alcanza coeficientes internos promedio de 0.5 y externos de 0.25, en la que se mantuvo una temperatura de generación de  $100^{\circ}\text{C}$  y un flujo de agua caliente al generador de 40 LPM. Es importante comentar que la menor temperatura de condensación se obtuvo también durante la prueba 3 debido a que las condiciones ambientales fueron propicias y para esta prueba la temperatura de condensación TC fue de  $23.97^{\circ}\text{C}$ , mientras que las pruebas restantes fueron de hasta  $27.59^{\circ}\text{C}$  promedio del día.

A continuación se muestra la figura 7.45 que muestra las potencias térmicas externas de enfriamiento para las 4 pruebas, donde se observa que la prueba 3 tiene valores más altos con potencia externa promedio de enfriamiento de 2.77 kW, la prueba 2 tiene valores muy cercanos con 2.73 kW de enfriamiento.

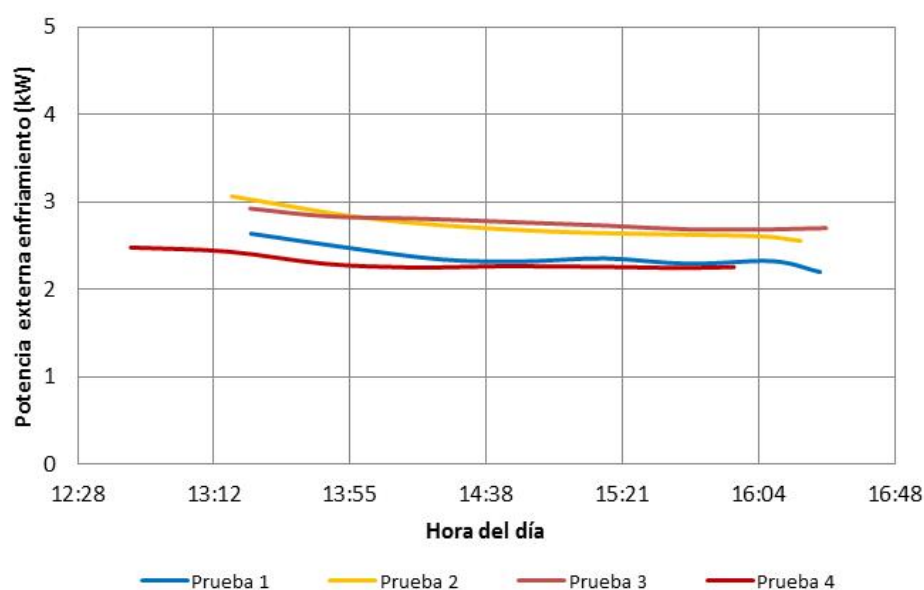


Figura 7.45: Comparativa de la potencia externa de enfriamiento para las 4 pruebas

Las potencias internas de enfriamiento se muestran a continuación en la figura 7.46, donde es de apreciarse que el valor más alto se obtuvo en la prueba 2 que tuvo valores cercanos a los 4 kW, mientras que la prueba 3, en este caso, no supera los 3.75 kW.

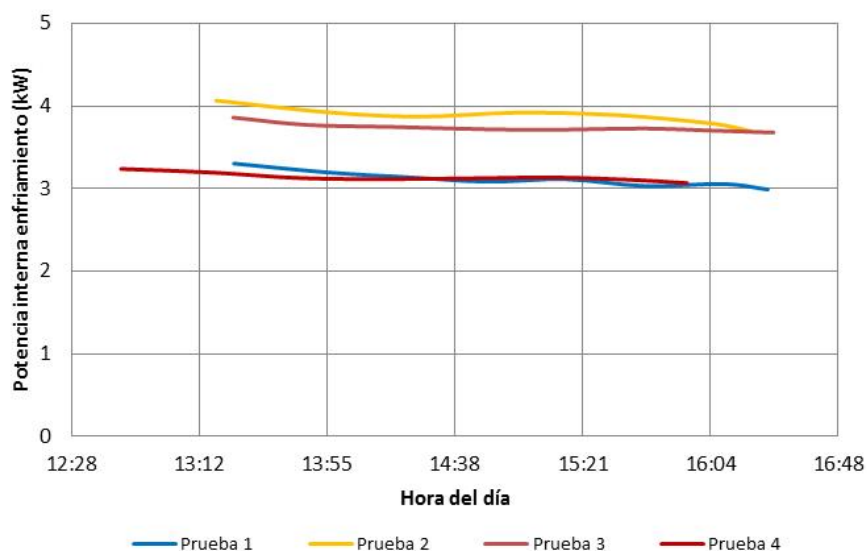


Figura 7.46: Comparativa de la potencia interna de enfriamiento para las 4 pruebas

En la figura siguiente 7.47, se muestran las potencias externas de generación. Es de esperarse que el mayor valor lo tenga la prueba 2, debido a que en esta prueba se incremento el flujo de solución diluida al generador y adquiere valores cercanos a los 12 kW mientras que la prueba 1 se mantiene en promedio a 9.35 kW.

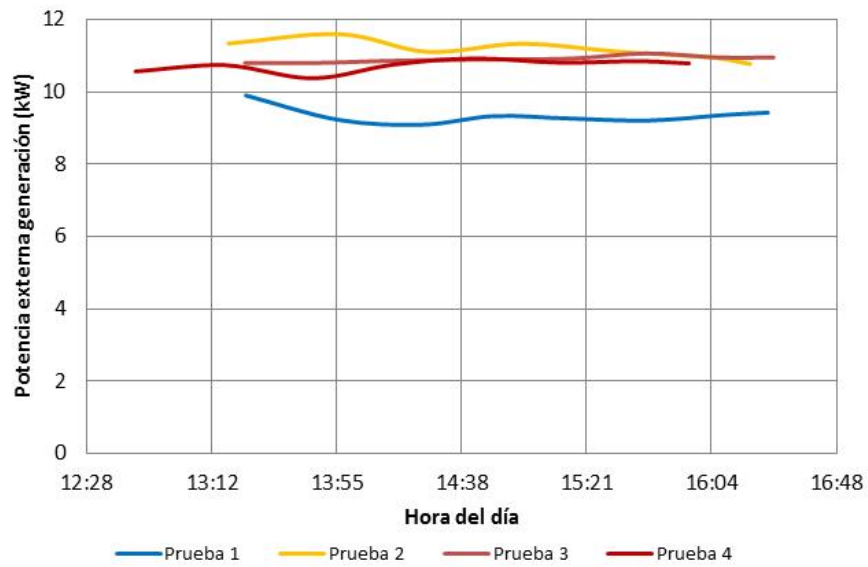


Figura 7.47: Comparativa de la potencia externa de generación para las 4 pruebas

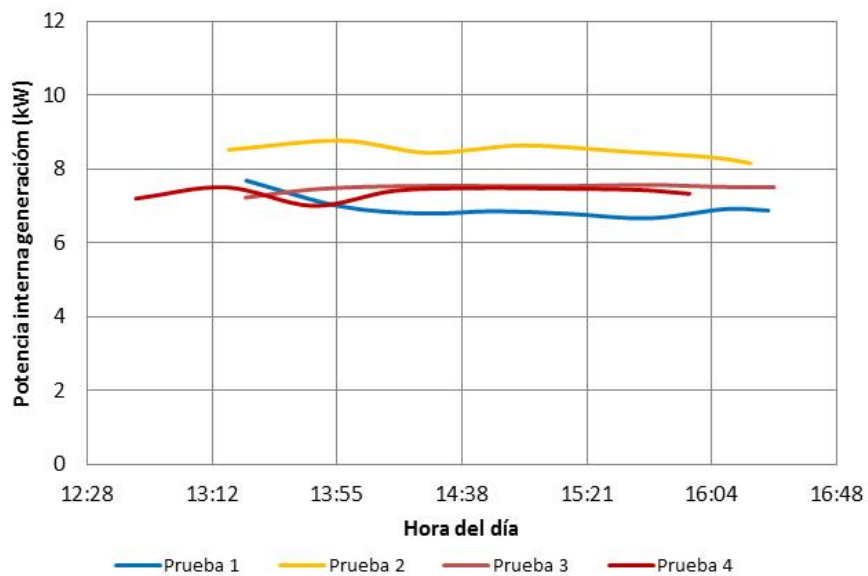


Figura 7.48: Comparativa de la potencia interna de generación para las 4 pruebas

La figura 7.48 muestra las potencias internas de generación y la tendencia de la figura anterior se mantiene, con los valores más altos para la prueba 2 que promedia cerca de 8.5 kW, mientras que la prueba 1 toma valores cercanos a los 7 kW promedio del día.



A continuación se muestra la figura 6.49:

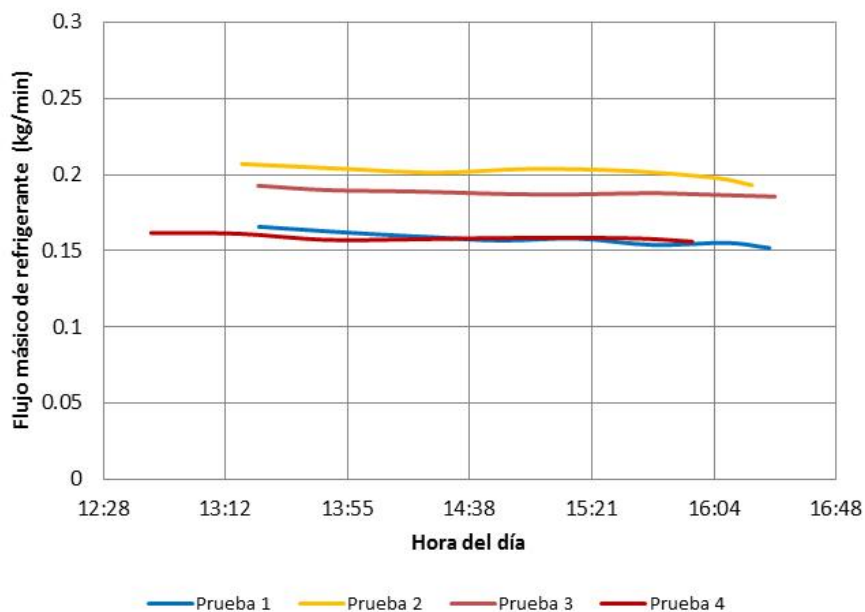


Figura 7.49: Comparativa del flujo de refrigerante producido para las 4 pruebas

El flujo másico de refrigerante producido se muestra en la anterior figura 7.49, donde se observa que el valor más alto corresponde a la prueba 2. Esto se debe principalmente a que sólo en la prueba 2 se incrementó de 1.9 a 2.5 kg/min el flujo de solución diluida al generador. En general los flujos de refrigerante producido en las 4 pruebas adquieren valores que van de 150 a 210 gr/min.

En la figura 7.50, las temperaturas del refrigerante al evaporador se pueden observar. Es evidente que con la prueba 3 se consiguió la temperatura más baja cuyo promedio ronda los 6.5°C, la prueba 2 resulta en temperaturas mayores del refrigerante al evaporador, con un valor superior a los 12°C, tal como se mostró en la figura 7.29. Se observa también que la prueba 4 que se realizó a 95°C de temperatura de generación, muestra valores bajos, incluso menores que la prueba 1 que se realizó a 100°C de generación, sin embargo la temperatura de condensación tiene repercusiones en el desempeño, conforme la temperatura ambiente se incrementa, se incrementa también la del refrigerante al evaporador debido a un cambio en la presión del absorbedor.

Posteriormente se presenta la figura 7.51 con las presiones en el absorbedor. Es evidente que existe una correlación entre la presión en el absorbedor y la temperatura del refrigerante al evaporador. Las curvas de presión en el absorbedor siguen las mismas tendencias que las curvas de temperatura de refrigerante en el evaporador, donde la mínima temperatura se obtuvo en la prueba 3, misma prueba en la que se obtiene la mínima presión en el absorbedor. Por ese motivo reducir la presión en el absorbedor es un punto importante a considerar si se pretende conseguir bajas temperaturas de refrigerante al evaporador. La prueba 3 tiene valores para la presión cercanos a 3.6 bar, le sigue la prueba 1 con 3.93 bar, la prueba 4 con 3.96 bar y finalmente la presión de la prueba 4 es la superior con 4.72 bar. Se observa en la figura anterior 3.29 que la menor temperatura y la máxima temperatura corresponden a la mínima y máxima presión en el absorbedor respectivamente.

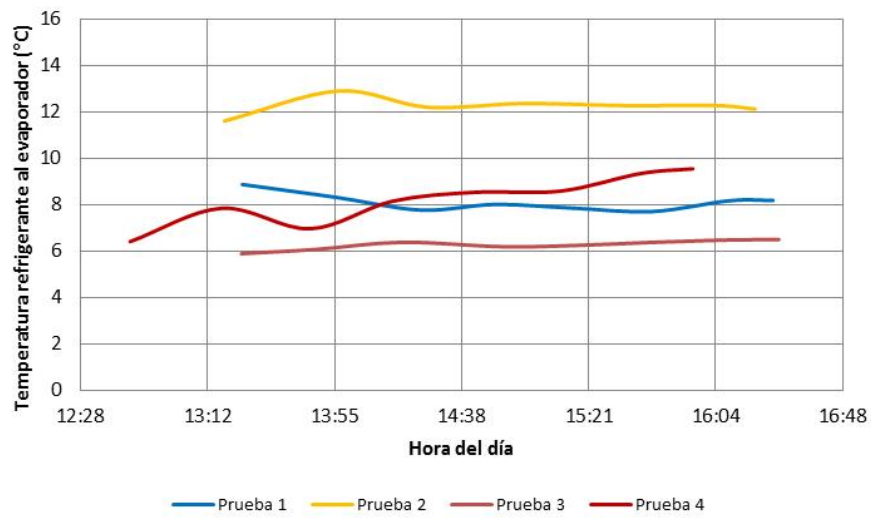


Figura 7.50: Comparativa de la temperatura del refrigerante al evaporador para las 4 pruebas

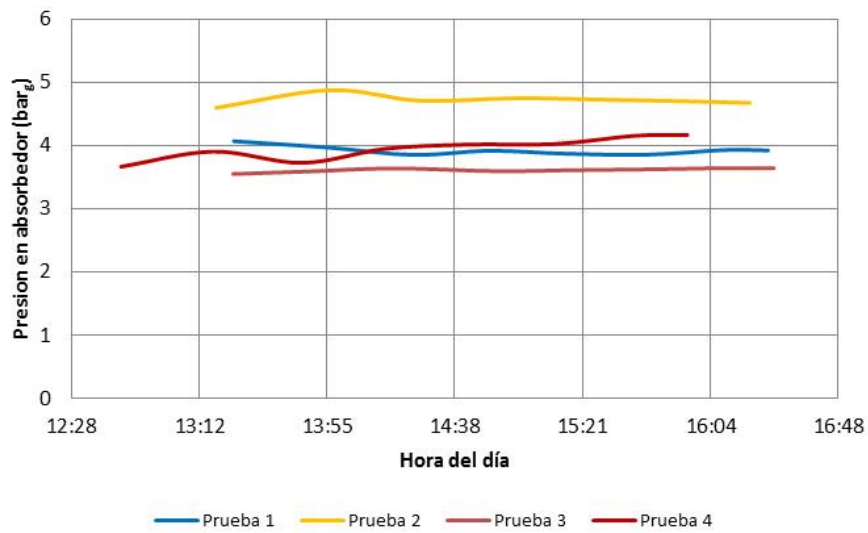


Figura 7.51: Comparativa de la presión en el absorbedor para las 4 pruebas

Un parámetro que tiene influencia en la presión del absorbedor, es la temperatura de la solución diluida que ingresa al mismo. La figura 7.52 que se presenta a continuación muestra dicha temperatura:

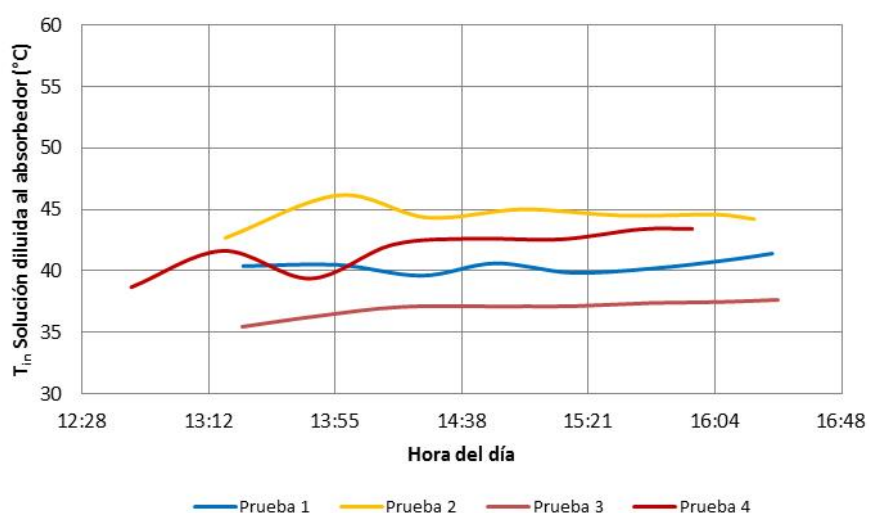


Figura 7.52: Comparativa de la solución diluida ingresando al absorbedor para las 4 pruebas

La figura 7.52 muestra las tendencias claramente correspondidas a la figura 7.50 y 7.51, lo que indica que la temperatura de la solución diluida que ingresa al absorbedor tiene impacto en la presión del absorbedor, lo que desemboca en el valor de la temperatura del refrigerante al evaporador.

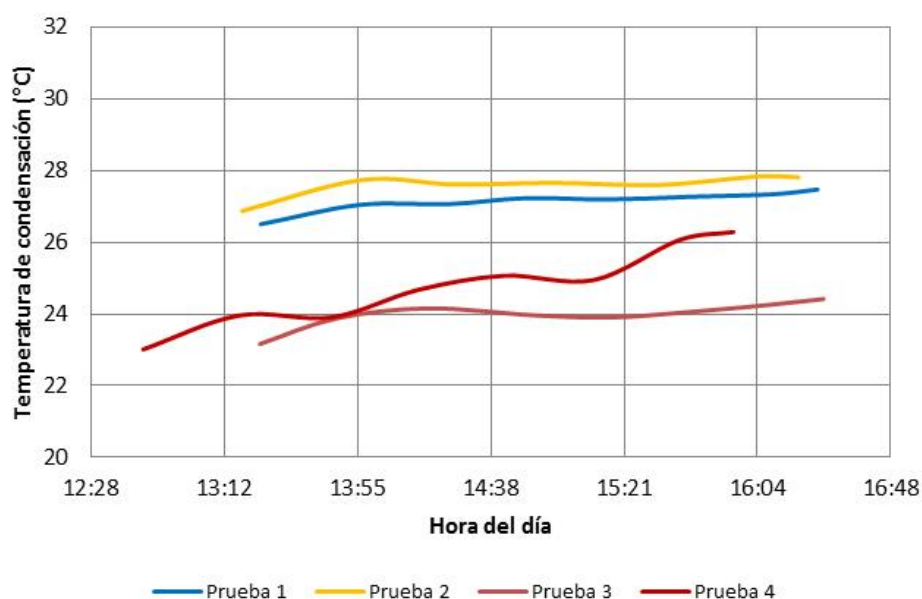


Figura 7.53: Comparativa de la temperatura de condensación para las 4 pruebas

En la figura 7.53 se observan las temperaturas de condensación promedio del día para las 4 pruebas, donde puede verse también cierta correspondencia entre  $T_c$ ,  $T_{ref}$  y  $P_{abs}$ . La prueba 3 se llevó a cabo a la menor temperatura de condensación de acuerdo al ambiente del día con un promedio de  $23.97^{\circ}\text{C}$ , posteriormente la prueba 2 con  $24.74^{\circ}\text{C}$ , le sigue la prueba 1 con  $27.14^{\circ}\text{C}$  y finalmente la temperatura de condensación más alta para la prueba 2 con  $27.59^{\circ}\text{C}$ .

Finalmente en las figuras 7.54 y 7.55 se muestran las concentraciones para la solución diluida y solución concentrada respectivamente. Se observa en la figura 7.54 que la prueba 3 tuvo la menor concentración

de solución diluida, con valores del orden de 0.445, mientras que la prueba 2 adquiere el valor más alto que es del orden de 0.455.

Por otro lado en la fig. 7.55 se puede observar que la solución mayormente concentrada se tiene en la prueba 2, con valores del orden de 0.52 y la solución menos concentrada resulta para la prueba 1 con valor del orden de 0.53. El cambio en la concentración tiene un impacto directo en la presión, por esto es que la concentración más alta coincide con la concentracón más alta para el absorbedor.

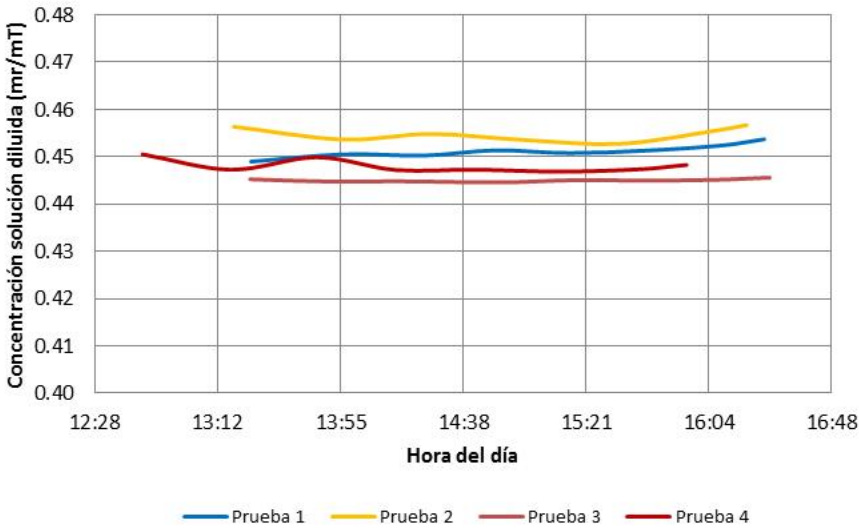


Figura 7.54: Comparativa de la concentración a solución diluida para las 4 pruebas

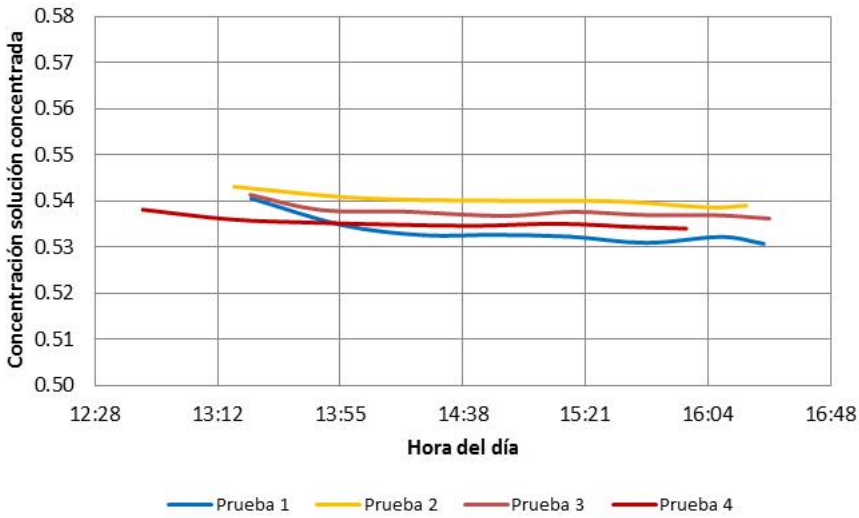


Figura 7.55: Comparativa de la concentración a solución concentrada para las 4 pruebas

## 7.4. Evaluación experimental: Segundo bloque

### 7.4.1. Prueba 5

Para el segundo bloque de pruebas, se instaló una bomba de mayor capacidad de flujo en el sistema de absorción, con la finalidad de modificar la recirculación, consiguiendo así, incrementar la capacidad de refrigerante absorbido. Por un lado esto permite bajar la presión del absorbedor y por otro lado, la recirculación permite la mezcla entre la solución que todavía viene caliente saliendo del economizador hacia el absorbedor y la solución que se enfría en el absorbedor, esto tiene como consecuencia que la solución diluida que ingresa al absorbedor tenga en términos generales, una menor temperatura y finalmente se consigue una menor presión de trabajo en el absorbedor.

Ya se había mencionado en el capítulo anterior, que la temperatura del refrigerante al evaporador esta altamente dominada por la presión en el absorbedor, de tal manera que si se quiere tener temperaturas bajas, se debe mantener una presión tan baja como sea posible. El segundo bloque de pruebas se llevó a cabo en el mes de junio, por lo que las temperaturas del ambiente son elevadas respecto al primer bloque que se realizó en el mes de abril, con una diferencia de al menos 5°C ambiente.

La figura 7.56 que se muestra a continuación, muestra las temperaturas de operación del sistema:



Figura 7.56: Temperaturas de operación de flujos externos del sistema

Se observa en fig. 7.56 que la temperatura del agua de generación TG se mantuvo a propósito, ligeramente por encima de los 100°C, con valores promedio de 100.6°C, lo que durante el experimento, demostró que el equipo tiene un mejor desempeño debido a la temperatura ambiente elevada. Evidentemente la temperatura de condensación no bajó de 30°C, por lo que la temperatura del agua para acondicionar la habitación fue del orden de los 18°C.

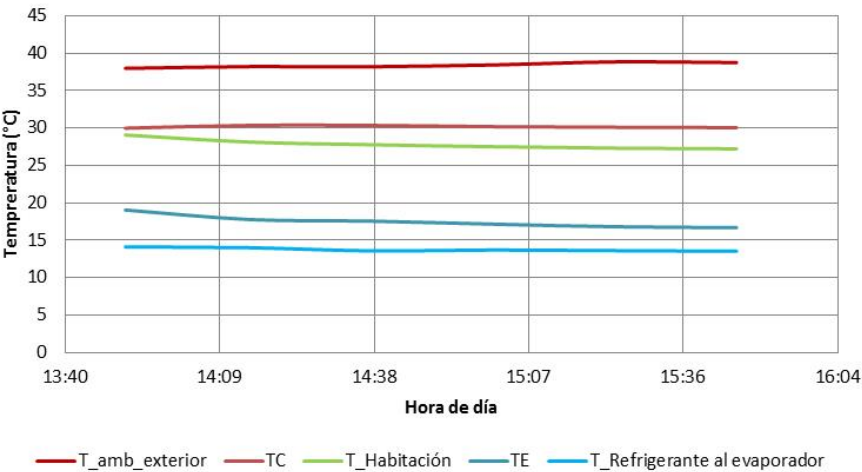


Figura 7.57: Temperaturas del ambiente

La anterior figura 7.57 muestra las condiciones de temperatura ambiente exterior de 38°C, mientras que la habitación se ha mantenido en 27°C. La temperatura del refrigerante promedio 14°C para la prueba.

La figura 7.58 que se muestra enseguida, permite visualizar las potencias externas del sistema:

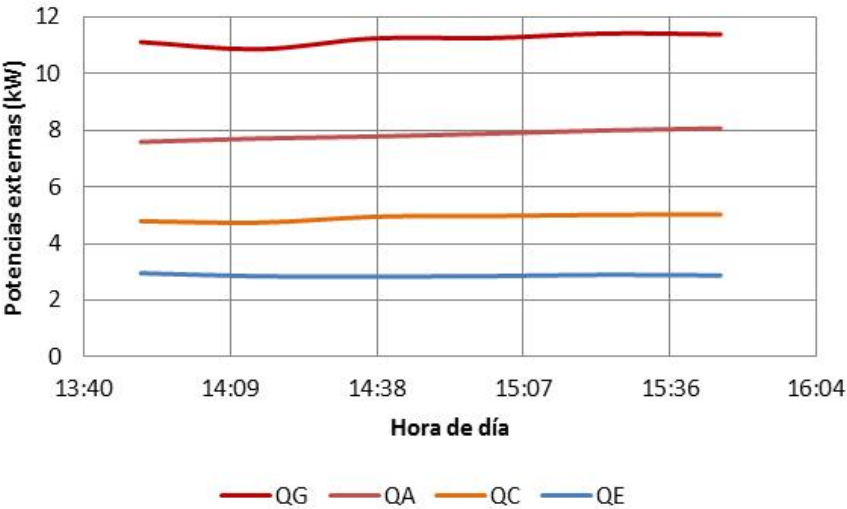


Figura 7.58: Potencias térmicas externas

Enseguida se muestra la figura 7.59 para las potencias térmicas internas.

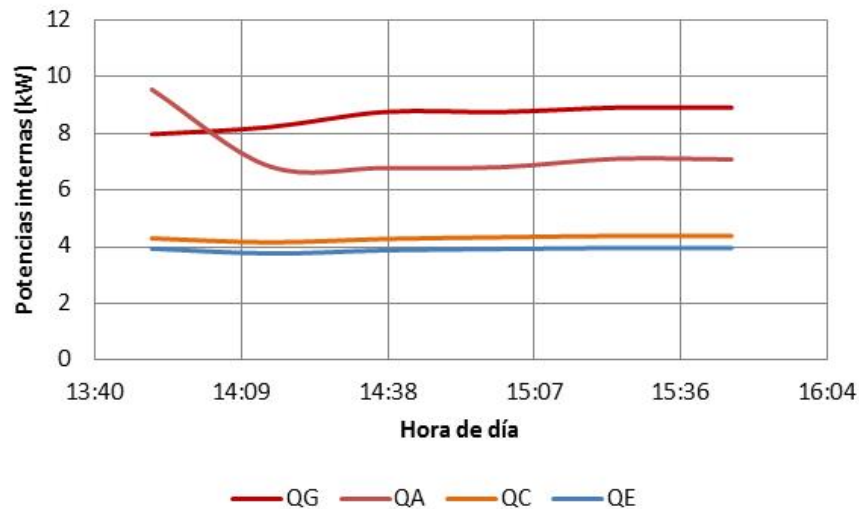


Figura 7.59: Potencias térmicas internas

Evidentemente la potencia de enfriamiento  $\dot{Q}_E$  es superior para flujo interno, sin embargo la potencia externa obtenida para enfriamiento de 3 kW es relativamente alta de acuerdo al primero bloque de pruebas y además, es muy cercana al valor de la potencia de enfriamiento interna de 4 kW, lo que indica que la potencia disponible se aprovechó de manera apropiada.

La potencias externas de generación se aproxima a los 12 kW, contra 9 kW internos. Es posible ver también en la figura 7.59, que la potencia de enfriamiento y de condensación adquieren valores cercanos entre sí, lo que es de esperarse. Un comentario importante sobre la potencia de enfriamiento es que el evaporador fue diseñado para una **potencia nominal de 5 kW**, en esta prueba se alcanzaron 4 kW, por lo que es evidente que se está comenzando a alcanzar el límite.

El coeficiente de desempeño (*COP*) para flujo externo e interno, se muestra enseguida en la figura 7.60, donde el COP externo promedio 0.252, mientras que el COP interno toma valores del orden de 0.46.

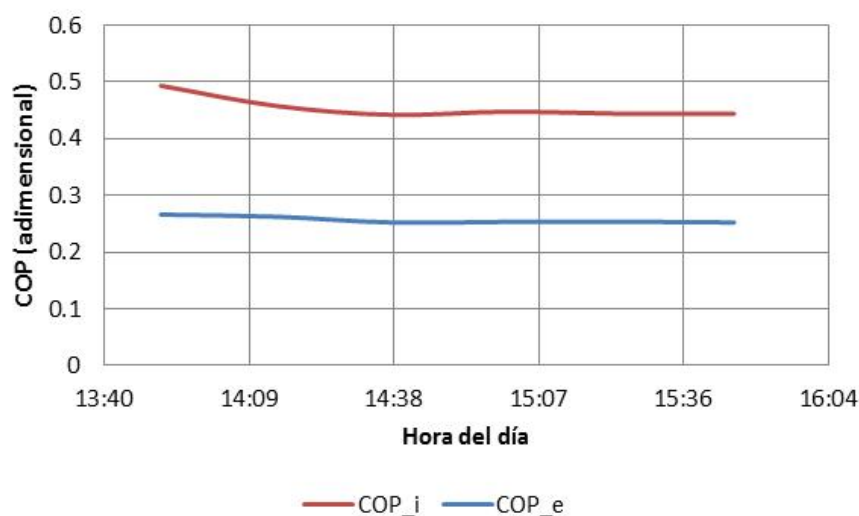


Figura 7.60: COP externo e interno

Los valores de presión de operación del sistema, aparecen en la figura 7.61 a continuación. Evidentemente la presión en el evaporador, dominada por la del absorbedor, no tiene valores por debajo de 5 bar, por lo que la temperatura del refrigerante al evaporador se mantiene relativamente alta ( $14^{\circ}\text{C}$ ) como se mostró en la figura 7.57. Un valor de presión que permita tener temperaturas cercanas a  $0^{\circ}\text{C}$ , es del orden de 3 bar.

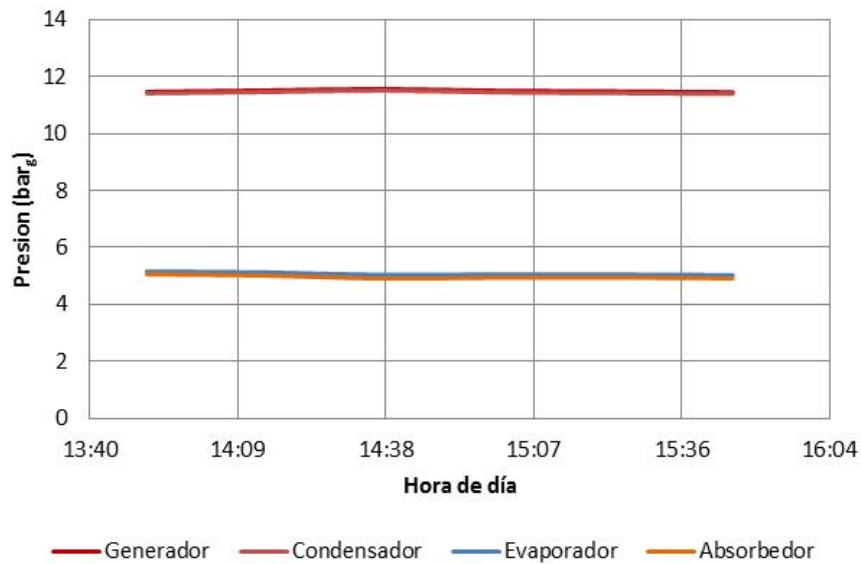


Figura 7.61: Presiones de operación del sistema de absorción

La presión en el absorbedor está ampliamente dominada por la temperatura de la solución que ingresa al mismo, en la figura siguiente, 7.62, se muestran las temperaturas de la solución así como del agua que ingresa al absorbedor para enfriamiento:

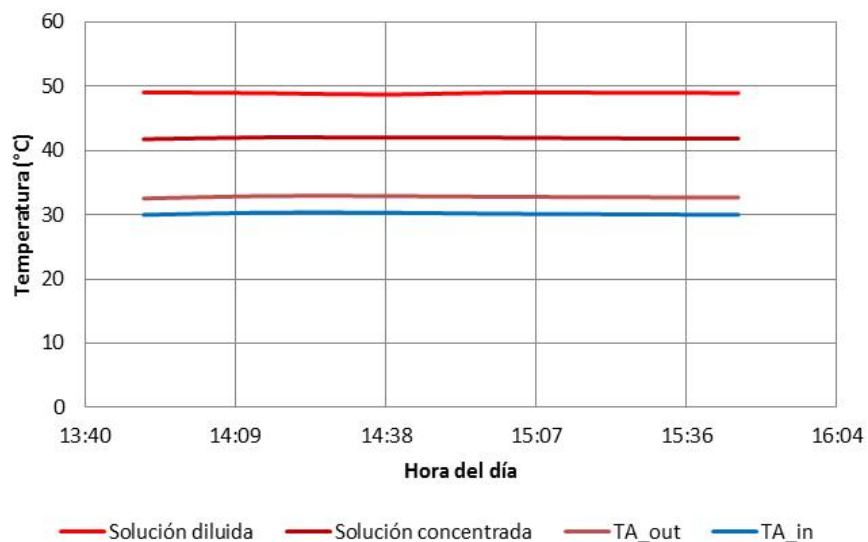


Figura 7.62: Temperatura de la solución y temperatura de enfriamiento al absorbedor



Puede observarse de la figura anterior 7.62, que la temperatura de la solución diluida adquiere valores del orden de  $49^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura del agua que sale del absorbedor se mantiene debajo de los  $35^{\circ}\text{C}$ . Esto indica que aún puede aprovecharse el agua que sale del absorbedor y reutilizarla en el proceso para retirarle calor a la solución diluida, con lo que se consigue un **Enfriamiento a concentración constante**, cuyo objetivo es bajar la presión en el absorbedor, y finalmente, tener temperaturas en el evaporador con valores cercanos a los  $0^{\circ}\text{C}$ .

Las temperaturas de la solución que ingresa y sale del economizador se muestran a continuación en la figura 7.63, para reforzar el comentario de la figura anterior:

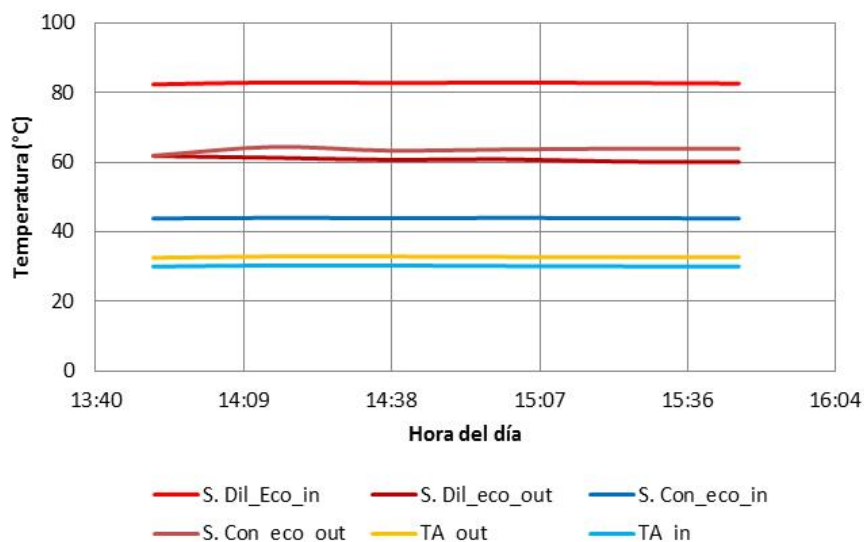


Figura 7.63: Temperatura de la solución al economizador y temperatura de enfriamiento al absorbedor

La solución diluida ingresa al economizador con  $82^{\circ}\text{C}$  de temperatura, sale del mismo a  $60^{\circ}\text{C}$ . La solución concentrada ingresa al economizador a  $44^{\circ}\text{C}$  y sale a  $63^{\circ}\text{C}$ . Hay una diferencia de temperatura en la solución diluida respecto a la figura anterior, esto se debe a que en el absorbedor se tiene recirculación y la solución que ingresa al absorbedor se mezcla con la que se esta recirculando.

La ventaja principal de la recirculación en el absorbedor, es que la temperatura de la solución que sale del economizador se reduce al mezclar dicha solución con la que se recicla, ya que esta última fue enfriada por el absorbedor y se esta regresando al mismo. Esta mezcla permite bajar la temperatura y como resultado se tiene una presión de absorción relativamente menor. Esto hace evidente que el fenómeno de transferencia de calor, sigue dominando el comportamiento del sistema de absorción.

Otro punto a considerar, es que las temperaturas de la solución, distan mucho de la temperatura que del agua de enfriamiento al absorbedor, lo que significa que el agua se puede reutilizarla y devolverla al proceso para bajar aun más la temperatura de la solución diluida que ingresa al absorbedor.

La figura 7.64 a continuación, muestra el flujo másico de refrigerante obtenido en la prueba, con un promedio de 200 gr/min:

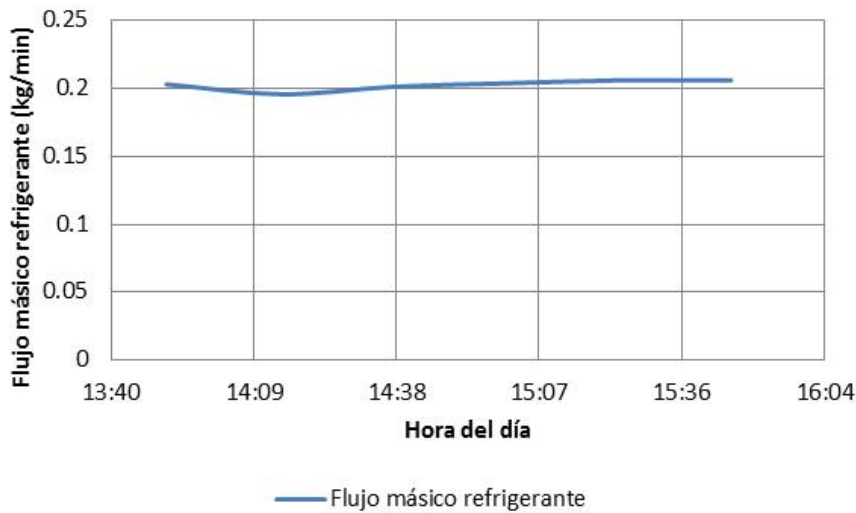


Figura 7.64: Flujo másico de refrigerante

La figura 7.65 muestra los flujos másicos tanto de la solución concentrada como de la diluida:

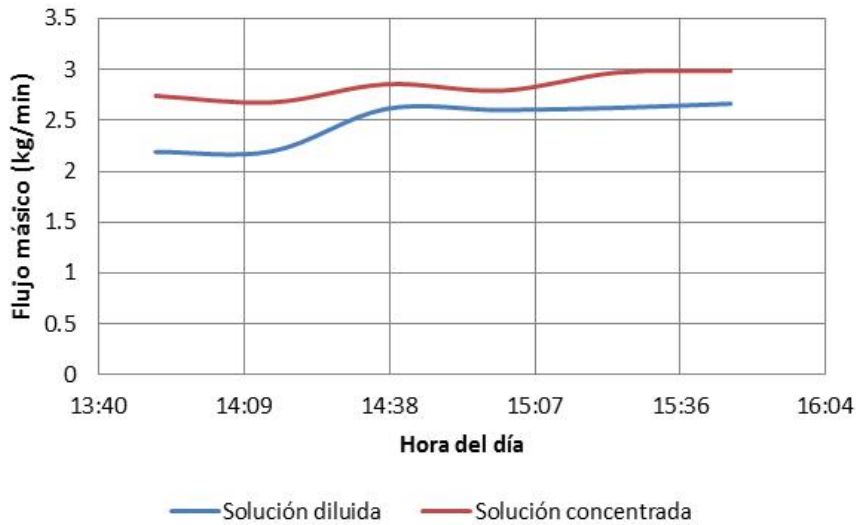


Figura 7.65: Flujos másicos de la mezcla de trabajo

Finalmente las concentraciones a solución concentrada y diluida con valores de 0.53 y 0.45 promedio respectivamente a continuación en la figura 7.66:

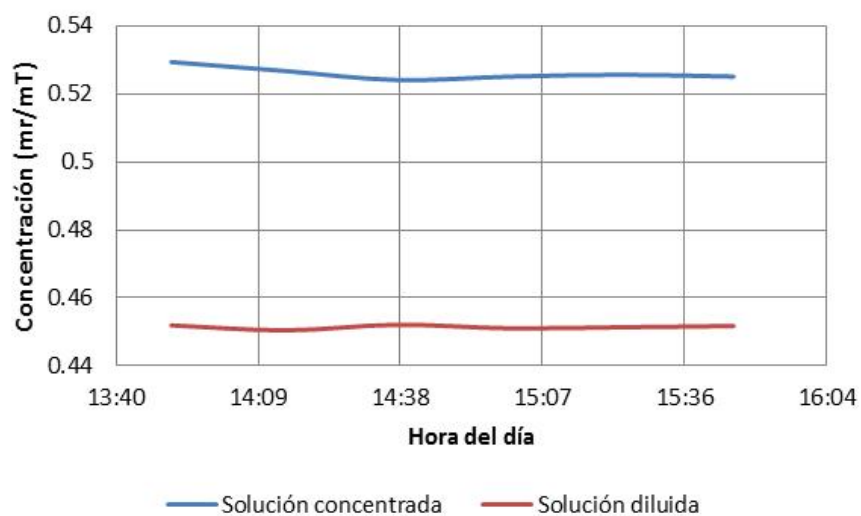


Figura 7.66: Concentraciones de operación del equipo de absorción para la prueba 5



## Conclusiones y recomendaciones

---

En el presente capítulo se presentan las conclusiones de la experimentación, en las que se pretende resumir los factores que determinan en mayor medida el mejor desempeño del equipo; así como la mejor potencia frigorífica.

Seguido de lo anterior, se realizan algunas recomendaciones y propuestas de mejora para el equipo en particular y finalmente se proyectan a futuro algunas actividades a desempeñar para la mejora técnica y funcional del sistema de absorción en evaluación.



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## 8.1. Conclusiones

### 8.1.1. Sobre el sistema de absorción enfriado por aire, objeto de la presente tesis

Teniendo en cuenta los valores y tendencias evidentes en los gráficos presentados en el capítulo 5 de la presente tesis, se puede concluir que:

- Se ha desarrollado un sistema de refrigeración por absorción enfriado por aire con absorbedor tipo burbuja de tubos horizontales aletados
- La evaluación experimental logró satisfacer los objetivos planteados, ya que se diseñó, construyó y evaluó el sistema propuesto y se operó utilizando dos mezclas refrigerante absorbente: Amoniac-Nitrato de litio así como Amoniac-Agua
- Con la mezcla Nitrato de Litio-Amoniac, se evaluó el sistema para temperaturas de generación que van de 80 °C a 100 °C en pasos de 5 °C, para dos concentraciones de refrigerante; 56 % y 53 %
- Con la mezcla Amoniac-Agua, se evaluó el sistema para temperaturas de generación que van de 95 °C a 115 °C en pasos de 5 °C, para la concentración de refrigerante de 43 %
- Para la mezcla Amoniac-Nitrato de litio, el flujo de solución concentrada seleccionado que se encuentra entre valores de 1.5 y 1.7 kg/min resulta funcional para  $T_G = 80^\circ\text{C}$  hasta  $T_G = 100^\circ\text{C}$  y las temperaturas de condensación que van de 20 a 31°C
- Para la mezcla Amoniac-Agua, el flujo de solución concentrada seleccionado que se encuentra entre valores de 1 y 1.15 kg/min resulta funcional para  $T_G = 95^\circ\text{C}$  hasta  $T_G = 115^\circ\text{C}$  y las temperaturas de condensación que van de 20 a 28°C
- Las potencias térmicas obtenidas internas y externas, así como los Coeficientes de desempeño obtenidos, son consistentes con los reportados por Hernández et al. (2014) así como Inzunza et al. (2016)
- Para la mezcla Amoniac-Nitrato de litio, el equipo puede alcanzar COP externos del orden de 0.3. e internos de 0.75 en valores máximos
- La evaluación con la mezcla Amoniac-Agua, arroja valores máximos de COP internos del orden de 0.63, mientras que para valores externos, el COP máximo alcanzado es de 0.29
- La potencia frigorífica interna máxima alcanzada con la mezcla Amoniac-Nitrato de litio, es del orden de los 4.25 kW de enfriamiento y la máxima externa de 3.1 kW de enfriamiento
- La potencia frigorífica interna máxima alcanzada con la mezcla Amoniac-Agua, es del orden de los 3.2 kW de enfriamiento y la máxima externa de 2.3 kW de enfriamiento
- La menor temperatura de refrigeración lograda es de 2.18 °C para la mezcla Amoniac-Nitrato de litio
- La menor temperatura de refrigeración lograda es de -10 °C para la mezcla Amoniac-Agua
- Existe un óptimo de flujo de solución concentrada para cada temperatura de generación
- Las pérdidas al ambiente y la eficiencia de los intercambiadores de calor tienen una repercusión directa sobre el desempeño del equipo, mejorar esa eficiencia mejorará el desempeño del mismo
- A mayores temperaturas de generación, se presentan mayores pérdidas al ambiente y menores COP externos

### 8.1.2. Sobre la planta demostrativa de adsorción, instalada en Morelos, México

- Se cumplieron los objetivos planteados, debido a que se instaló y se puso en operación una planta de climatización por adsorción, operando con energía solar térmica
- Se evaluó preliminarmente el sistema y se lograron potencias externas de enfriamiento superiores a los 3 kW
- Los coeficientes de operación obtenidos, van de 0.21 como mínimo a 0.46 como máximo
- Evidentemente, se requiere un análisis de flujos externos de agua de generación para obtener las curvas que presenta el fabricante

### 8.1.3. Sobre la planta demostrativa de absorción, instalada en Sinaloa, México

- Se cumplieron los objetivos planteados, se diseñó e instaló un campo funcional de colectores solares desarrollados por la UNAM, así mismo, se instaló un sistema de climatización por absorción desarrollado también por la UNAM
- Se evaluó preliminarmente el sistema acoplado a un campo de colectores solares para climatizar un espacio de  $25\text{ m}^2$
- Se obtuvieron valores máximos internos de COP de 0.54 y máximos externos de 0.27
- Se obtuvieron potencias máximas externas de enfriamiento del orden de 4 kW, y externas de 3.1 kW
- Las temperaturas mínimas de refrigeración, fueron de  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$

## 8.2. Recomendaciones

De acuerdo a la experimentación realizada es posible realizar las siguientes recomendaciones:

- Mejorar el método de conexión de sensores de temperatura en el equipo, evitará fugas en el sistema, lo que consigue una mayor seguridad para el sistema y para los alrededores
- La mejora del aislamiento en los diversos componentes o la mejora de los mismos evitará pérdidas de calor a los alrededores y el COP externo se verá favorecido
- Seleccionar la bomba adecuada de circulación de solución, permitirá largos periodos de prueba confiable
- Seleccionar una bomba cuyos componentes no reaccionen con el amoniaco
- Utilizar sensores de temperatura con conexión fabricada totalmente en acero inoxidable
- Continuar con la experimentación y probar diversas mezclas refrigerante-absorbente

## 8.3. Proyección a futuro

- Realizar experimentación para encontrar las aperturas óptimas de la válvula de expansión puede conseguir valores más altos de COP y mayores potencias frigoríficas
- Se propone también realizar un análisis para encontrar el flujo óptimo de solución hacia el generador para cada temperatura de generación



- Instalar en el banco de tubos aletados tanto de absorbedor como de condensador, un sistema de aspersión de agua con la finalidad de evaluar el equipo enfriado por agua-aire lo que conseguirá tener temperaturas de bulbo húmedo para retirar calor del condensador y del absorbedor, se espera que el desempeño mejore considerablemente

# Ecuaciones y balances de energía

---

## A.1. Propiedades de la solución $NH_3 - LiNO_3$

En el cálculo de las propiedades de la solución  $NH_3 - LiNO_3$  se utilizaron las ecuaciones de equilibrio de **Infante Ferreira** mencionadas ya en el capítulo 3 y son las siguientes.

### A.1.1. Presión de equilibrio

La ecuación que se presenta a continuación, se utiliza para conocer la concentración  $X$  de la solución bajo la suposición de equilibrio, en estos puntos se conocen presión y temperatura a través del sistema de instrumentación y control:

$$P = \exp[(0.1629E+2+0.3859E+1*((1E+0-X)^3))+(-0.2802E+4-0.4192E+4*((1E+0-X)^3)*(\frac{1}{T+0.27316E+3}))] \quad (A.1)$$

Donde:

P= Presión absoluta en kPa

X= Concentración en kilogramos de refrigerante sobre kilogramos de solución

T= Temperatura de la solución en °C

### A.1.2. Calor específico ( $C_P$ )

$$C_p = 0.115125E+1+(0.3382678E+1X)+((0.2198E-2+(0.4793E-2X))*T)+(0.118E-3X*T^2) \quad (A.2)$$

### A.1.3. Entalpía de líquido (h)

Para  $x < 0.54$

$$h = 0.157E+4 * ((0.54 - X)^2) - 0.215E+3 + \int_0^T c_p dT \quad (A.3)$$

Para  $x > 0.54$

$$h = 0.689E+3 * ((X - 0.54)^{0.15E+1}) - 0.215E+3 + \int_0^T c_p dT \quad (A.4)$$

Para obtener la entalpía de líquido debe integrarse la ecuación de 1.2 con respecto a T y sustituir el valor de la temperatura en dicha ecuación.



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**

**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

#### A.1.4. Volumen específico ( $\nu$ )

Se obtiene primero la densidad, con la inversa de la densidad se obtiene el volumen específico.

$$\rho = -0.1409653E4 * X^2 + 0.2046222E4 - 0.13463E1 * T - 0.39E - 2 * T^2 \quad (\text{A.5})$$

$$\nu = \frac{1}{\rho} \quad (\text{A.6})$$

Donde:

$\rho$ = Densidad ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

$\nu$ = Volumen específico ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

### A.2. Cálculo de las potencias térmicas externas

El cálculo de los calores externos para cada caso se resuelve de forma sencilla utilizando la ecuación:

#### A.2.1. Cálculo de la potencia externa en los componentes del sistema

$$\dot{Q} = \dot{m}C_P\Delta T \quad (\text{A.7})$$

Donde:

$\dot{Q}$ = Velocidad de transferencia de calor externo en kW

$\dot{m}$ = Flujo másico del agua que entra al evaporador, condensador, generador o absorbedor (según sea el caso) en kg/s

$C_P$ = Calor específico promedio del agua de acuerdo a las temperaturas de operación en kJ/kg\*K

$\Delta T$ = Diferencia de temperaturas entre el agua que entra y la que sale en °C

#### A.2.2. COP externo ( $COP_e$ )

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_{Ee}}{\dot{Q}_{Ge} + \dot{W}_b} \quad (\text{A.8})$$

### A.3. Cálculo de las potencias térmicas internas

Para obtener el calor interno de los intercambiadores, se utilizó la **Primera ley de la termodinámica** y se calcula  $\dot{Q}$  despejando de la misma.

Se toma el flujo másico interno (sea para la solución o para el refrigerante) que registran los coriolis y se dejan estos flujos en unidades de kg/s.

**A.3.1. Calor interno en el evaporador ( $\dot{Q}_{Ei}$ )**

$$\dot{Q}_{Ei} = \dot{m}_R(h_{sal} - h_{ent}) \quad (A.9)$$

Donde:

$\dot{Q}_{Ei}$  = Potencia interna del evaporador en kW

$\dot{m}_R$  = Flujo másico de refrigerante en kg/s

$h_{sal}$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del evaporador en kJ/kg

$h_{ent}$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del condensador, ya que la estrangulación es un proceso isentálpico, en kJ/kg

**A.3.2. Potencia interna en el condensador ( $\dot{Q}_{Ci}$ )**

$$\dot{Q}_{Ci} = \dot{m}_R(h_{ent} - h_{sal}) \quad (A.10)$$

Donde:

$\dot{Q}_{Ci}$  = Potencia interna del condensador en kW

$\dot{m}_R$  = Flujo másico de refrigerante en kg/s

$h_{sal}$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la entrada del condensador en kJ/kg

$h_{ent}$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del condensador en kJ/kg

**A.3.3. Potencia interna del generador ( $\dot{Q}_{Gi}$ )**

$$\dot{Q}_{Gi} = \dot{m}_R h_R + \dot{m}_{ss} h_{ss} - \dot{m}_{se} h_{se} \quad (A.11)$$

Donde:

$\dot{Q}_{Gi}$  = Potencia interna del generador en kW

$\dot{m}_R$  = Flujo másico de refrigerante en kg/s

$h_R$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del generador en kJ/kg

$\dot{m}_{se}$  = Flujo másico de la solución que entra al generador (Solución concentrada: rica en refrigerante) en kJ/kg

$h_{se}$  = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del generador en kJ/kg

$\dot{m}_{ss}$  = Flujo másico de la solución que sale del generador (Solución diluida: pobre en refrigerante) en kJ/kg

$h_{ss}$  = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del generador

en kJ/kg

#### A.3.4. Potencia interna del absorbedor ( $\dot{Q}_{Ai}$ )

$$\dot{Q}_{Ai} = \dot{m}_R h_R + \dot{m}_{se} h_{se} - \dot{m}_{ss} h_{ss} \quad (\text{A.12})$$

Donde:

$\dot{Q}_{Ai}$  = Potencia interna del absorbedor en kW

$\dot{m}_R$  = Flujo másico de refrigerante kg/s

$h_R$  = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la entrada del absorbedor en kJ/kg

$\dot{m}_{ss}$  = Flujo másico de la solución que sale del absorbedor (Solución concentrada: rica en refrigerante) en kg/s

$h_{ss}$  = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la salida del absorbedor en kJ/kg

$\dot{m}_{se}$  = Flujo másico de la solución que entra al absorbedor (Solución diluida: pobre en refrigerante) en kg/s

$h_{se}$  = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del absorbedor en kJ/kg

#### A.3.5. Potencia de la bomba ( $\dot{W}_b$ )

$$\dot{W}_b = \nu(P_{sal} - P_{ent}) \quad (\text{A.13})$$

Donde:

$\dot{W}_b$  = Potencia de la bomba en kW

$\nu$  = Volumen específico en m<sup>3</sup>/kg

$P_{sal}$  = Presión a la salida de la bomba en kPa

$P_{ent}$  = Presión a la entrada de la bomba en kPa

#### A.3.6. COP interno ( $COP_i$ )

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_{Ei}}{(\dot{Q}_{Gi} + \dot{W}_b)} \quad (\text{A.14})$$

Donde:

$COP_i$  = COP interno del sistema (adimensional)

$\dot{Q}_{Ei}$  = Potencia interna del evaporador en kW

$\dot{Q}_{Gi}$  = Potencia interna del generador en kW

$\dot{W}_b$  = Potencia de la bomba en kW





# Memoria de cálculo de Planta demostrativa en Morelos, México

---

## B.0.1. Cálculo de ductos para aire y difusores

Para el cálculo de la red de ductos de aire acondicionado se utiliza la norma ASHRAE y las curvas correspondientes.

Existen diversos métodos para el cálculo de ductos de aire, en este caso se utilizó el método de igual fricción, que consiste en seleccionar una caída de presión en pulgadas de columna de agua por cada 100 pies de longitud equivalente y dimensionar cada sección del ducto para cada flujo a la caída de presión seleccionada.

La caída de presión seleccionada es de 0.1" WG que está dentro de la norma y permite tener pocas pérdidas así como bajos niveles de ruido, lo que resulta en un motor de pequeña capacidad. Para lo anterior se utilizan curvas, mediante las cuales se realizó el cálculo de la caída de presión, dimensiones del ducto y relación de aspecto. A continuación se muestra la figura B.1 tomada de ASHRAE para aire fluyendo dentro de ductos de lámina galvanizada a diferentes dimensiones, velocidades y caídas de presión.

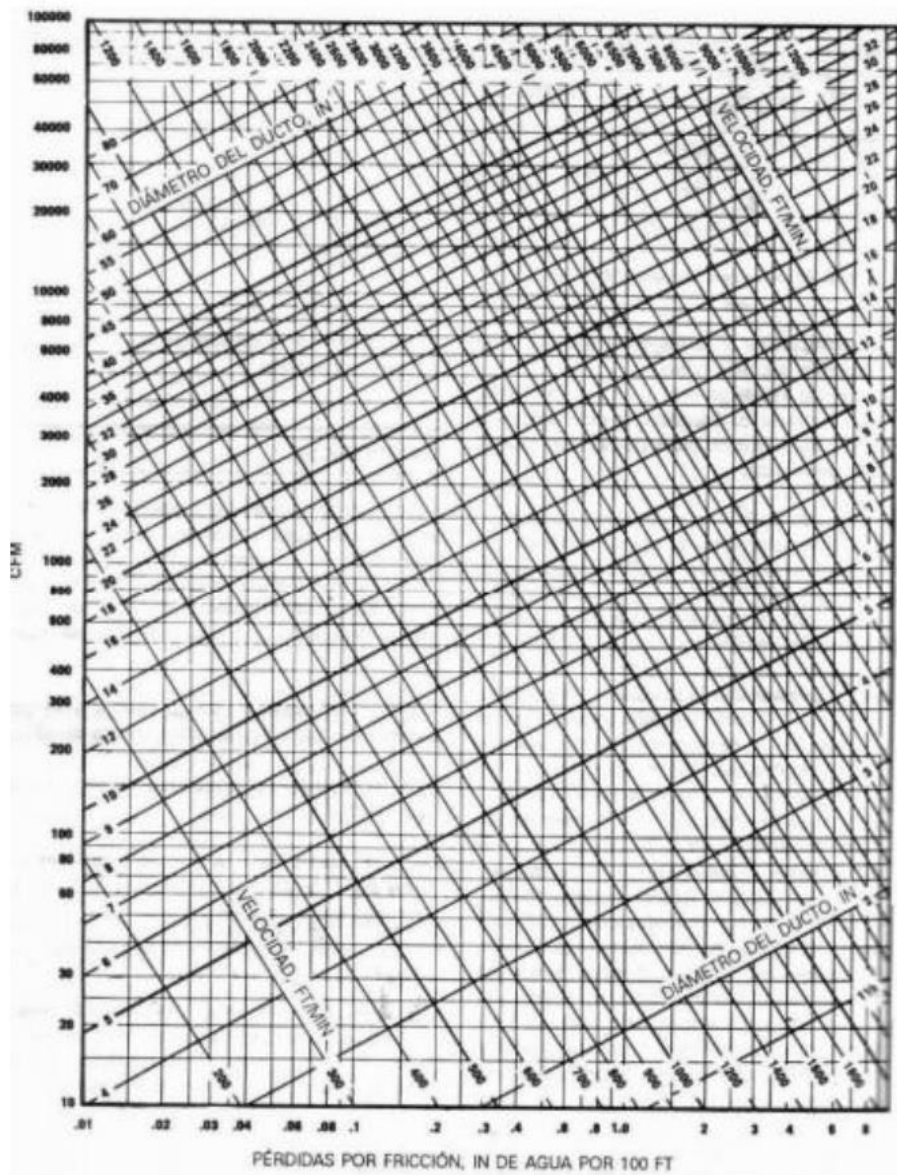


Figura B.1: Pérdidas por fricción en ductos de lámina de acero galvanizada. (Ashrae)

Mediante la figura A.1 se puede seleccionar la dimensión del ducto para la pérdida por fricción seleccionada y el flujo de aire a circular por el ducto.

Una vez que se tienen estos 2 datos, se selecciona el diámetro del ducto y se obtiene la velocidad del caudal, posteriormente, con la figura B.2, se obtiene el ducto rectangular equivalente por relación de aspecto. Ver figura B.2.

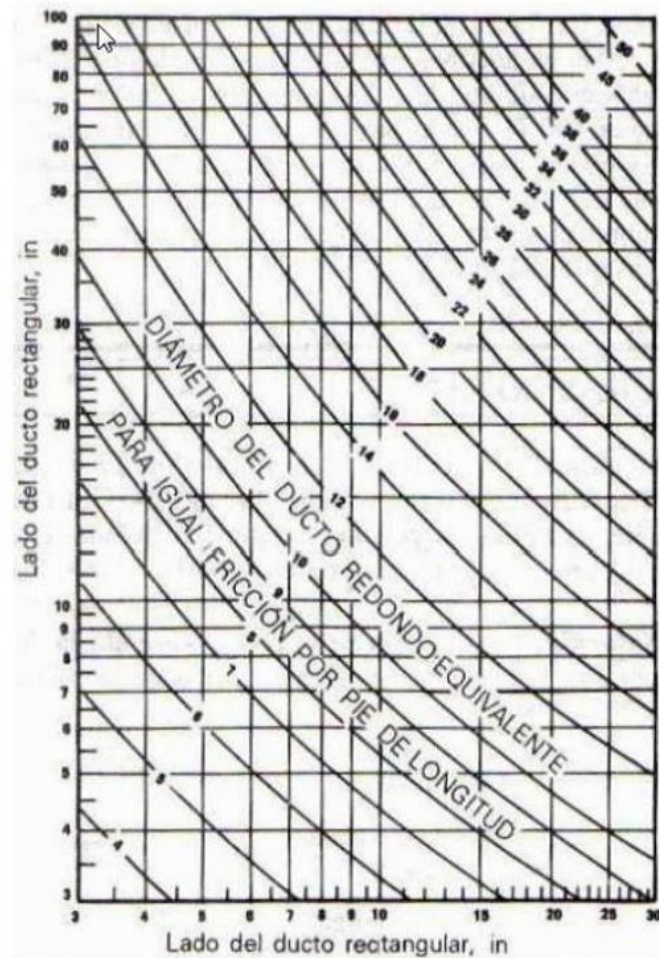


Figura B.2: Relación de aspecto. (Ashrae)

Se presentan a continuación las memorias de cálculo de los ductos y difusores, realizada en base a las velocidades y caídas de presión recomendadas por ASHRAE. En la figura b.3 puede observarse la memoria de cálculo de la red de ductos del sistema, como solo hay una manejadora de aire, solo existe un cuadro de cálculo.

|                 |            | <b>Caída de presión:</b> | <b>0.1" WG</b>                 |                                           |                                   |  |
|-----------------|------------|--------------------------|--------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------|--|
| Sección         | Flujo, CFM | Velocidad, FPM           | Diámetro equivalente, Pulgadas | Relación de aspecto rectangular, Pulgadas | Dimensiones del Difusor, Pulgadas |  |
| Ducto principal | 1000       | 1000                     | 14                             | 16 X 10                                   | 24 X 24                           |  |
| Ramal Principal | 450        | 800                      | 10                             | 10 X 8                                    | No                                |  |
| Derivación      | 300        | 700                      | 9                              | 8 X 8                                     | No                                |  |
| Derivación      | 275        | 700                      | 10 (Inyección)                 | 8 X 8                                     | 12 X 12                           |  |
| Derivación      | 150        | 600                      | 7                              | 6 X 8                                     | 10 X 10                           |  |

Figura B.3: Dimensionamiento de ductos para aire acondicionado

Para calcular la caída de presión total equivalente en pulgadas de columna de agua, se toma el recorrido más largo en el ducto y se multiplica por las pérdidas elegidas de 0.1" de columna de agua. La

presión resultante es la carga a vencer por el motor del ventilador de la UMA. A esta carga se debe sumar codos, rejillas, filtros y ductos flexibles.

De acuerdo al manual Greenheck se ha estimado una pérdida de carga para codos de 90°. [2]. En la figura B.4 se observa el cálculo de la caída total de presión.

|                                         | Longitud | Pérdida, In. WG     | Total          |
|-----------------------------------------|----------|---------------------|----------------|
| <b>Longitud Total de trayecto, Pies</b> | 46.12    | 0.04612             | 0.04612        |
| <b>Codos 90°</b>                        | 3        | 0.08                | 0.24           |
| <b>Rejilla de retorno</b>               | 1        | 0.08                | 0.08           |
| <b>Difusor de inyección</b>             | 1        | 0.0392              | 0.0392         |
|                                         |          | <b>TOTAL In. WG</b> | <b>0.40532</b> |

Figura B.4: Cálculo de la caída de presión en la red de ductos

Estos datos se envían al fabricante quien se encarga de seleccionar una UMA más próxima que ofrece 1000 CFM @ 0.58" WG que comercialmente es la más semejante. El motor que el fabricante recomienda es de 1 HP.

Cabe mencionar que la inclusión de los filtros y su correspondiente caída de presión la hace el fabricante, quien realiza un cálculo final, debido a la pérdida de carga del filtro y del serpentín de tubos aletados.

Del ducto de lámina galvanizada se conectan los difusores y rejillas mediante ducto flexible que evita vibraciones indeseables en el recinto, para seleccionar el diámetro de los ductos flexibles de inyección, se tomaron las curvas del fabricante del ducto flexible, se muestra la figura B.5 a continuación.

### B.0.2. Dimensionamiento de tuberías para agua

Para el cálculo de las tuberías de agua, se utiliza el método de Igual velocidad, que también recomienda ASHRAE.

Se selecciona la velocidad del agua en la tubería de acuerdo a la norma y para cada sección se toma el diámetro que cumpla con la velocidad seleccionada, a ésta velocidad y flujo le corresponde una pérdida equivalente en pies de columna de agua. De tablas se obtiene la pérdida por accesorios y se convierte en longitud equivalente, al final se suma la longitud total equivalente y se tiene una carga dinámica total para la bomba, con la carga y el flujo se puede calcular la potencia del motor.

Las velocidades recomendadas son de 4 a 8 pies/segundo. La caída de presión no debe superar los 5 pies de columna de agua/100 pies de longitud equivalente, aunque en ocasiones sucede debido a los diámetros comerciales y al costo de la tubería, lo que hace preferir tubería del menor diámetro permisible.

A continuación, en la figura B.6 se muestran las curvas de pérdidas por fricción para agua que fluye en el interior de tubos de acero nuevo cédula 40. Una vez que se tiene el flujo, se selecciona una velocidad y para esa velocidad existirá un diámetro de tubería, así como una pérdida por fricción.

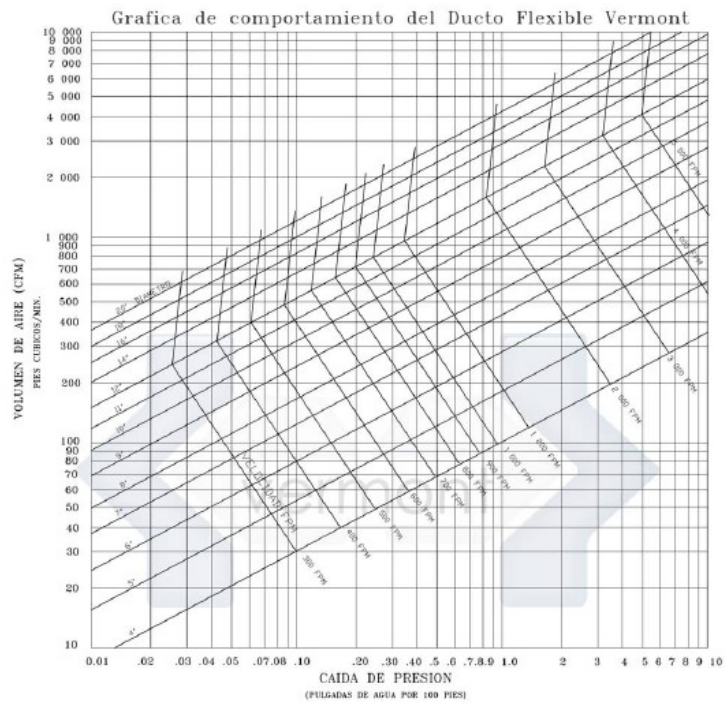


Figura B.5: Dimensionamiento de ductos flexibles

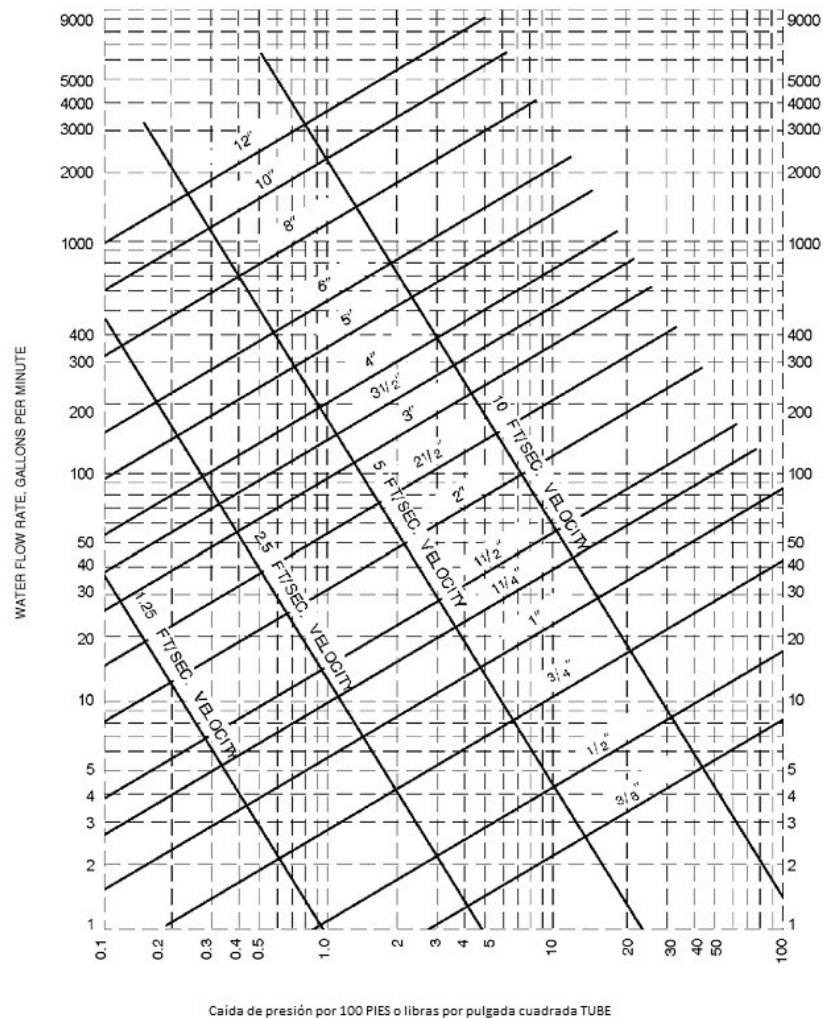


Figura B.6: Dimensionamiento de tuberías para agua. (Ashrae)

Para conocer las pérdidas por fricción en accesorios en la figura B.7, es necesario conocer la pérdida debido a la geometría del accesorio, el diámetro y la velocidad. Con estos valores se obtiene la caída de presión equivalente que debe multiplicarse por el factor de pérdida por fricción seleccionado para la tubería, obtenido.

Finalmente se obtiene la caída de presión por accesorios tales como codos, tee, reducciones u otros, y se convierte a pies de longitud equivalente, con esto, se obtiene una carga total en pies de columna de agua y con esta carga es posible calcular la potencia de la bomba. Ver figura B.7.

| MONTAJE O VÁLVULA                 | Tamaño de la tubería (pulgadas) |      |      |       |       |      |       |      |
|-----------------------------------|---------------------------------|------|------|-------|-------|------|-------|------|
|                                   | 1/2                             | 3/4  | 1    | 1 1/4 | 1 1/2 | 2    | 2 1/2 | 3    |
| Codo de 45 grados                 | 1.2                             | 1.5  | 1.8  | 2.4   | 3.0   | 4.0  | 5.0   | 6.0  |
| Codo de 90 grados                 | 2.0                             | 2.5  | 3.0  | 4.0   | 5.0   | 7.0  | 8.0   | 10.0 |
| Tee, ejecutar                     | 0.6                             | 0.8  | 0.9  | 1.2   | 1.5   | 2.0  | 2.5   | 3.0  |
| Tee, rama                         | 3.0                             | 4.0  | 5.0  | 6.0   | 7.0   | 10.0 | 12.0  | 15.0 |
| Válvula de compuerta              | 0.4                             | 0.5  | 0.6  | 0.8   | 1.0   | 1.3  | 1.6   | 2.0  |
| válvula de equilibrado            | 0.8                             | 1.1  | 1.5  | 1.9   | 2.2   | 3.0  | 3.7   | 4.5  |
| De tipo Plug polla                | 0.8                             | 1.1  | 1.5  | 1.9   | 2.2   | 3.0  | 3.7   | 4.5  |
| La válvula de retención, el swing | 5.6                             | 8.4  | 11.2 | 14.0  | 16.8  | 22.4 | 28.0  | 33.6 |
| Válvula de globo                  | 15.0                            | 20.0 | 25.0 | 35.0  | 45.0  | 55.0 | 65.0  | 80.0 |
| Angle valve                       | 8.0                             | 12.0 | 15.0 | 18.0  | 22.0  | 28.0 | 34.0  | 40.0 |

Figura B.7: Pérdida de carga por accesorios. (Ashrae)

#### Ejemplo de cálculo para la torre de enfriamiento.

El cálculo consiste en sumar la longitud de la tubería y la longitud equivalente de los accesorios, de esta forma se obtiene una longitud total LT. LT se multiplica por el factor de pérdida, que en el caso de la torre es de 3.28 pies de columna de agua por cada 100 pies de longitud equivalente, por esto último es por lo que se divide entre 100.

$$HT = (LT) * (H_f)/100 \quad (B.1)$$

Donde:

HT: Carga total de la bomba en pies de columna de agua

$H_f$ : Pérdidas por fricción en pies de columna de agua

LT: Longitud total del circuito hidráulico más largo o con la mayor caída de presión

LT del circuito de la torre= 263.6 pies

Pérdidas por fricción= 3.28 pies de agua/100 pies

Carga total para el circuito hidráulico de la torre:

Carga= (263.6 pies)\*(3.28 pies de agua/100 pies)= 8.646 pies de columna de agua.

A la carga total se le debe sumar la carga de la torre de enfriamiento que es de 10 pies de columna de agua:

Carga total (HT) = 8.646 + 10= 18.65 pies de columna de agua.



La carga de la bomba es de 18.65 pies de columna de agua, con esto es posible conocer la potencia requerida para el motor de la bomba (BHP), si se supone una eficiencia del 75 % global para la bomba. BHP se refiere por sus siglas en inglés Brake Horse Power y se define como potencia al freno o la potencia consumida por un motor eléctrico.

$$BHP = \frac{HT * Q * \gamma}{3960 * \eta} \quad (B.2)$$

Donde:

HT: Carga total en pies de columna de agua

Q: Flujo volumétrico de agua en galones por minuto

$\gamma$  : Gravedad específica del agua = 1

3960: Factor de conversión (Ver Eward G. Pita [1])

$\eta$  : Eficiencia global de la bomba-motor

Calculando la potencia del motor para la bomba de la torre de enfriamiento:

$$BHP \text{ torre de enfriamiento} = \frac{18.65 * 16.4 * 1}{3960 * 0.75} = 0.1 \text{ HP}$$

La potencia del motor para la torre es de 1/10 de HP equivalente a 74.6 Watts.

El procedimiento se repite para cada circuito hidráulico y las memorias se muestran en las figuras siguientes; B.8 para la torre de enfriamiento, B.9 para la UMA y B.10 para la UGAH.

| SECCION | COMPONENTE | DIAMETRO IN | GPM  | VEL, FT/S | LONG. EQ. FT | CANT.COMPONENTES | LONGITUD TOTAL FT | HF FT/100FTLE | FT AGUA |
|---------|------------|-------------|------|-----------|--------------|------------------|-------------------|---------------|---------|
| Torre   | Torre      | 1.25        |      |           |              |                  |                   |               | 10      |
|         | Valvulas   | 1.25        |      |           | 36           | 4                | 144               |               |         |
|         | tee        | 1.25        |      |           | 7            | 2                | 14                |               |         |
|         | codo       | 1.25        |      |           | 3.3          | 12               | 39.6              |               |         |
|         | tubo       | 1.25        | 16.4 | 3         |              |                  | 66                | 3.28          | 18.65   |
|         |            |             |      |           |              |                  |                   | HS=           | 18.65   |
|         |            |             |      |           |              |                  |                   |               |         |
|         |            |             |      |           |              |                  | Caudal            | 16.4          |         |
|         |            |             |      |           |              |                  | Carga             | 18.65         |         |
|         |            |             |      |           |              |                  | Eficiencia        | 75.00%        |         |
|         |            |             |      |           |              |                  |                   |               |         |
|         |            |             |      |           |              |                  |                   |               |         |
|         |            |             |      |           |              |                  | HP=               | 0.10          |         |

Figura B.8: Carga de la bomba para la torre de enfriamiento

| SECCION  | COMPONENTE           | DIAMETRO IN | GPM | VEL, FT/S | LONG. EQ. FT | CANT.COMPONENTES | LONGITUD TOTAL FT | HF FT/100FTLE | FT AGUA |
|----------|----------------------|-------------|-----|-----------|--------------|------------------|-------------------|---------------|---------|
| A.HELADA | UMA+CHILLER          | 1           |     |           |              |                  |                   |               | 20      |
|          | Valvula/ Inc. 3 vias | 1           |     |           | 27           | 5                | 135               |               |         |
|          | tee                  | 1           |     |           | 5            | 2                | 10                |               |         |
|          | codo                 | 1           |     |           | 2.6          | 8                | 20.8              |               |         |
|          | tubo                 | 1           | 8.8 | 3.35      |              |                  | 30                | 5.1           | 29.99   |
|          |                      |             |     |           |              |                  |                   | HS=           | 29.99   |
|          |                      |             |     |           |              |                  |                   |               |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  | Caudal            | 8.8           |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  | Carga             | 29.99         |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  | Eficiencia        | 75.00%        |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  |                   |               |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  |                   |               |         |
|          |                      |             |     |           |              |                  | HP=               | 0.09          |         |

Figura B.9: Carga de la bomba para Unidad Manejadora de Aire

| SECCION | COMPONENTE       | DIAMETRO IN | GPM | VEL, FT/S | LONG. EQ. FT | CANT.COMPONENTES | LONGITUD TOTAL FT | HF FT/100FTLE | FT AGUA |
|---------|------------------|-------------|-----|-----------|--------------|------------------|-------------------|---------------|---------|
| ACS     | Generador+Tanque | 1           |     |           |              |                  |                   |               | 30      |
|         | válvulas         | 1           |     |           | 27           | 4                | 108               |               |         |
|         | tee              | 1           |     |           | 5            | 2                | 10                |               |         |
|         | codo             | 1           |     |           | 2.6          | 12               | 31.2              |               |         |
|         | tubo             | 1           | 7.1 | 2.5       |              |                  | 66                | 3             | 36.46   |
|         |                  |             |     |           |              |                  |                   | HS=           | 36.46   |
|         |                  |             |     |           |              |                  |                   |               |         |
|         |                  |             |     |           |              |                  | Caudal            | 7.1           |         |
|         |                  |             |     |           |              |                  | Carga             | 36.46         |         |
|         |                  |             |     |           |              |                  | Eficiencia        | 75.00%        |         |
|         |                  |             |     |           |              |                  |                   |               |         |
|         |                  |             |     |           |              |                  | HP=               | 0.09          |         |

Figura B.10: Carga de la bomba para agua de alta temperatura

En realidad las bombas ya las incluye la UGAH, no hay manera de asignarlas, a no ser que en la práctica, las bombas que haya enviado en fabricante no tengan la capacidad de flujo requerido o el motor de las bombas no sea de la capacidad mínima requerida.

La importancia del cálculo reside en conocer la potencia requerida por el motor que acciona la bomba.

### B.0.3. Dimensionamiento de cableado eléctrico y canalizaciones

Para alimentar eléctricamente los equipos tales como motores y controladores, se requiere cableado de acuerdo a la norma NOM 001 SEDE 2012. Primeramente se debe conocer la corriente eléctrica en Amperes que cada equipo requiere para operar.

Conociendo el Amperaje de cada equipo, se puede calcular el calibre del cable, que es la sección transversal del cable de cobre, a este método de cálculo se le denomina *Cálculo por Ampacidad*. Existen tablas para conocer el calibre del cable de acuerdo a cada ampacidad, lo importante es corregir dicha ampacidad por factores como temperatura, longitud del cable, arranque de motores, agrupamiento en una canalización.

Una vez que se ha realizado el cálculo por ampacidad debe realizarse un *Cálculo por Caída de Tensión*, de esta forma se corrobora que los cables (alimentadores) no están trabajando a sobrecarga.

La caída de tensión debe ser menor o igual al 3 % de la tensión nominal de alimentación eléctrica del sistema.



**Ejemplo de cálculo para el sistema hidroneumático, cuyo motor es de 0.5 HP, opera a 220 volts y es monofásico a 60 hz.**

**Se hacen las siguientes consideraciones:**

Cable a utilizar: THW (Termoplastic insulation, Hot and Water resistant) cuya temperatura de operación es de 75°C en un ambiente a 30°C.

Eficiencia del motor= 80 %

Factor potencia del equipo= coseno ( $\phi$ )=0.9

*El factor potencia mide el ángulo que forman los vectores potencia activa y potencia reactiva lo que trae como consecuencia una potencia aparente debido a que se tienen cargas inductivas (reactancias inductivas: bobinas, como en los motores) que regresan parte de la carga a la red eléctrica y por consiguiente imponen una resistencia eléctrica adicional a sistema eléctrico del lugar. Ver a continuación figura B.11.*

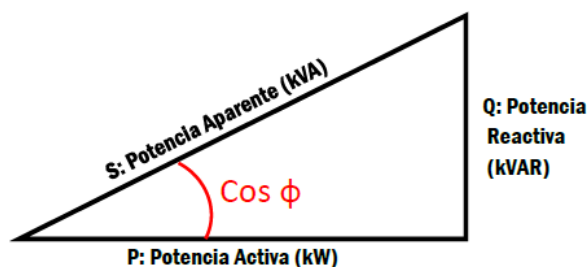


Figura B.11: Factor potencia (Coseno de  $\phi$ )

El primer paso es conocer la corriente nominal del motor, para lo cual utilizamos la figura B.12, donde se muestra el cálculo de la corriente para diferentes motores.

| Conociendo | c.c.                                  | c.a. 1 $\Phi$                                   | c.a. 3 $\Phi$                                                   |
|------------|---------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| CP (HP)    | $\frac{HP \times 746}{V \times \eta}$ | $\frac{HP \times 746}{V \times \eta \times fp}$ | $\frac{HP \times 746}{\sqrt{3} \times V \times \eta \times fp}$ |
| kW         | $\frac{kW \times 1000}{V}$            | $\frac{kW \times 1000}{V \times fp}$            | $\frac{kW \times 1000}{\sqrt{3} \times V \times fp}$            |

Figura B.12: Ecuaciones para cálculo de corriente nominal en circuitos 3 $\phi$ , 1 $\phi$  y de corriente continua

Debido a las características del motor, se selecciona la ecuación c.a. 1  $\Phi$  y como se conoce la potencia en HP puede convertirse a kW y así tomar cualquiera de las 2 opciones que aparecen en la figura 2.13 para este motor. Además la norma NOM-001-SEDE 2005 indica que se debe incrementar un 25 % dicha corriente debido al arranque.

Con esto se consigue conocer la corriente nominal para comenzar el cálculo, utilizando la ecuación mencionada:

$$I_{nominal} = \frac{0.5 \times 746}{220 \times 0.8 \times 0.9} = 2.35 \text{ amperes}$$

Ahora se corrige por sobrecorriente al arranque incrementando un 25 %:

$$2.35 * 1.25 = 2.93 \text{ amperes}$$

Posteriormente, la conducción de esta corriente será afectada por la temperatura ambiente  $T_F$  y por la cantidad de cables que viajan en una canalización o tubo y esto último se denomina factor de agrupamiento  $F_A$ .

**La temperatura ambiente promedio, se propone de 38°C.** Esta temperatura debe corregirse para determinar la temperatura de los conductores que viajan por azotea, los cuales van en canalización de tubo conduit a 15 cm del suelo, por lo que a la temperatura ambiente debe sumarse 22°C. Se muestra la fig. B.13.

| Distancia por encima del techo hasta la base del tubo conduit milímetros | Sumador de temperatura °C |
|--------------------------------------------------------------------------|---------------------------|
| De 0 hasta 13                                                            | 33                        |
| Más de 13 hasta 90                                                       | 22                        |
| Más de 90 hasta 300                                                      | 17                        |
| Más de 300 hasta 900                                                     | 14                        |

Figura B.13: Corrección por temperatura (Fuente: NOM-001-SEDE 2012)

$T_c = 38 + 22 = 60^\circ\text{C}$ . Esta es la temperatura aproximada ambiente a la que se expondrá el conductor al pasar por una losa exterior asoleada.

Como el cable THW puede operar a  $75^\circ\text{C}$  en un ambiente a  $30^\circ\text{C}$ , con la temperatura corregida debe obtenerse otro factor de corrección para afectar a la corriente nominal que circula por el conductor, lo que se muestra en la figura B.14 tomada de la NOM 001 SEDE 2012.

| Para temperaturas ambiente distintas de $30^\circ\text{C}$ , multiplique las anteriores ampacidades permisibles por el factor correspondiente de los que se indican a continuación: |                                    |                    |                    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------|--------------------|
| Temperatura ambiente ( $^\circ\text{C}$ )                                                                                                                                           | Rango de temperatura del conductor |                    |                    |
|                                                                                                                                                                                     | $60^\circ\text{C}$                 | $75^\circ\text{C}$ | $90^\circ\text{C}$ |
| 10 o menos                                                                                                                                                                          | 1.29                               | 1.2                | 1.15               |
| 11-15                                                                                                                                                                               | 1.22                               | 1.15               | 1.12               |
| 16-20                                                                                                                                                                               | 1.15                               | 1.11               | 1.08               |
| 21-25                                                                                                                                                                               | 1.08                               | 1.05               | 1.04               |
| 26-30                                                                                                                                                                               | 1                                  | 1                  | 1                  |
| 31-35                                                                                                                                                                               | 0.91                               | 0.94               | 0.96               |
| 36-40                                                                                                                                                                               | 0.82                               | 0.88               | 0.91               |
| 41-45                                                                                                                                                                               | 0.71                               | 0.82               | 0.87               |
| 46-50                                                                                                                                                                               | 0.58                               | 0.75               | 0.82               |
| 51-55                                                                                                                                                                               | 0.41                               | 0.67               | 0.76               |
| 56-60                                                                                                                                                                               | -                                  | 0.58               | 0.71               |
| 61-65                                                                                                                                                                               | -                                  | 0.47               | 0.65               |
| 66-70                                                                                                                                                                               | -                                  | 0.33               | 0.58               |
| 71-75                                                                                                                                                                               | -                                  | -                  | 0.5                |
| 76-80                                                                                                                                                                               | -                                  | -                  | 0.41               |
| 81-85                                                                                                                                                                               | -                                  | -                  | 0.29               |

Figura B.14: Corrección por temperatura ambiente mayor a  $30^\circ\text{C}$  (Fuente: NOM-001-SEDE 2012)

Como se ha seleccionado cable THW, se debe considerar que el cable opera hasta  $75^\circ\text{C}$ , por lo que se toman los valores de la columna de  $75^\circ\text{C}$ .

La temperatura corregida es  $T_c=60^\circ\text{C}$ , por lo que en la columna de  $75^\circ\text{C}$  le corresponde un factor de 0.58. Por lo tanto **FT=0.58**.

Ahora se debe considerar que en la tubería conduit viajan varios cables por lo que la corriente se verá afectada por el agrupamiento FA. Para conocer el factor de agrupamiento deben revisarse los planos eléctricos incluidos en este documento.

En este caso, viajan varios cables y en la figura 2.16 puede verse que para el rango de entre 7 y 9 cables existe un factor de agrupamiento del 70 %, por lo que este factor indica que la conducción de corriente se ve afectada un 30 %. Ver figura B.15; **FA=0.7**.

| Número de conductores <sup>1</sup> | Porcentaje de los valores en las tablas 310-15(b)(16) a 310-15(b)(19), ajustadas para temperatura ambiente, si es necesario. |
|------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 4-6                                | 80                                                                                                                           |
| 7-9                                | 70                                                                                                                           |
| 10-20                              | 50                                                                                                                           |
| 21-30                              | 45                                                                                                                           |
| 31-40                              | 40                                                                                                                           |
| 41 y mas                           | 35                                                                                                                           |

<sup>1</sup> Es el número total de conductores en la canalización o cable ajustado de acuerdo con 310-15(b)(5) y (6).

Figura B.15: Corrección por agrupamiento de conductores en canalización (Fuente: NOM-001-SEDE 2012)

Ahora que se conoce FA y FT, es posible corregir la corriente nominal, ya que el cable a dichas condiciones impone una resistencia al paso de la corriente eléctrica, lo que equivale a dimensionar el cable para una corriente mayor.

$$I_{\text{corregida}} = \frac{I_{\text{nominal}}}{(FT * FA)} \tag{B.3}$$

$$I_{\text{corregida}} = \frac{2.93}{0.7 * 0.58} = 7.2 \text{ Amperes}$$

Para esta corriente debe dimensionarse el cable primeramente por ampacidad, lo que puede obtenerse fácilmente de la figura B.16. Es evidente que para cable THW a  $75^\circ\text{C}$  no hay valores para esta corriente, pero puede tomarse el cable del calibre más pequeño que aparece en la tabla. Ver figura B.16.

| Tamaño o designación |             | Temperatura nominal del conductor [Véase la tabla 310-104(a)] |                                                                              |                                                                                                                                           |       |                                         |                                                                          |
|----------------------|-------------|---------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-----------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
|                      |             | 60 °C                                                         | 75 °C                                                                        | 90 °C                                                                                                                                     | 60 °C | 75 °C                                   | 90 °C                                                                    |
| mm <sup>2</sup>      | AWG o kcmil |                                                               | TIPOS<br>RHW, THHW,<br>THHW-LS,<br>THW,<br>THW-LS,<br>THWN, XHHW,<br>USE, ZW | TIPOS<br>TBS, SA, SIS,<br>FEP, FEPB, MI,<br>RHH,<br>RHW-2, THHN,<br>THHW, THHW-LS,<br>THW-2, THWN-2,<br>USE-2, XHH, XHHW,<br>XHHW-2, ZW-2 |       | TIPOS<br>RHW, XHHW,<br>USE              | TIPOS<br>SA, SIS, RHH,<br>RHW-2, USE-2,<br>XHH, XHHW,<br>XHHW-2,<br>ZW-2 |
|                      |             | TIPOS<br>TW, UF                                               | COBRE                                                                        |                                                                                                                                           |       | ALUMINIO O ALUMINIO RECUBIERTO DE COBRE |                                                                          |
|                      |             |                                                               |                                                                              |                                                                                                                                           |       |                                         |                                                                          |
| 0.824                | 18**        | —                                                             | —                                                                            | 14                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 1.31                 | 16**        | —                                                             | —                                                                            | 18                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 2.08                 | 14**        | 15                                                            | 20                                                                           | 25                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 3.31                 | 12**        | 20                                                            | 25                                                                           | 30                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 5.26                 | 10**        | 30                                                            | 35                                                                           | 40                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 8.37                 | 8           | 40                                                            | 50                                                                           | 55                                                                                                                                        | —     | —                                       | —                                                                        |
| 13.3                 | 6           | 55                                                            | 65                                                                           | 75                                                                                                                                        | 40    | 50                                      | 55                                                                       |
| 21.2                 | 4           | 70                                                            | 85                                                                           | 95                                                                                                                                        | 55    | 65                                      | 75                                                                       |
| 26.7                 | 3           | 85                                                            | 100                                                                          | 115                                                                                                                                       | 65    | 75                                      | 85                                                                       |
| 33.6                 | 2           | 95                                                            | 115                                                                          | 130                                                                                                                                       | 75    | 90                                      | 100                                                                      |
| 42.4                 | 1           | 110                                                           | 130                                                                          | 145                                                                                                                                       | 85    | 100                                     | 115                                                                      |
| 53.49                | 1/0         | 125                                                           | 150                                                                          | 170                                                                                                                                       | 100   | 120                                     | 135                                                                      |
| 67.43                | 2/0         | 145                                                           | 175                                                                          | 195                                                                                                                                       | 115   | 135                                     | 150                                                                      |
| 85.01                | 3/0         | 165                                                           | 200                                                                          | 225                                                                                                                                       | 130   | 155                                     | 175                                                                      |
| 107.2                | 4/0         | 195                                                           | 230                                                                          | 260                                                                                                                                       | 150   | 180                                     | 205                                                                      |
| 127                  | 250         | 215                                                           | 255                                                                          | 290                                                                                                                                       | 170   | 205                                     | 230                                                                      |
| 152                  | 300         | 240                                                           | 285                                                                          | 320                                                                                                                                       | 195   | 230                                     | 260                                                                      |
| 177                  | 350         | 260                                                           | 310                                                                          | 350                                                                                                                                       | 210   | 250                                     | 280                                                                      |
| 203                  | 400         | 280                                                           | 335                                                                          | 380                                                                                                                                       | 225   | 270                                     | 305                                                                      |
| 253                  | 500         | 320                                                           | 380                                                                          | 430                                                                                                                                       | 260   | 310                                     | 350                                                                      |
| 304                  | 600         | 350                                                           | 420                                                                          | 475                                                                                                                                       | 285   | 340                                     | 385                                                                      |
| 355                  | 700         | 385                                                           | 460                                                                          | 520                                                                                                                                       | 315   | 375                                     | 425                                                                      |
| 380                  | 750         | 400                                                           | 475                                                                          | 535                                                                                                                                       | 320   | 385                                     | 435                                                                      |
| 405                  | 800         | 410                                                           | 490                                                                          | 555                                                                                                                                       | 330   | 395                                     | 445                                                                      |
| 456                  | 900         | 435                                                           | 520                                                                          | 585                                                                                                                                       | 355   | 425                                     | 480                                                                      |
| 507                  | 1000        | 455                                                           | 545                                                                          | 615                                                                                                                                       | 375   | 445                                     | 500                                                                      |
| 633                  | 1250        | 495                                                           | 590                                                                          | 665                                                                                                                                       | 405   | 485                                     | 545                                                                      |
| 760                  | 1500        | 525                                                           | 625                                                                          | 705                                                                                                                                       | 435   | 520                                     | 585                                                                      |
| 887                  | 1750        | 545                                                           | 650                                                                          | 735                                                                                                                                       | 455   | 545                                     | 615                                                                      |
| 1013                 | 2000        | 555                                                           | 665                                                                          | 750                                                                                                                                       | 470   | 560                                     | 630                                                                      |

Figura B.16: Ampacidad de conductores (Fuente: NOM-001-SEDE 2012)

De la figura B.16 puede notarse en la columna de cobre THW a 75°C, que el cable calibre 14 puede conducir hasta 20 amperes. La corriente calculada es menor, por lo que se toma el calibre 14. Calibre del cable: 14. De los planos puede verse la longitud que se sobredimensionó por fines de protección a 30 metros, pero en la tabla la longitud se pide en kilómetros, por lo que  $L=0.03$  km.

Ahora que se conoce el calibre del cable es necesario corroborarlo calculando la caída de tensión en el cable seleccionado ( $e\%$ ), que debe ser menor o igual al 3 % del voltaje nominal:  $e\% \leq 3\% V_n$ . La caída de tensión puede calcularse utilizando la figura B.17 y la ecuación reportada en NOM-001-SEDE 2005, donde se ve la resistencia eléctrica del cable en función de la longitud del mismo. La longitud del cable puede verse en los planos eléctricos contenidos en el capítulo siguiente de este documento. Ver figura B.17. Ahora se encuentra el valor de la resistencia para cable de cobre calibre 14 con recubrimiento a 75°C de operación y con 7 hilos (no es un alambre), se obtiene  **$R=10.2$  ohms/kilometro**.

La ecuación que indica NOM-001-SEDE 2005 para la caída de tensión, es la siguiente:

$$e\% = \frac{R * L * I_c * 100}{V_n} \quad (B.4)$$

Donde:

$e\%$ : Caída de tensión en el circuito

R: Resistencia en ohms por kilómetro de conductor

$I_c$  = Corriente nominal corregida

$V_n$  = Voltaje nominal del circuito

$$e \% = \frac{10.2 * 0.03 * 7.249 * 100}{220} = 1.008$$

Por lo tanto  $e \% = 1.008 \%$  y como es menor a  $3 \%$  se puede concluir que el calibre del cable esta seleccionado correctamente. Figura B.17.

| Área mm2 | Tamaño (AWG o kcmil) | Ohms al neutro por kilómetro                           |                  |                                                                              |                     |                  |                                                               |                     |                  |                                                                |                     |                  |                                                 |                     |                  |  |
|----------|----------------------|--------------------------------------------------------|------------------|------------------------------------------------------------------------------|---------------------|------------------|---------------------------------------------------------------|---------------------|------------------|----------------------------------------------------------------|---------------------|------------------|-------------------------------------------------|---------------------|------------------|--|
|          |                      | X <sub>i</sub> (Reactancia) para todos los conductores |                  | Resistencia en corriente alterna para conductores de cobre sin recubrimiento |                     |                  | Resistencia en corriente alterna para conductores de aluminio |                     |                  | Z eficaz a FP=0.85 para conductores de cobre sin recubrimiento |                     |                  | Z eficaz a FP=0.85 para conductores de aluminio |                     |                  |  |
|          |                      | Conduit de PVC o Aluminio                              | Conduit de acero | Conduit de PVC                                                               | Conduit de Aluminio | Conduit de Acero | Conduit de PVC                                                | Conduit de Aluminio | Conduit de Acero | Conduit de PVC                                                 | Conduit de Aluminio | Conduit de Acero | Conduit de PVC                                  | Conduit de Aluminio | Conduit de Acero |  |
| 2.08     | 14                   | 0.19                                                   | 0.24             | 10.2                                                                         | 10.2                | 10.2             | —                                                             | —                   | —                | 8.9                                                            | 8.9                 | 8.9              | —                                               | —                   | —                |  |
| 3.31     | 12                   | 0.177                                                  | 0.223            | 6.6                                                                          | 6.6                 | 6.6              | —                                                             | —                   | —                | 5.6                                                            | 5.6                 | 5.6              | —                                               | —                   | —                |  |
| 5.26     | 10                   | 0.164                                                  | 0.207            | 3.9                                                                          | 3.9                 | 3.9              | —                                                             | —                   | —                | 3.6                                                            | 3.6                 | 3.6              | —                                               | —                   | —                |  |
| 8.36     | 8                    | 0.171                                                  | 0.213            | 2.56                                                                         | 2.56                | 2.56             | —                                                             | —                   | —                | 2.26                                                           | 2.26                | 2.3              | —                                               | —                   | —                |  |
| 13.3     | 6                    | 0.167                                                  | 0.21             | 1.61                                                                         | 1.61                | 1.61             | 2.66                                                          | 2.66                | 2.66             | 1.44                                                           | 1.48                | 1.48             | 2.33                                            | 2.36                | 2.36             |  |
| 21.15    | 4                    | 0.157                                                  | 0.197            | 1.02                                                                         | 1.02                | 1.02             | 1.67                                                          | 1.67                | 1.67             | 0.95                                                           | 0.95                | 0.98             | 1.51                                            | 1.51                | 1.51             |  |
| 26.67    | 3                    | 0.154                                                  | 0.194            | 0.82                                                                         | 0.82                | 0.82             | 1.31                                                          | 1.35                | 1.31             | 0.75                                                           | 0.79                | 0.79             | 1.21                                            | 1.21                | 1.21             |  |
| 33.62    | 2                    | 0.148                                                  | 0.187            | 0.62                                                                         | 0.66                | 0.66             | 1.05                                                          | 1.05                | 1.05             | 0.62                                                           | 0.62                | 0.66             | 0.98                                            | 0.98                | 0.98             |  |
| 42.41    | 1                    | 0.151                                                  | 0.187            | 0.49                                                                         | 0.52                | 0.52             | 0.82                                                          | 0.85                | 0.82             | 0.52                                                           | 0.52                | 0.52             | 0.79                                            | 0.79                | 0.82             |  |
| 53.49    | 1/0                  | 0.144                                                  | 0.18             | 0.39                                                                         | 0.43                | 0.39             | 0.66                                                          | 0.69                | 0.66             | 0.43                                                           | 0.43                | 0.43             | 0.62                                            | 0.66                | 0.66             |  |
| 67.43    | 2/0                  | 0.141                                                  | 0.177            | 0.33                                                                         | 0.33                | 0.33             | 0.52                                                          | 0.52                | 0.52             | 0.36                                                           | 0.36                | 0.36             | 0.52                                            | 0.52                | 0.52             |  |
| 85.01    | 3/0                  | 0.138                                                  | 0.171            | 0.253                                                                        | 0.269               | 0.259            | 0.43                                                          | 0.43                | 0.43             | 0.289                                                          | 0.302               | 0.308            | 0.43                                            | 0.43                | 0.46             |  |
| 107.2    | 4/0                  | 0.135                                                  | 0.167            | 0.203                                                                        | 0.22                | 0.207            | 0.33                                                          | 0.36                | 0.33             | 0.243                                                          | 0.256               | 0.262            | 0.36                                            | 0.36                | 0.36             |  |
| 127      | 250                  | 0.135                                                  | 0.171            | 0.171                                                                        | 0.187               | 0.177            | 0.279                                                         | 0.295               | 0.282            | 0.217                                                          | 0.23                | 0.24             | 0.308                                           | 0.322               | 0.33             |  |
| 152      | 300                  | 0.135                                                  | 0.167            | 0.144                                                                        | 0.161               | 0.148            | 0.233                                                         | 0.249               | 0.236            | 0.194                                                          | 0.207               | 0.213            | 0.269                                           | 0.282               | 0.289            |  |
| 177      | 350                  | 0.131                                                  | 0.164            | 0.125                                                                        | 0.141               | 0.128            | 0.2                                                           | 0.217               | 0.207            | 0.174                                                          | 0.19                | 0.197            | 0.24                                            | 0.253               | 0.262            |  |
| 203      | 400                  | 0.131                                                  | 0.161            | 0.108                                                                        | 0.125               | 0.115            | 0.177                                                         | 0.194               | 0.18             | 0.161                                                          | 0.174               | 0.184            | 0.217                                           | 0.233               | 0.24             |  |
| 253      | 500                  | 0.128                                                  | 0.157            | 0.089                                                                        | 0.105               | 0.095            | 0.141                                                         | 0.157               | 0.148            | 0.141                                                          | 0.157               | 0.164            | 0.187                                           | 0.2                 | 0.21             |  |
| 304      | 600                  | 0.128                                                  | 0.157            | 0.075                                                                        | 0.092               | 0.082            | 0.118                                                         | 0.135               | 0.125            | 0.131                                                          | 0.144               | 0.154            | 0.167                                           | 0.18                | 0.19             |  |
| 380      | 750                  | 0.125                                                  | 0.157            | 0.062                                                                        | 0.079               | 0.069            | 0.095                                                         | 0.112               | 0.102            | 0.118                                                          | 0.131               | 0.141            | 0.148                                           | 0.161               | 0.171            |  |
| 507      | 1000                 | 0.121                                                  | 0.151            | 0.049                                                                        | 0.062               | 0.059            | 0.075                                                         | 0.089               | 0.082            | 0.105                                                          | 0.118               | 0.131            | 0.128                                           | 0.138               | 0.151            |  |

Figura B.17: Caída de tensión por resistencia del conductor  $\Omega/kM$  (Fuente: NOM-001-SEDE 2012)

El mismo procedimiento se aplica para todo el cálculo del cableado para cada equipo, las memorias de cálculo se muestran a continuación en las figuras B.18 a B.23.

|                                                    |                    |                |                    |
|----------------------------------------------------|--------------------|----------------|--------------------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |                    |                |                    |
| V=                                                 | 220                |                |                    |
| I=                                                 | 2.94349747         |                |                    |
| Fases=                                             | 1                  |                |                    |
| HP                                                 | 0.5                |                |                    |
| Temperatura                                        | FT=                | 0.58           |                    |
| Agrupamiento                                       | FA=                | 0.7            |                    |
|                                                    | T amb=             | 38             |                    |
|                                                    | T corr=            | 60             | <b>CALIBRE: 14</b> |
|                                                    | I corregida=       | 7.24999378     |                    |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |                    |                |                    |
| R=                                                 | 10.7               |                |                    |
| L, km=                                             | 0.03               |                |                    |
| I=                                                 | 7.24999378         |                |                    |
| V=                                                 | 220                |                |                    |
|                                                    | <b>e% &lt; =3%</b> | <b>1.05784</b> |                    |

Figura B.18: Dimensionamiento de conductores para sistema hidroneumático

|                                                    |                    |                   |                    |
|----------------------------------------------------|--------------------|-------------------|--------------------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |                    |                   |                    |
| V=                                                 | 220                |                   |                    |
| I=                                                 | 3.40288725         |                   |                    |
| Fases=                                             | 3                  |                   |                    |
| Kw=                                                | 0.746              |                   |                    |
| Temperatura                                        | FT=                | 0.88              |                    |
| Agrupamiento                                       | FA=                | 0.8               |                    |
|                                                    | T amb=             | 30                |                    |
|                                                    | T corr=            | 30                | <b>CALIBRE: 14</b> |
|                                                    | I corregida=       | 4.83364667        |                    |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |                    |                   |                    |
| R=                                                 | 10.7               |                   |                    |
| L, km=                                             | 0.02               |                   |                    |
| I=                                                 | 4.83364667         |                   |                    |
| V=                                                 | 220                |                   |                    |
|                                                    | <b>e% &lt; =3%</b> | <b>0.47018199</b> |                    |

Figura B.19: Dimensionamiento de conductores para UMA

|                                                    |              |            |                    |
|----------------------------------------------------|--------------|------------|--------------------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |              |            |                    |
|                                                    | V=           | 220        |                    |
|                                                    | I=           | 16.9856459 |                    |
|                                                    | Fases=       | 3          |                    |
|                                                    | Kw=          | 3.2        |                    |
| Temperatura                                        | FT=          | 1          |                    |
| Agrupamiento                                       | FA=          | 0.8        |                    |
|                                                    | T amb=       | 30         |                    |
|                                                    | T corr=      | 30         | <b>CALIBRE: 12</b> |
|                                                    | I corregida= | 21.2320574 |                    |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |              |            |                    |
|                                                    | R=           | 6.73       |                    |
|                                                    | L, km=       | 0.03       |                    |
|                                                    | I=           | 21.2320574 |                    |
|                                                    | V=           | 220        |                    |
|                                                    | e% <=3%      | 1.94852381 |                    |

Figura B.20: Dimensionamiento de conductores para UGAH

|                                                    |              |            |                    |
|----------------------------------------------------|--------------|------------|--------------------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |              |            |                    |
|                                                    | V=           | 220        |                    |
|                                                    | I=           | 8.37320574 |                    |
|                                                    | Fases=       | 3          |                    |
|                                                    | Kw=          | 1.4        |                    |
| Temperatura                                        | FT=          | 0.58       |                    |
| Agrupamiento                                       | FA=          | 0.7        |                    |
|                                                    | T amb=       | 38         |                    |
|                                                    | T corr=      | 60         | <b>CALIBRE: 12</b> |
|                                                    | I corregida= | 20.6236595 |                    |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |              |            |                    |
|                                                    | R=           | 6.73       |                    |
|                                                    | L, km=       | 0.03       |                    |
|                                                    | I=           | 20.6236595 |                    |
|                                                    | V=           | 220        |                    |
|                                                    | e% <=3%      | 1.89268948 |                    |

Figura B.21: Dimensionamiento de conductores para Torre de enfriamiento



|                                                    |            |  |     |                 |           |
|----------------------------------------------------|------------|--|-----|-----------------|-----------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |            |  |     |                 |           |
| V=                                                 | 220        |  | HP= | 2.5             |           |
| I=                                                 | 8.50721814 |  |     |                 |           |
| Fases=                                             | 3          |  |     |                 |           |
| Kw=                                                | 1.865      |  |     |                 |           |
| Temperatura FT=                                    | 0.58       |  |     |                 |           |
| Agrupamiento FA=                                   | 0.7        |  |     |                 |           |
| T amb=                                             | 38         |  |     |                 |           |
| T corr=                                            | 60         |  |     | <b>CALIBRE:</b> | <b>12</b> |
| I corregida=                                       | 20.9537392 |  |     |                 |           |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |            |  |     |                 |           |
| R=                                                 | 6.73       |  |     |                 |           |
| L, km=                                             | 0.04       |  |     |                 |           |
| I=                                                 | 20.9537392 |  |     |                 |           |
| V=                                                 | 220        |  |     |                 |           |
| e% < =3%                                           | 2.56397573 |  |     |                 |           |

Figura B.22: Dimensionamiento de conductores para equipo de bombeo de colectores solares

|                                                    |            |  |  |                 |          |
|----------------------------------------------------|------------|--|--|-----------------|----------|
| <b>Cálculo de conductores por ampacidad</b>        |            |  |  |                 |          |
| V=                                                 | 220        |  |  |                 |          |
| I=                                                 | 39.0023313 |  |  |                 |          |
| Fases=                                             | 3          |  |  |                 |          |
| Temperatura FT=                                    | 0.88       |  |  |                 |          |
| Agrupamiento FA=                                   | 0.94       |  |  |                 |          |
| T amb=                                             | 35         |  |  |                 |          |
| T corr=                                            | 35         |  |  | <b>CALIBRE:</b> | <b>8</b> |
| I corregida=                                       | 47.1498202 |  |  |                 |          |
| <b>Cálculo de conductores por caída de tensión</b> |            |  |  |                 |          |
| R=                                                 | 4.226      |  |  |                 |          |
| L, km=                                             | 0.02       |  |  |                 |          |
| I=                                                 | 47.1498202 |  |  |                 |          |
| V=                                                 | 220        |  |  |                 |          |
| e% < =3%                                           | 1.81141037 |  |  |                 |          |

Figura B.23: Dimensionamiento de conductores para alimentación de nuevo centro de carga para el sistema completo



# Anexo fotográfico de proyecto Jiutepec

Las labores de obra se iniciaron del día 22 de noviembre de 2014 con el plan de trabajo que se a continuación se presenta en la figura B.1.

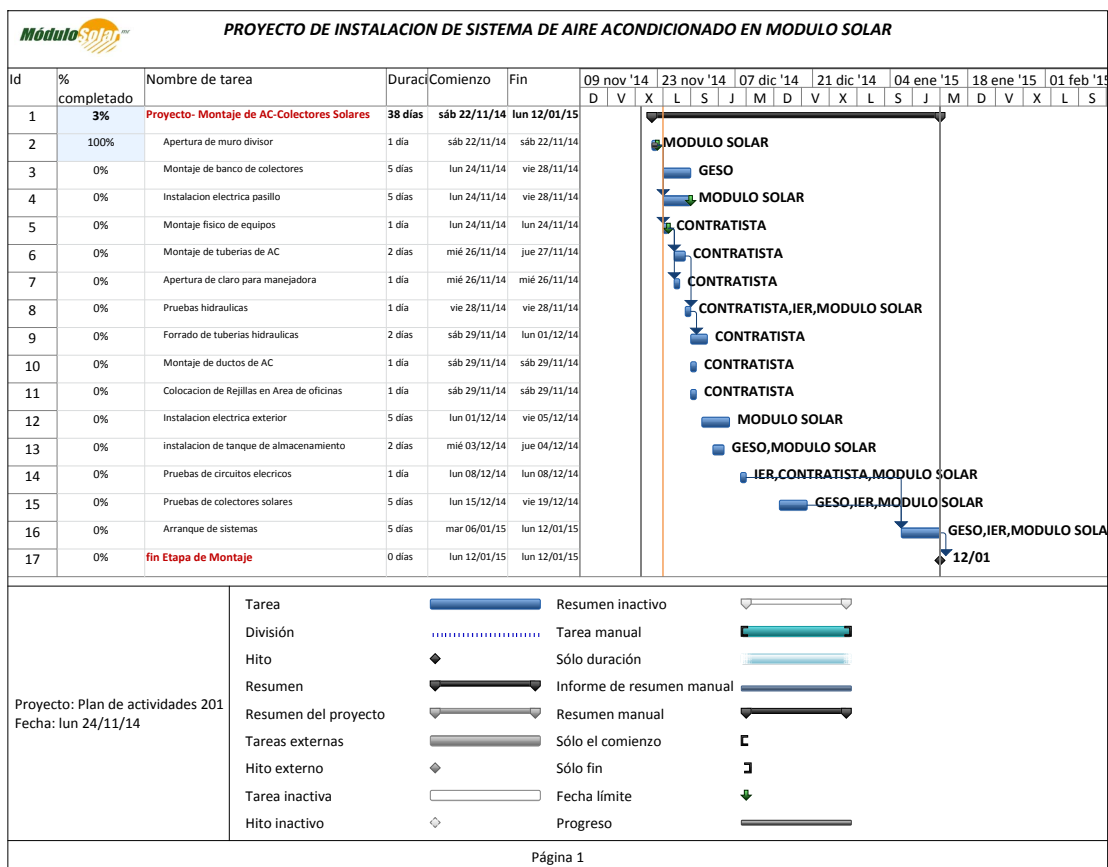


Figura C.1: Plan de trabajo

A la primera semana de Diciembre de 2014, se tenían instalados los siguientes equipos:

1. UGAH
2. UMA
3. Rack de Bombeo
4. Líneas de canalización para agua helada y para agua caliente
5. Válvulas eliminadoras de aire
6. Red de ductos para aire acondicionado
7. Alimentación eléctrica principal
8. Colectores solares presentados

A continuación se muestran las imágenes de la obra desde su comienzo en octubre de 2014 hasta junio de 2015.



Figura C.2: Obra gris (Futuro cuarto de máquinas)

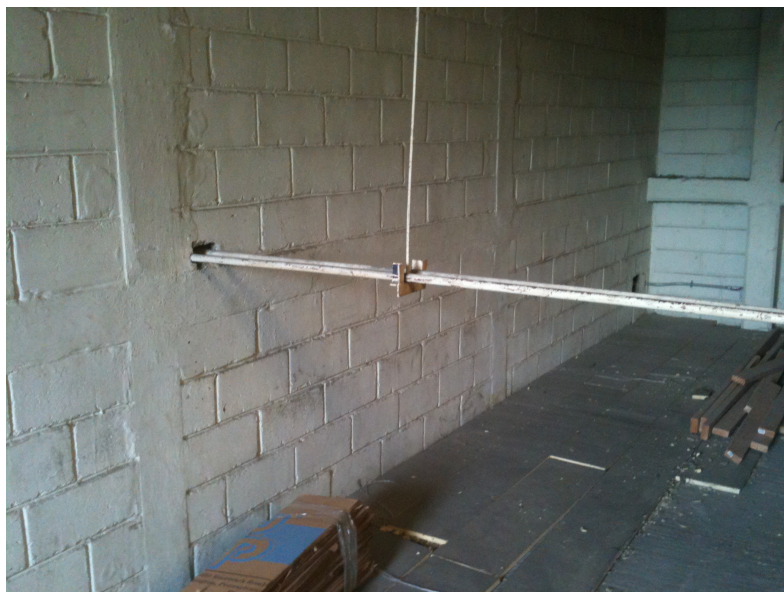


Figura C.3: Obra gris (Futuro cuarto de máquinas)



Figura C.4: Obra gris (Futuro cuarto de máquinas)



Figura C.5: Chiller, rack de bombeo y UMA



Figura C.6: Conexión mecánica del chiller



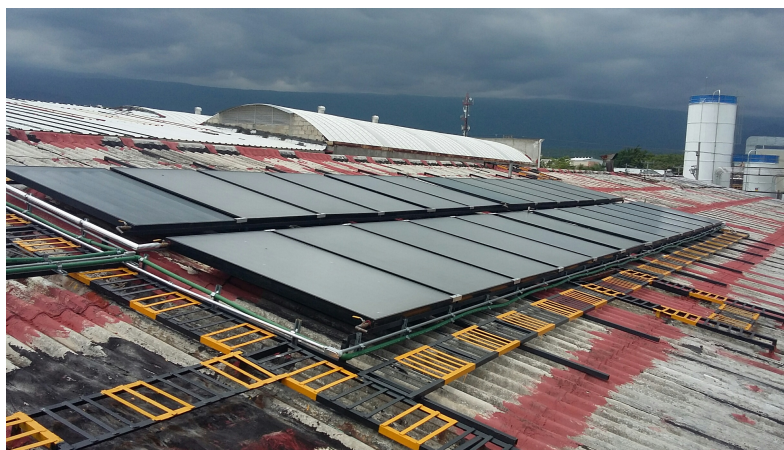


Figura C.7: Banco de colectores solares



Figura C.8: Cuarto de máquinas



Figura C.9: Circuitos hidráulicos externos del Sistema Sortech con instrumentación



Figura C.10: Canalización de aire y conexión de UMA a la red de ductos





Figura C.11: Canalización de aire y conexión de UMA a la red de ductos



Figura C.12: Instalación de piranómetro)





Figura C.13: Canaletas anti salpicadura bajo el serpentín rociado por aspersores



Figura C.14: Reparación de fallas electromecánicas



Figura C.15: Sistema de adquisición de datos



## Referencias bibliográficas

---

1. La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, La FAO en México, Noviembre de 2009. [www.fao.org](http://www.fao.org)
2. Semarnat. Cambio climático y ozono, México, 2009
3. Semarnat. Cambio climático. Ciencia, evidencia y acciones. México. 2009
4. BP Statistical review of world energy, 2017
5. Reporte mensual de estadísticas del sector eléctrico, Comisión Reguladora de Energía, enero de 2014
6. Sistema de Información Energética, 2017
7. Balance Nacional de Energía 2016
8. CIA World Factbook
9. Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de emisiones de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo, INECC, 2012
10. Energías renovables, [www.anes.org](http://www.anes.org)
11. Prospectiva de energías renovables 2016-2030, Secretaría de energía, 2016
12. Teoría Carrier, [www.totaline.com.ar/site/uploads/file-7-2007118114423-0.pdf](http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file-7-2007118114423-0.pdf)
13. R. Best, L. Porras, F.A.Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia lithium nitrate- Parte one. Cooling. Heat recovery systems & CHP, Vol.11, No.1, pp.49.61, 1991
14. Climasol castellano, [www.entevascodelaenergia.com/ext/climasol/documentos/](http://www.entevascodelaenergia.com/ext/climasol/documentos/)
15. Technology Roadmap, Solar Heating and Cooling IEA, 2012
16. Thermodynamics: An Engineering Approach, Yunus Cengel, 5ta edición
17. Estudio del proceso de absorción con Amoniaco-Agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción, Jesús Cerezo, Tesis Doctoral, 2006, Rovira I Virgili
18. Solar Energy vol. 32, No.2, pp.231-236, 1984, C.A. Infante Ferreira
19. L. Farshi, Infante, Mahmoudi, Rosen. First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems, International Journal of Refrigeration 40 (2014) 111-121
20. Libotean et al. Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia + Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15)K, J. Chem. Eng. Data, 53 (2008) 2383-2388
21. Robert H. Perry, Manual del ingeniero químico, sexta edición, 1994, McGraw Hill

22. Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica, Urgilés Remache, Peñaloza Pérez, Tesis de licenciatura, 2009, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo
23. Chato, J.C., 1962, "Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes", ASHRAE Journal, No.4, pp. 52-60.
24. Evaluación experimental de un sistema horizontal de aire acondicionado por absorción, operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco, Soto Parra Pedro, Tesis de Maestría, 2014, Instituto de energías renovables, UNAM
25. P. Soto et al. Preliminary assessment of a solar absorption air conditioning pilot plant, Case studies in thermal engineering, 12 (2018) 672-676
26. Groothuis, H., and Hendal, W.P. (1959) "Heat transfer in two-phase flow". Chemical Engineering Science, Vol. 11 . pp. 212-220
27. Ueda, T., and Hanadka, M. (1967) "On upward flow of gas-liquid mixtures in vertical tubes [3rd report, heat transfer results and analysis]". Bulletin of J.S.M.E., Vol. 13, no. 42, pp. 1008-1015
28. Vertical tubular absorbers for Ammonia-Salt absorption refrigeration, Carlos Alberto Infante Ferreira, Tesis Doctoral, Technische Hogeschool Delft, 1985
29. Nusselt, W. (1923) "Der Wärmeaustausch am Berieselungshühler". 2. V.D.I., Vol. 67, no. 9, pp. 2D5-21G.
30. Dumitrescu, D.T. (1943) "Flujo de una burbuja de aire en tubo vertical". Z. Angew. Math. Mecn., Vol. 23, no. 3, pp. 139-149.
31. Wilke, W. (1962) "Warmeübergang an Rieselftime". V.D.I. - Forschungsheft 490, Ausgabe B, Vol. 28
32. Haselden, G.G., and Malaty, S.A. (1959) "Heat and mass transfer accompanying the absorption of ammonia in water". Trans. Instn. Chem. Engrs., Vol. 37, pp. 137-146
33. Kays, W.H., and Crawford, F.L.C. (1956) Convective heat and mass transfer". McGraw-Hill Book Company, U.S.A., 2nd edition
34. Shah, R.K., and London, A.L. [1978] "Laminar flow forced convection in ducts". Advances in heat transfer, Academic, New York
35. Herbine G. S., H. Pérez Blanco, Model of an ammonia-water bubble absorber. ASHRAE transactions ; 101(6), pp. 1324-1332, 1995
36. Hikita H., K. Asai, K. Tanigawa, K. Segawa, M. Kitao, Gas hold-up in bubble columns, The Chemical Engineering Journal, 20, pp. 59-67, 1980
37. Diseño del sistema de transporte de fluidos del proyecto de expansión térmica de petropiar, Tesis de Licenciatura, Universidad Simón Bolívar, 2012
38. Taitel, Y., Bornea, D., and Dukler, A.E. (1980) "Modelling flow pattern transitions for steady upward gasliquid flow in vertical tubes". A.I.Ch.E. Journal, Vol. 26, no. 3. pp. 345-354
39. Rodrigo Cuevas Tenango. 2008. Integración e instrumentación de un sistema de refrigeración
40. Estadística básica, Surendra Ph.d., IER, UNAM
41. Hernández et al. Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture, Energy 78 (2014) 685-692
42. Inzunza et al. Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator, Applied Thermal Engineering 103 (2016) 1105-1111
43. Thermophysical properties of  $NH_3 - H_2O$  for the industrial design of absorption refrigeration equipment, M. Conde Engineering, Zurich, 2006