



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

DESARROLLO Y EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

SOLAR TIPO HORIZONTAL OPERANDO CON LA MEZCLA

NITRATO DE LITIO-AMONIACO

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE

DOCTOR EN INGENIERÍA ENERGÍA

P R E S E N T A:

L U I S A L B E R T O D O M Í N G U E Z I N Z U N Z A

DIRECTOR DE TESIS

DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

MÉXICO, D. F. JULIO 2017



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^{er}. Suplente: Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza
2^{do}. Suplente: Dra. Geydy Luz Gutiérrez Urueta

Lugar donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables (IER), UNAM
Temixco, Morelos.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

FIRMA

-

-

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS.....	10
ÍNDICE DE TABLAS	16
INTRODUCCIÓN	18
1.1.- Interés por el tema	19
1.2.- Situación energética en el mundo	20
1.3.- Situación energética en México.....	22
1.4.- Consumo de energía por climatización de ambiente	25
1.5.- Cambio climático.....	28
1.6.- Revisión bibliográfica.....	31
1.6.1.- Teóricos	31
1.6.2.- Experimentales	34
1.7.- Justificación	36
1.8.- Objetivos.....	37
1.9.- Estructura de la tesis	37
MARCO TEÓRICO	40
2.1.- Primera ley de la termodinámica	41
2.2.- Segunda ley de la termodinámica.....	41
2.3.- Procesos reversibles e irreversibles	45
2.4.- Ciclo de Carnot.....	46
2.5.- Ciclo de Carnot inverso	49
2.6.- Coeficiente de desempeño	50
2.7.- Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	51
2.8.- Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	54
2.9.- Refrigeración por absorción	55
2.10.- Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto	57
2.10.1.- Componentes y funcionamiento	59
2.10.2.- Clasificación de los sistemas de absorción.....	62

2.11.- Refrigerantes.....	65
2.11.1.- Selección del refrigerante	66
2.12.- Mezclas refrigerante/absorbente.....	67
2.12.1.- Agua/ Bromuro de litio (H ₂ O/ LiBr)	67
2.12.2.- Amoniac/agua (NH ₃ /H ₂ O)	68
2.12.3.- Otras mezclas.....	69
2.12.4.- Mezcla amoniaco/nitrato de litio (NH ₃ /LiNO ₃).....	71
MODELADO Y SIMULACIÓN DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN.....	74
3.1.- Introducción.....	75
3.2.- Descripción de los sistemas.....	77
3.2.1.- Sistema de simple efecto	77
3.2.2.- Sistema de doble efecto inverso	78
3.3.- Modelo matemático	80
3.4.- Resultados.....	82
3.5.- Comparación de resultados.....	88
3.6.- Comparación de resultados entre diferentes mezcla.....	89
3.7.- Conclusiones del capítulo.....	91
DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	93
4.1.- Descripción del sistema.....	94
4.1.1.- Intercambiadores de calor de coraza y tubo	95
4.1.1.1.- Generador	95
4.1.1.2.- Absorbedor	97
4.1.2.- Intercambiadores de calor de placas.....	99
4.1.2.1.-Condensador	101
4.1.2.2.- Evaporador.....	102
4.1.2.3.- Economizador.....	103
4.1.3.- Válvulas de estrangulación.....	104
4.1.4.- Bomba.....	105
4.1.5.- Estructura.....	106
4.1.6.- Conexiones	108

4.2.- Instrumentación y control.....	111
4.2.1.- Sensores de temperatura	113
4.2.2.- Sensores de presión	115
4.2.3.- Sensores de flujo.....	117
4.2.4.- Sensores tipo Coriolis.....	119
4.3.- Sistemas auxiliares	124
4.4.-Prueba de hermeticidad	128
4.5.- Preparación de la mezcla.....	129
4.6.- Carga de amoniaco	133
4.7.- Procedimiento de carga de solución al sistema	134
4.8.- Operación del sistema.....	136
4.8.1.- Preparativos para la puesta en marcha.....	136
4.8.2.- Procedimiento de arranque del sistema	137
4.8.3.-Procedimiento de equilibrio térmico	137
4.8.4.- Protocolo de operación	138
4.8.5.- Procedimiento de paro	139
4.8.6.- Protocolo en caso de fugas	139
4.8.7.- Protocolo de seguridad en caso de contingencias.....	140
EVALUACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	141
5.1. Procedimiento de experimentación.....	142
5.2.- Resultados de estabilidad del sistema.....	144
5.3.- Pruebas bajo diferentes patrones de flujo interno.....	150
5.3.1.- Determinación del coeficiente de desempeño externo del sistema (COP_E)	150
5.3.2.- Determinación del coeficiente de desempeño interno del sistema (COP_I).....	157
5.4.- Evaluación experimental bajo condiciones de recirculación.....	167
5.4.1 Resultados en función del análisis de recirculación a 100 °C de generación	167
5.4.2 Resultados en función del análisis de recirculación a 95 °C de generación	172
5.4.3 Resultados en función del análisis de recirculación a 90 °C de generación	177
5.5.- Efectividad de los componentes	183
5.6.- Pruebas de repetibilidad del sistema.....	187

-

5.7.- Conclusiones del capítulo.....	189
DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	191
6.1.- Introducción.....	192
6.2.- Evaluación del generador	193
6.2.1.- Determinación del coeficiente experimental de forma teórica.....	194
6.3.- Evaluación del absorbedor.....	206
6.3.1.- Determinación del coeficiente experimental de forma teórica.....	207
6.4.-Conclusiones del capítulo.....	214
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	217
7.1 Conclusiones.....	218
7.2 Recomendaciones	221
7.3 Lista de publicaciones.....	223
Referencias.....	226
Anexo 1.....	233
Anexo A.....	234
Anexo B.....	238
Anexo C.....	242
Anexo D.....	246

-

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1.- Consumo mundial de energía en 2015.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 1.2.- Reservas probadas en cada región y en el mundo a finales del 2015.....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 1.3.- Estructura de la producción primaria de energía, 2014.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 1.4.- Consumo final energético por sector y energético, 2014.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 1.5.- Consumo de energía por acondicionamiento de ambiente en edificaciones.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 1.6.- Desglose del consumo eléctrico por componente.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 1.7.- Cifras estimadas de evolución del consumo de electricidad por usos finales en el sector residencial.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 1.8.- Evolución estimada de emisiones de gases de efecto invernadero del sector residencial a 2050 para México.</i>	<i>30</i>
<i>Figura 2.1.- Representación esquemática de la máquina térmica.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 2.2.- Componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.</i>	<i>45</i>
<i>Figura 2.3.- Diagrama T-s del ciclo ideal de Carnot.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 2.4.- Diagrama T-s del ciclo de Carnot inverso.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 2.5.- Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 2.6.- Diagrama P-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 2.7.- Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 2.8.- Componentes que sustituyen al compresor mecánico en un sistema de refrigeración solar por absorción.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 2.9.- Diagrama Presión –Temperatura del ciclo de simple efecto por absorción</i>	<i>60</i>
<i>Figura 2.10.- Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 2.11.- Criterio de clasificación para las máquinas de absorción</i>	<i>62</i>
<i>Figura 2.12.- Representación esquemática del sistema de enfriamiento por absorción de medio efecto</i>	<i>63</i>
<i>Figura 2.13.- Representación esquemática del sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en serie.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 3.1.- Diagrama P-T para un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 3.2.- Diagrama P-T para el sistema de refrigeración de doble efecto inverso, junto con el diagrama del Condensador/Generador.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 3.3.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 30 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.</i>	<i>83</i>

-	
Figura 3.4.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 40 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.....	84
Figura 3.5.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 50 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.....	85
Figura 3.6.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 30 °C, correspondiente al sistema de doble efecto inverso.....	86
Figura 3.7.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 40 °C, correspondiente al sistema de doble efecto inverso.....	87
Figura 3.8.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 50 °C, correspondiente al sistema de doble efecto inverso.....	88
Figura 4.1.- Ubicación del Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del IER, UNAM.....	94
Figura 4.2.- Dibujo representativo del generador y sus componentes.....	96
Figura 4.3.- Diseño real del generador.....	96
Figura 4.4.- Dibujo representativo del absorbedor y sus componentes.....	98
Figura 4.5.- Diseño real del absorbedor.....	98
Figura 4.6.- Intercambiadores de placas empleados en el sistema de aire acondicionado solar. .	100
Figura 4.7.- Distribución de los fluidos en un intercambiador de calor de placa plana con flujo contracorriente	100
Figura 4.8.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el condensador.....	102
Figura 4.9.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el evaporador.	103
Figura 4.10.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el economizador.....	103
Figura 4.11.- Válvulas de estrangulación empleadas en el sistema de aire acondicionado solar.	105
Figura 4.12.- Acoplamiento motor/bomba.....	106
Figura 4.13.- Diseño de la estructura que soporta los diferentes componentes que integran el sistema de aire acondicionado solar.....	107
Figura 4.14.- Trazado de líneas propuesto para la interconexión de componentes.....	110
Figura 4.15.- Sensores empleados para la medición de datos.....	112
Figura 4.16.- Distribución de los diferentes sensores en el sistema de refrigeración.....	112
Figura 4.17.- Componentes necesarios para la calibración de los sensores de temperatura.....	113
Figura 4.18.- Temperatura en función de la resistencia para el sensor de temperatura número uno, con su ecuación característica.....	114
-	

Figura 4.19.- Banco de calibración con los sensores montados, junto con el tanque de nitrógeno y adquisidor de datos.....	115
Figura 4.20.- Presión en función de la intensidad de corriente para el sensor de presión número dos, con su ecuación característica.....	116
Figura 4.21.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de presión.....	117
Figura 4.22.- Circuito de medición empleado para la calibración de los sensores de flujo volumétrico.	118
Figura 4.23.- Flujo másico en función de la frecuencia para el sensor de flujo número dos, con su ecuación característica.....	119
Figura 4.24.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo volumétrico.	119
Figura 4.25.- Flujo másico en función de la intensidad para el sensor tipo Coriolis número tres, con su ecuación característica.	120
Figura 4.26.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo másico tipo Coriolis.....	121
Figura 4.27.- Tarjeta multifunción Agilent 34907A número uno, con los sensores conectados.....	123
Figura 4.28.- Tarjeta multifunción Agilent 34907A número dos, con los sensores conectados.	123
Figura 4.29.- Adquisidor de datos marca Agilent modelo 34972A.....	123
Figura 4.30.-Programa de adquisición de datos creado en la plataforma Agilent Vee Pro 9.3. ...	124
Figura 4.31.- Sistema de enfriamiento auxiliar compuesto por el enfriador y tanque de depósito.125	
Figura 4.32.- Control de la resistencia eléctrica y bomba vertical presentes en el sistema de calentamiento auxiliar.	126
Figura 4.33.- Tanque de almacenamiento de 700 litros acoplado al sistema de calentamiento auxiliar.....	127
Figura 4.34.- Tanque de almacenamiento de agua a enfriar, con tres resistencia eléctrica y bomba.	127
Figura 4.35.- Sistema presurizado a 10 bar en el absorbedor y 20 bar en el resto del sistema de aire acondicionado solar.....	128
Figura 4.36.- Resultado final de la integración de los diversos componentes del sistema de aire acondicionado solar.....	129
Figura 4.37.- Área asignada para el secado de la sal y elementos necesarios para el proceso.....	132
Figura 4.38.- Elementos empleados para la carga de amoniaco.....	134
Figura 4.39.- Bomba de vacío conectada al sistema de aire acondicionado solar.....	135
Figura 4.40.- Inyección de la mezcla amoniaco/nitrato de litio al sistema de refrigeración solar.136	
Figura 5.1.- Perfil de temperaturas para el generador y condensador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación.	145

-

Figura 5.2.- Perfil de temperaturas para el absorbedor y evaporador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación. 146

Figura 5.3.- Perfil de temperaturas para el economizador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación..... 148

Figura 5.4.- Perfil de presiones y flujos máscos dentro del sistema en función del tiempo, para la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación..... 149

Figura 5.5.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de condensación, para las diversas temperaturas constante de generación, a flujo interno máximo..... 152

Figura 5.6.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de generación, a las diversas temperaturas constantes de condensación, a flujo interno máximo..... 154

Figura 5.7.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de condensación, para las diversas temperaturas constante de generación, a flujo interno mínimo. 155

Figura 5.8.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de generación, a las diversas temperaturas constantes de condensación, a flujo interno mínimo..... 157

Figura 5.9.- Comparación entre el COP externo e interno en función de la temperatura de condensación, para las diferente temperaturas de generación, a flujo interno máximo. 160

Figura 5.10.- Comparación del COP_I en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constante de generación, a flujo interno máximo..... 161

Figura 5.11.- Producción de refrigerante y potencia de enfriamiento interna en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constantes de generación, a flujo interno máximo..... 162

Figura 5.12.- Comparación entre el COP externo e interno en función de la temperatura de condensación, para las diferente temperaturas de generación, a flujo interno mínimo. 164

Figura 5.13.- Comparación del COP_I en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constante de generación, a flujo interno mínimo. 165

Figura 5.14.- Producción de refrigerante y potencia de enfriamiento interna en función de la temperatura de condensación, para las diferente temperaturas de generación, a flujo interno mínimo..... 166

Figura 5.15.- Producción de refrigerante a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 168

Figura 5.16.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 169

Figura 5.17.- COP_I a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 169

-

-

Figura 5.18.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 170

Figura 5.19.- Potencia de enfriamiento y generación externos a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor171

Figura 5.20.- COP_E a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 171

Figura 5.21.- Producción de refrigerante a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 173

Figura 5.22.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 173

Figura 5.23.- COP_I a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 174

Figura 5.24.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 175

Figura 5.25.- Potencia de enfriamiento y generación externas a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 176

Figura 5.26.- COP_E a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 177

Figura 5.27.- Producción de refrigerante a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 178

Figura 5.28.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 179

Figura 5.29.- COP_I a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 179

Figura 5.30.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor..... 181

-

Figura 5.31.- Potencia de enfriamiento y generación externas a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 182

Figura 5.32.- COP_E a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor. 182

Figura 5.33.- Efectividad del generador, condensador, evaporador y absorbedor en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación. 185

Figura 6.1.- Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos, como generador. 193

Figura 6.2.- Diagrama del factor de corrección F para una configuración específica de intercambiador de calor de coraza y tubos 196

Figura 6.3.- Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor a través del tubo. 197

Figura 6.4.- Coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor, para diferentes flujos másicos y temperaturas. 201

Figura 6.5.- Coeficiente de transferencia de calor experimental en función del la calidad de vapor, para diferentes flujos másicos y temperaturas. 202

Figura 6.6.- Número de Boiling en función del parámetro de Martinelli. 203

Figura 6.7.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y teórico, para el generador. 205

Figura 6.8.- Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos, como absorbedor..... 206

Figura 6.9.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y teórico para el absorbedor..... 211

Figura 6.10.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y el coeficiente teórico para el absorbedor, en función de la segunda correlación encontrada. 213

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1.1.- Producción de energía primaria.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 1.2.- Características de los gases de efecto invernadero más importantes</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 2.1.- Características y comparación de diferentes fluidos de trabajo para los sistemas de absorción.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 2.2.- Propiedades y características físicas el NH₃.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 2.3.- Propiedades y características físicas el LiNO₃.....</i>	<i>73</i>
<i>Tabla 3.1.- Ecuaciones correspondientes al balance de masa y energía para el sistema de simple efecto.....</i>	<i>81</i>
<i>Tabla 3.2.- Ecuaciones correspondientes al balance de masa y energía para el sistema de doble efecto inverso.....</i>	<i>81</i>
<i>Tabla 3.3.- Rangos de operación para llevar a cabo las simulaciones.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 4.1.- Condiciones de diseño para operación.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 4.2.- Condiciones de diseño.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 4.3.- Diferentes conexiones utilizadas en la interconexión del sistema de refrigeración.</i>	<i>108</i>
<i>Tabla 4.4.- Componentes que integran la instrumentación y control del sistema.</i>	<i>111</i>
<i>Tabla 4.5.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores de temperatura.....</i>	<i>114</i>
<i>Tabla 4.6.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores.....</i>	<i>116</i>
<i>Tabla 4.7.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores de flujo.</i>	<i>118</i>
<i>Tabla 4.8.- Datos de la simulación interna del Coriolis tres.</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 4.9.- Ecuaciones características para cada sensores de medición empleado en el sistema de refrigeración solar.....</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 4.10.- Datos de la sal durante el primer ciclo de horneado.....</i>	<i>132</i>
<i>Tabla 4.11.- Datos de la sal durante el segundo ciclo de horneado.</i>	<i>132</i>
<i>Tabla 5.1.- Datos promedio correspondientes a la pruebas experimentales a 100 °C de generación y 28 °C de condensación.....</i>	<i>187</i>
<i>Tabla 6.1.- Parámetros geométricos y rangos de operación para el generador.</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 6.2.- Resultados del análisis de incertidumbre para las principales variables calculadas. .</i>	<i>205</i>
<i>Tabla 6.3.- Parámetros geométricos y rangos de operación para el absorbedor.....</i>	<i>206</i>
<i>Tabla 6.4.- Correlaciones reportadas en la literatura en función del número de Nusselt.....</i>	<i>210</i>

-

Tabla 6.5.- Resultados del análisis de incertidumbre para las principales variables calculadas para el absorbedor. 214

-

Capítulo I

INTRODUCCIÓN

Este capítulo inicia exponiendo el interés por el tema, seguido de una revisión de la situación energética en México y el mundo. Se habla del consumo de energía por climatización de ambiente y se toca el tema del cambio climático. Se lleva a cabo la revisión bibliográfica de los temas afines al desarrollo de esta tesis, se explica la justificación del tema y los objetivos necesarios para poder concluir dicha investigación. Se finaliza el capítulo presentando la estructura del trabajo a realizar en los próximos capítulos.

1.1.- Interés por el tema

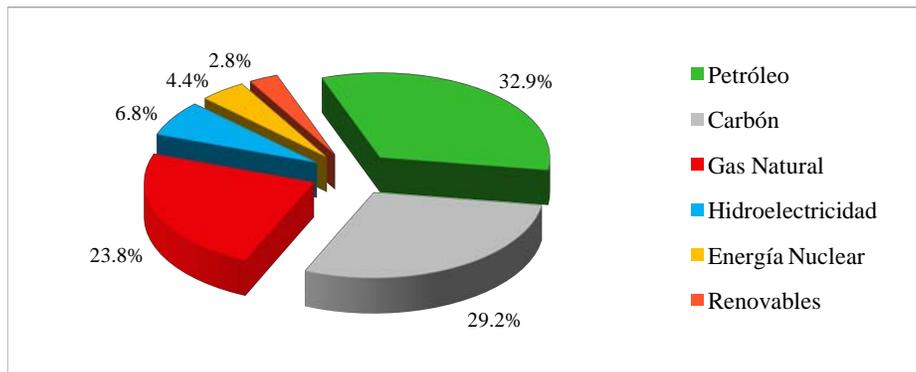
A partir de la revolución industrial, la demanda de la humanidad en términos de energía, para un mejor estilo de vida y mayor comodidad ha aumentado considerablemente a través de los años. Con el fin de satisfacer tales demandas, se ha elevado sustancialmente un número cada vez mayor de dispositivos y productos tecnológicos, los cuales, a su vez, han ido incrementando el consumo de energía casi diariamente. En los países de todo el mundo, la demanda de energía necesaria para las aplicaciones de refrigeración y calefacción se han incrementado drásticamente, y se espera que siga aumentando exponencialmente cada día, lo que dificulta que se satisfaga la creciente demanda de suministro de energía. En la actualidad, la mayoría de la generación de energía eléctrica proviene de combustibles fósiles, como lo son el carbón, el petróleo y el gas natural, debido a su fácil disponibilidad y bajo costo en ciertos países. Sin embargo, uno de los efectos secundarios de la implementación de dichos combustibles es la liberación de gases tóxicos, como dióxido de carbón, monóxido de carbón, dióxido de azufre, dióxido de nitrógeno, entre otros, que son dañinos no sólo para el medio ambiente, sino para todos los seres vivos; siendo los principales precursores del efecto invernadero.

En lo que respecta a los países situados en regiones cálidas o frías, la cantidad máxima de energía disponible en la red se utiliza para proporcionar refrigeración o calefacción, respectivamente, mediante el accionamiento de dispositivos mecánicos de compresión de vapor convencionales. Sin embargo, el inconveniente de dichos dispositivos es la gran cantidad de energía eléctrica necesaria para lograr el óptimo funcionamiento del compresor; lo que no sólo afecta al medio ambiente, sino también a la economía personal, en términos de coste de funcionamiento. Por lo tanto, se ha vuelto más crucial diseñar sistemas de aire acondicionado, enfriamiento y refrigeración que sean más rentables, más respetuosos con el medio ambiente, y puedan ser operados usando fuentes de calor de baja temperatura (entre 80 °C y 120 °C), tales como energía solar, geotérmica, biomasa, entre otras; así como calor residual de diversos procesos industriales.

En este marco, la implementación de sistemas de refrigeración por absorción es una opción viable, ya que logra la capacidad de producir enfriamiento usando un menor suministro de energía eléctrica, respecto a los sistemas convencionales de refrigeración por compresión de vapor; siendo una de las mejores alternativas a la diversificación energética y la protección ambiental. Dado que la tecnología de refrigeración por absorción se utiliza ampliamente en aplicaciones prácticas, existen diferentes ciclos de refrigeración que se pueden adecuar tanto para aplicaciones residenciales como industriales, cubriendo un amplio rango de las necesidades básicas de enfriamiento [1].

1.2.- Situación energética en el mundo

El consumo mundial de energía primaria durante el 2015 aumentó un 1.0 %, con respecto al año anterior, similar al crecimiento promedio registrado en 2014 (1.1 %), pero muy por debajo de su promedio a 10 años del 1.9 %. El consumo de energía primaria en el año 2015 finalizó en 13,147.3 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep). El petróleo sigue siendo el combustible más importante del mundo, el cual representó el 32.9 % del consumo mundial de energía, con un incremento en el consumo de 1.9 millones de barriles diarios, casi el doble del promedio histórico reciente. La participación del carbón en el consumo mundial de energía primaria se redujo al 29.2 %, la menor desde 2005, con una reducción en el consumo del 1.8 %, con respecto al 2014. A nivel mundial, el gas natural representó el 23.8 % del consumo de energía primaria, con un incremento del 1.7 %, con respecto al 2014. Por otro lado, la producción hidroeléctrica representó el 6.8 % del consumo mundial de energía, con un crecimiento del 1.0 %. La energía nuclear representó el 4.4 % del consumo mundial, con un incremento del 1.3 %. Finalmente, las fuentes de energía renovable alcanzaron el 2.8 % del consumo mundial de energía, en comparación con el 0.8 % registrado hace una década (figura 1.1) [2].



*Figura 1.1.- Consumo mundial de energía en 2015 (13147.3 Mtep)
(Elaboración propia con datos del BP Statistical Review of World Energy 2016[2]).*

El carbón sigue siendo el combustible fósil más abundante en el planeta, a pesar de que las reservas de petróleo y gas natural han aumentado con el tiempo. Sin embargo, estas últimas registraron pequeñas disminuciones durante el 2015. Los países que no son miembros de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE) poseen la mayoría de las reservas probadas de todos los combustibles fósiles. Medio Oriente posee las mayores reservas de petróleo y gas natural, y la más alta relación Reservas/Producción (R/P) para el gas natural, con 129.5 años. Por otro lado, América del Sur y Centro América tiene la relación R/P más alta para el petróleo, con 117 años. Mientras que, Europa y Euroasia tiene las mayores reservas de carbón, y América del

Norte la mayor relación R/P, con 276 años. Si la producción mundial de petróleo (91,670 millones de barriles diarios), carbón (3,830.1 Mtep) y gas natural (3,199.5 Mtep) continua como hasta finales del año 2015, las reservas probadas de cada uno de ellos a nivel mundial nos beneficiarían durante 50.7, 114 y 52.8 años respectivamente (figura 1.2) [2].

En lo que respecta a las energías renovables, éstas representaron el 6.7 % de la generación mundial de electricidad, siendo China y Alemania quienes registraron los mayores incrementos en generación de energía eléctrica a través de ésta fuente. Globalmente, la energía eólica sigue siendo la mayor fuente de electricidad renovable, con Alemania registrando el mayor incremento de crecimiento. En la generación de energía solar, China superó a Alemania y a Estados Unidos, para convertirse en el principal generador de energía solar del mundo. En lo que respecta a la producción mundial de biocombustibles, Brasil y Estados Unidos representaron esencialmente todo el incremento neto que se tuvo durante el 2015 [2].

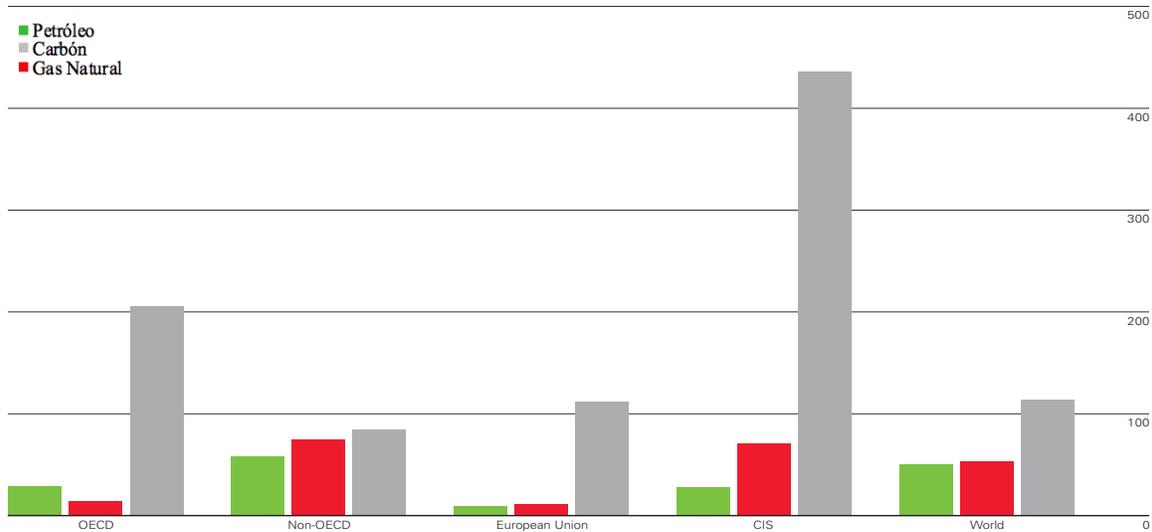


Figura 1.2.- Reservas probadas en cada región y en el mundo a finales del 2015 (años) [2].

Por otro lado, los países que tuvieron el mayor consumo de energía durante el 2015 fueron: China; con el 22.9 % del total, Estados Unidos; con el 17.3 %, India; con el 5.3 %, Rusia; con el 5.1 % y Japón; con el 3.4 %. Solos estos países demandaron más de la mitad de energía producida en el planeta, lo que nos confirma que el mayor consumo de energía viene de los países desarrollados [2].

1.3.- Situación energética en México

En México, la producción nacional de energía primaria durante el año 2014 finalizó en 8,826.15 PJ (Tabla 1.1), un 2.15 % menor respecto al año anterior, siendo las reservas de hidrocarburos la principal fuente de energía para el país. El mayor aporte de energía tuvo su origen a partir del petróleo, seguido por el gas natural y el carbón, con un 63.42 %, el 23.56 % y el 3.44 %, respectivamente. Por otro lado, el restante del aporte energético provino de fuentes como la energía nuclear, condensados y energía renovable, con un aporte del 1.14 %, 0.89 % y 7.56 %, respectivamente (figura 1.3) [3].

Tabla 1.1.- Producción de energía primaria (PetaJoules).

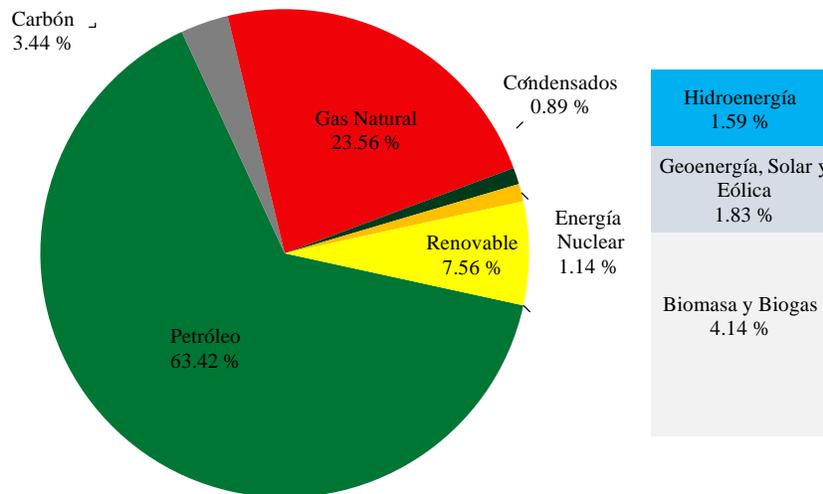
	2013	2014	Variación porcentual 2014/2013 (%)	Estructura porcentual 2014 (%)
Carbón	299.88	303.37	1.16	3.44
Hidrocarburos	7,961.43	7,755.20	-2.59	87.87
Petróleo crudo	5,814.63	5,597.20	-3.74	63.42
Condensados	101.20	78.55	-22.38	0.89
Gas natural	2,045.61	2,079.45	1.65	23.56
Energía nuclear	122.60	100.60	-17.95	1.14
Renovables	636.01	666.98	4.87	7.56
Hidroenergía	100.81	140.01	38.89	1.59
Geoenergía	131.32	129.88	-1.09	1.47
Energía solar	7.60	8.73	15.00	0.10
Energía eólica	15.06	23.13	53.57	0.26
Biogás	1.97	1.94	-1.57	0.02
Biomasa	379.26	363.28	-4.21	4.12
Bagazo de caña	123.83	109.16	-11.85	1.24
Leña	255.42	254.12	-0.51	2.88
Total	9,019.91	8,826.15	-2.15	100

(Elaboración propia con datos del Balance Nacional de Energía 2014 [3]).

En el ámbito referente a las energías renovables, la energía eólica durante 2014 mostró un incremento del 53.6 % de producción de energía, pasando de 15.06 PJ a 23.13 PJ, respecto al 2013. Mientras que, para la energía solar, se alcanzó un incremento del 15 % con respecto al 2013. La producción de biogás mostró una disminución del 1.6 %, dando un total de 1.94 PJ. Por su parte, la

biomasa, que se integra por bagazo de caña (30.0 %) y leña (70.0 %), pasó de 379.26 PJ en 2013 a 363.28 PJ en 2014, disminuyendo 4.2 %. Por otro lado, la generación de las hidroeléctricas aumentó 38.9 %, dando un total de 140.01 PJ. La geoenergía totalizó en 129.88 PJ, presentando una decremento de 1.1 % respecto a 2013 [3].

El consumo final de energía en México representó el 58.10 % de la producción de energía primaria, mostrando un incremento de 0.3 % respecto a 2013, totalizando 5,128.01 PJ. Tal cantidad es la suma del consumo no energético y el consumo energético. El consumo no energético hace referencia aquellos productos derivados del petróleo, principalmente, que se utilizan como insumos para la producción de diferentes bienes como plásticos, solventes, polímeros, caucho, entre otros. Por su parte, el consumo energético se refiere a los combustibles primarios y secundarios (carbón, gasolinas, naftas, electricidad, entre otras) utilizados para satisfacer las necesidades de energía de los sectores residencial, comercial y público, transporte, agropecuario e industrial (figura 1.4) [3].



*Figura 1.3.- Estructura de la producción primaria de energía, 2014 (8,826.15 PJ)
(Elaboración propia con datos del Balance Nacional de Energía 2014 [3]).*

La electricidad es el segundo energético de mayor consumo dentro de los sectores, solo detrás de las gasolinas y naftas, como se puede apreciar a partir de la figura 1.4. El sector residencial tuvo un aumento en el consumo de energía eléctrica del 2.87 %, pasando de 191.14 PJ, durante el 2013, a 196.62 PJ para el 2014. Mientras que, para el sector comercial se tuvo un aumento del 1.61 %, y del 3.5 % para el sector industrial [3].

En México, el 67.48 % de la capacidad efectiva de generación eléctrica estuvo basada en hidrocarburos, el 4.78 % en carbón, el 2.57 % en energía nuclear y el 25.17 % en energía renovable (incluyendo las hidroeléctricas) totalizando en una capacidad efectiva de 54,379.33 MW; destacando la participación de fuentes eólicas con una capacidad de producción de 597.15 MW, de energía geotérmica con 813.40 MW y de energía solar fotovoltaica con 6 MW [3].

México enfrenta un gran reto debido a que el petróleo en el futuro tendrá que venir de yacimientos cuya complejidad supera por mucho la que se ha presentado hasta ahora. Para enfrentarlo con éxito, se requerirá de un gran esfuerzo orientado a incrementar la capacidad de ejecución y de inversión, así como adoptar nuevas tecnologías adecuadas para la explotación de los yacimientos.

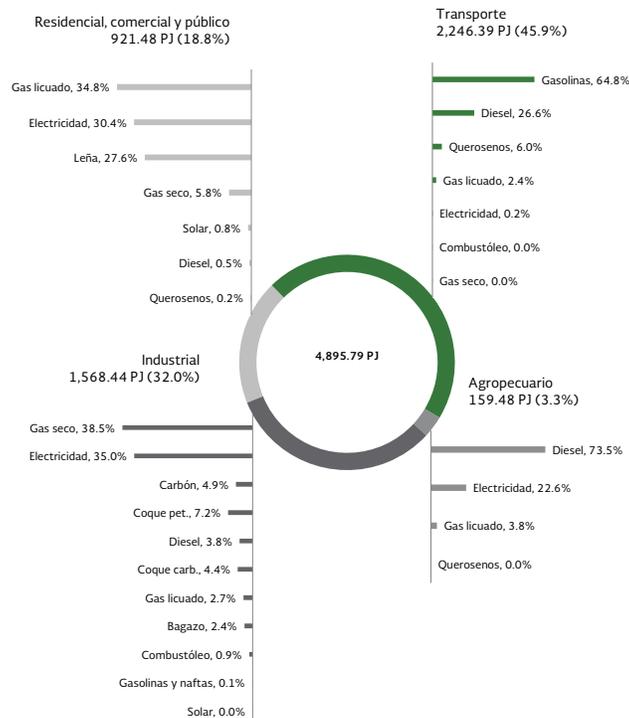


Figura 1.4.- Consumo final energético por sector y energético, 2014 (PJ) [3].

La relación Reservas/Producción de petróleo crudo equivalente, la cual se define como el cociente que resulta de dividir la reserva remanente al 1 de enero de 2015 entre la producción de 2014, es de 29 años para las reservas posibles, de 17.8 años para las reservas probables y de 10.1 años para la reservas probadas [4]. Por lo tanto, es muy importante tomar acciones necesarias para que la utilización de estos energéticos sea lo más eficiente posible, que sean aprovechados íntegramente, que no se desperdicien y que se avance en la utilización de equipos y tecnologías modernas. En este ámbito, la inclusión de fuentes renovables de energía es otra vía que puede reducir parcialmente la

presión sobre los recursos naturales, al contribuir reduciendo los riesgos asociados con la volatilidad de precios de los combustibles fósiles, y disminuir proporcionalmente la contaminación.

1.4.- Consumo de energía por climatización de ambiente

En México, debido a su posición geográfica, predomina el clima cálido. Sin embargo, existen regiones del territorio nacional, particularmente la zona norte y las regiones montañosas, donde estacionalmente se presentan bajas temperaturas. Esto significa que, en la mayoría de su territorio, los espacios construidos tienen que integrar, en algún sentido, elementos que favorezcan el confort de sus ocupantes [5].

Durante el 2014, la CFE abasteció de energía eléctrica a aproximadamente 39 millones de usuarios, siendo el sector residencial el de mayor participación, con un 88.6 % del total; con un consumo energético de 53,914.0 GWh [6].

De acuerdo a estudios llevados a cabo por la CONUEE, hoy en día cerca del 30 % del consumo eléctrico del sector residencial en México es empleado para confort en zonas de clima cálido, cuya proporción se ha incrementado a través de los últimos años. De acuerdo a los datos del Módulo de Condiciones Socioeconómicas de la Encuesta Nacional de Ingresos y Hogares 2012, en México, en ese año, alrededor del 13 % de las viviendas contaban con algún sistema de acondicionamiento de aire. Lo cual, si las condiciones actuales prevalecen, para el año 2035 se estima que el número de viviendas con equipos de acondicionamiento de aire se incrementará en un 43 %, y en un 71 % para 2050. Por otro lado, si las tarifas eléctricas del precio de la energía llegarán a bajar, se espera que esta cifras se incremente en un 169 % para el 2035 y en un 221 % para el 2050. Lo cual significa que de no tomarse decisiones para mejorar el desempeño energético de las viviendas, se estará enfrentando un importante incremento en el consumo energético y con ello en las emisiones de dióxido de carbono [7].

Aunque el uso de equipos de acondicionamiento de ambientes, representa aproximadamente el 12 % del uso de energía en edificios, es pequeño en comparación con otros países (ej. Estados Unidos donde representa el 50 %), existiendo un potencial importante de crecimiento conforme la medida del ingreso per cápita aumente. El desglose de la proporción de energía consumida para acondicionamiento de ambiente en edificaciones, así como la distribución de los equipos utilizados se muestra en la figura 1.5 [8].

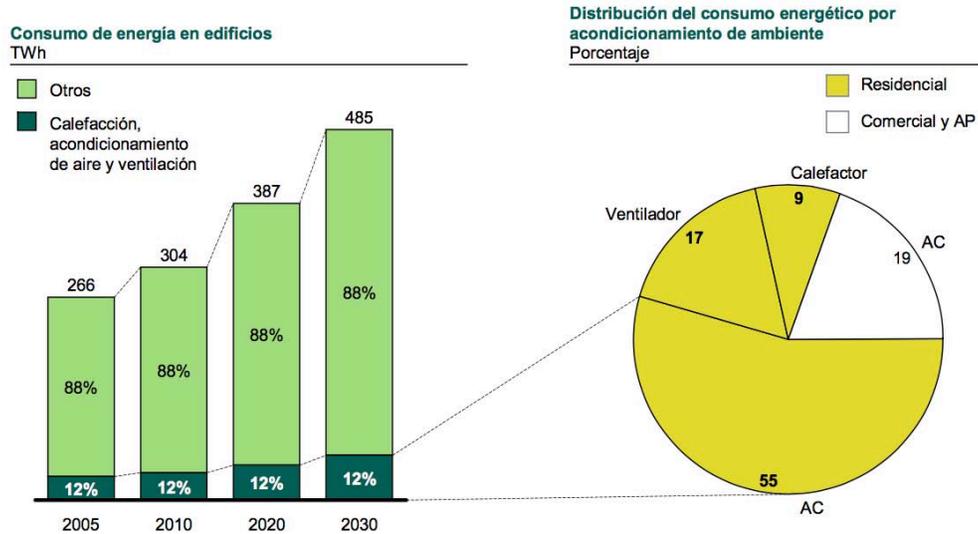


Figura 1.5.- Consumo de energía por acondicionamiento de ambiente en edificaciones (TWh) [8].

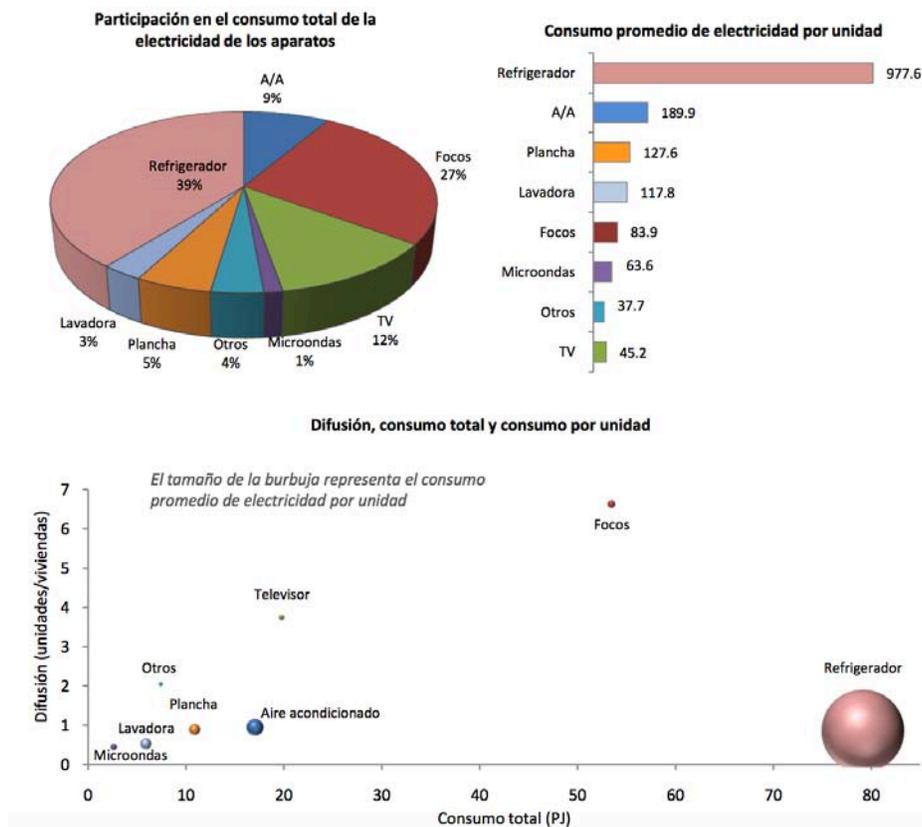


Figura 1.6.- Desglose del consumo eléctrico por componente (kWh) [9].

Al examinar el consumo de electricidad por aparato, los equipos que representan la mayor demanda de energía en el hogar son los refrigeradores y equipos de acondicionamiento de aire, siendo

responsables, aproximadamente, del 40 % del consumo eléctrico en el sector residencial en México. La figura 1.6 muestra el desglose del consumo promedio de energía eléctrica por aparato en un hogar mexicano [9].

Tomando en cuenta tanto el consumo total por aparato como su existencias, según cifras del 2008, se obtuvo que el consumo promedio de energía al año por refrigerador fue de 977.6 kWh y por equipo de aire acondicionado de 189.9 kWh. El consumo de energía por refrigerador resultó elevado en comparación con el registro de otros países debido a que por lo menos la mitad de los refrigeradores en existencia en México tienen más de 10 años de antigüedad [9].

Se estima que hoy en día solo el 20 % del total de los hogares en México cuenta con sistemas de acondicionamiento de aire, mientras que en algunas regiones de Estados Unidos alcanza el 95% de penetración. Esto es indicativo del potencial que existe en el incremento del consumo de energía por acondicionamiento de ambiente en edificaciones [8].

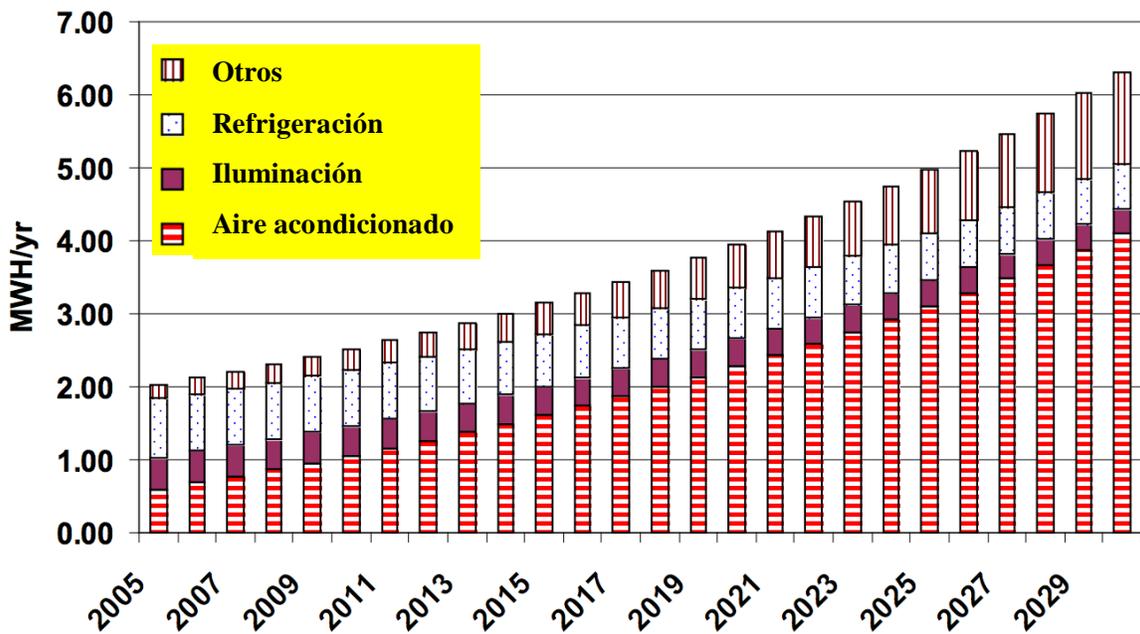


Figura 1.7.- Cifras estimadas de evolución del consumo de electricidad por usos finales en el sector residencial [5].

Finalmente, a través de la proyección mostrada por la figura 1.7 se ve como a través de los años los requerimientos de sistemas de aire acondicionado se incrementarán, y con ello los requerimientos de energía tendrán de igual manera que ser mayores. Por otro lado, este mercado

creciente muestra una buena perspectiva en la implementación de nuevas tecnologías, pudiéndose aprovechar los sistema de refrigeración por absorción para mitigar el incremento en la demanda energética de electricidad [5].

1.5.- Cambio climático

Aunque el petróleo y sus derivados han permitido principalmente el desarrollo industrial, a partir de los recursos obtenidos de su explotación, ha sido posible financiar una parte importante del desarrollo económico y social. Sin embargo, la producción de energía mediante combustibles fósiles, la agricultura, el uso de tecnologías industriales atrasadas, así como la deforestación, entre otros factores, han provocado un aumento en la concentración de los gases de efecto invernadero en la atmósfera.

Mundialmente, el 80 % del consumo de energía proviene de combustibles fósiles [10], cuya quema genera esencialmente dióxido de carbono, principal causante del efecto invernadero. Dentro de los combustibles fósiles empleados, el gas natural es el más limpio de todos, el cual está compuesto principalmente de metano; cuyos productos de combustión son el dióxido de carbono y vapor de agua. Sin embargo, el carbón y el combustóleo están compuestos de moléculas más complejas, con una concentración más alta de carbón y contenidos más grandes de nitrógeno y azufre; lo que significa que cuando son utilizados como combustibles, despiden niveles más altos de emisiones dañinas.

El calentamiento global, o “efecto invernadero”, es un problema ambiental que implica un cambio potencial en el clima global, debido al incremento en la atmósfera de los niveles de los gases de efecto invernadero. Los principales gases a los cuales se les atribuye dicha problemática incluyen: el dióxido de carbono (el más prominente de los gases producidos por la actividad humana), el metano (el más potente), los óxidos de nitrógeno, y algunos compuestos químicos; tales como los clorofluorocarbonos (que han sido prohibidos a nivel mundial). Mientras muchos de estos gases están presentes en la atmósfera de manera natural, el debate se centra en la cuestión sobre cuáles niveles se han elevado debido al número creciente de actividades humanas, que van de las prácticas agrícolas y la deforestación, hasta la combustión de combustibles fósiles para la producción de energía [11].

Aunque es mucho menor la cantidad de metano que se despiden hacia la atmósfera, el potencial de efecto invernadero que este posee es 23 veces mayor al del dióxido de carbono, lo que significa que 1 kg de metano causa el mismo daño que 23 kg de dióxido de carbono (tabla 1.2). Curiosamente, la cría de ganado, la biomasa en descomposición y el cultivo de arroz son las actividades agrícolas

que producen más metano, por encima de la extracción de gas natural y carbón. Otro de los gases de efecto invernadero es el óxido nitroso, que se crea a través de la agricultura debido a un uso excesivo de fertilizantes nitrogenados. En un panorama general, la actividad de la agricultura contribuye con un 15 %, aproximadamente, de los gases de efecto invernadero causados por el hombre [12].

Tabla 1.2.- Características de los gases de efecto invernadero más importantes.

	Dióxido de carbón	Metano	Hidrofluorocarburos	Ozono	Óxido Nitroso
Notación química	CO ₂	CH ₄	diversos	O ₂	N ₂ O
Concentración en la atmosfera en ppm	385	1.77	<0.01	0.034	0.32
Concentración en el año 1750 en ppm	280	0.75	0	0.025	0.27
Incremento anual en la concentración	0.4%	0.4%	variado	0.5%	0.25%
Potencial de efecto invernadero comparado con el CO ₂	1	23	>1000	>1000	296
Duración en la atmosfera (años)	5-200	12	variado	<0.1	114
Causante del efecto invernadero	56%	16%	11%	12%	5%

(Elaboración propia con datos *Quaschnig Volker, Renewable Energy and Climate Change [12]*)

México es el país de América Latina con las mayores emisiones de dióxido de carbono, al utilizar una gran cantidad de combustibles fósiles, y es relativamente vulnerable al cambio climático. Como tal, fue el primer país en el Hemisferio Occidental en firmar el Protocolo de Kioto. Se estima que México es responsable del 1.5 % de las emisiones de gases invernaderos globales; de las cuales, el sector de energía es responsable del 60 % del total [11].

Como medida precautoria, en la década de los noventa, en México se implementó una política de sustitución de combustibles que reducía el uso de combustóleo y aumentaba el uso de gas natural, en la generación de electricidad. Así mismo, en la segunda mitad del 2008, el Congreso de la Unión promulgó la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Transición Energética (LAER) con el fin de reducir la dependencia del país en combustibles fósiles. Sin embargo, para poder lograr este fin se necesita fomentar el desarrollo de energía renovable, proporcionar las herramientas financieras para tal desarrollo y reemplazar la generación eléctrica por combustibles fósiles a una generación eléctrica por combustibles renovables [11].

Así mismo, a través de los años se espera un aumento poblacional cada vez mayor y con ello un incremento en la demanda de energía eléctrica para satisfacer las necesidades propias de vida. Por lo tanto, como se puede apreciar a través de la figura 1.8 la evolución estimada de emisiones de gases de efecto invernadero a través del sector residencial no es nada alentador, mostrando un incremento de forma acelerada a través del tiempo; pasando desde las 50,000 KTon de dióxido de carbono que se registraron en 2006, a cerca de las 400,000 KTon a finales del 2050, donde el acondicionamiento de espacios y la refrigeración juegan un papel importante en la generación de gases de efecto invernadero [13].

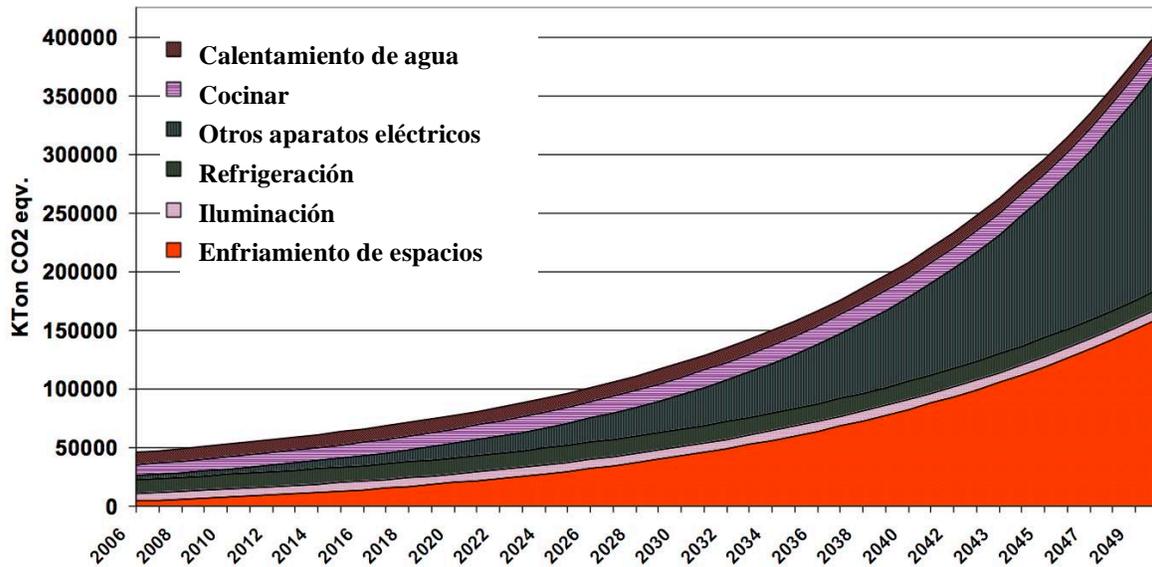


Figura 1.8.- Evolución estimada de emisiones de gases de efecto invernadero del sector residencial a 2050 para México [13].

En el área de la refrigeración, los clorofluorocarbonos (CFCs) se utilizaron ampliamente como refrigerantes en los sistemas de aire acondicionado y refrigeradores durante la década de los ochenta. Sin embargo, debido a su alto potencial de agotamiento de la capa de Ozono se emitieron regulaciones para eliminar su uso. Como resultado, en el Protocolo de Montreal se estipula el fin de la producción de CFCs en todo el mundo, lo que permite largos periodos de transición. Los hidrofluorocarburos (HFCs) son a menudo utilizados como sustitutos de los CFCs, los cuales ya no utilizan cloro como ingrediente. Aunque esto significa que ya no pueden dañar la capa de Ozono, los HFCs todavía son un problema para el efecto invernadero; ejemplo de ello, es el agente refrigerante R404A que tiene un potencial de efecto invernadero específico de 3260. Por lo tanto, 1 kg de R404A es tan dañino como 3.26 toneladas de dióxido de carbono [12].

-

El hecho de tomar medidas para el ahorro de energía es enormemente importante para poner un freno al incremento de la demanda de energía en el mundo. Sin embargo, está claro que no hay manera de detener el cambio climático por completo. Por lo tanto, solo la determinación y las medidas adecuadas podrán mantener las consecuencias del cambio climático dentro de un límite manejable, y en gran medida, salvaguardar el medio ambiente.

1.6.- Revisión bibliográfica

En la presente sección se hace referencia a algunas de las investigaciones más relevantes realizadas en los últimos años en el área de refrigeración solar. La revisión bibliográfica está dividida en dos subsecciones: estudios teóricos y estudios experimentales. Cada sección engloba las investigaciones hechas en sistemas convencionales y avanzados de refrigeración, mezclas comunes, mezclas alternativas y desarrollo de componentes.

1.6.1.- Teóricos

Zambrano et al. (2008) elaboraron un modelo dinámico para una planta de enfriamiento solar que fue construida para fines de demostración, utilizando la tecnología disponible en el mercado. Los autores concluyeron que el simulador es una poderosa herramienta para sistemas de refrigeración solar tanto durante la fase de diseño, como para el desarrollo y prueba de estrategias de control [14].

Ortega et al. (2008) desarrollaron un modelo numérico unidimensional detallado que describe el flujo de calor y el comportamiento dinámico del fluido dentro de un concentrador parabólico compuesto, usado como generador de vapor de amoníaco en un sistema de refrigeración por absorción. Los resultados mostraron que se puede llegar a obtener aproximadamente 3.8 kW de potencia de enfriamiento a una temperatura de 10 °C, con una eficiencia solar y global de hasta un 46.3 % y un 21.2 %, respectivamente [15].

Figueredo et al. (2008) modelaron el comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción de doble etapa de 200 kW de potencia de enfriamiento, operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Los resultados mostraron que la máquina puede operar en verano como un sistema de refrigeración de doble etapa, impulsado por una fuente de calor de 170 °C a partir de gas natural, o como un sistema de refrigeración de una etapa, al ser impulsado por una fuente de calor de 90 °C; la cual puede ser provista por energía solar. Además, mostraron la opción de operación simultánea en modo combinado a ambas temperaturas [16].

En cuanto al estudio de los sistemas avanzados de refrigeración por absorción, Kim y Ferreira (2009) investigaron sobre el ciclo de medio efecto por absorción de baja temperatura, para llevar a cabo el desarrollo de un sistema de aire acondicionado solar en regiones calientes y secas. El sistema propuesto está conformado por un sistema de medio efecto operando con la mezcla bromuro de litio-agua, acoplado a colectores solares planos de bajo costo. Los resultados de la simulación predecían que los sistemas enfriadores suministrarían agua enfriada alrededor de los 7 °C, con un coeficiente de desempeño alrededor de 0.37 [17].

Prasartkaew y Kumar (2010) realizaron un estudio de simulación para evaluar el rendimiento de un novedoso sistema híbrido solar-biomasa de refrigeración por absorción de simple efecto, operando con bromuro de litio-agua, adecuado para aplicaciones residenciales. Se encontró que el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, y del sistema en general, era de 0.7 y 0.55, respectivamente. Además, el consumo de biomasa (carbón vegetal) durante 24 horas de operación fue de 24.44 kg/día. Los resultados del estudio indican que el sistema de aire acondicionado híbrido posee factibilidad para ubicaciones tropicales en aplicaciones residenciales y que puede reemplazar sistemas convencionales de compresión de vapor; reduciendo así la necesidad de sistemas de energía basados en combustibles fósiles para refrigeración [18].

La simulación numérica y el diseño de un colector solar de canal parabólico utilizado como generador directo en un ciclo de enfriamiento solar tipo GAX fue realizado por Saucedo et al. (2011). Bajo condiciones de diseño, la eficiencia del colector solar de canal parabólico, el coeficiente de desempeño del ciclo Solar tipo GAX y la eficiencia global del sistema fueron de 0.62, 0.87 y 0.54 respectivamente. La eficiencia calculada fue un 25.5 % superior a la proporcionada por medio de un ciclo de absorción de simple efecto operando con la mezcla bromuro de litio-agua, el cual es acoplado de forma indirecta al colector solar de canal parabólico [19].

En su estudio, Lin et al. (2011) presentan una simulación numérica para un sistema de refrigeración solar por absorción de doble etapa, usando la mezcla amoníaco-agua, con una capacidad de 5 kW. El equipo, refrigerado por aire, es de tipo vertical de película descendente formado con tubos aletados. Los resultados reportados en su trabajo son COP térmico de 0.34 y un COP eléctrico de 2.6, con una temperatura de agua caliente de 85 °C, una temperatura de aire de enfriamiento de 35 °C y la temperatura de evaporación a 10 °C. Concluyen afirmando que una máquina de absorción trabajando con la mezcla amoníaco-agua es técnicamente factible en las aplicaciones prácticas de refrigeración solar [20].

-

Calise (2012) informó sobre los resultados obtenidos a partir de un modelo dinámico de un innovador sistema de calefacción y refrigeración solar, basado en el acoplamiento de colectores de canal parabólico a un sistema de refrigeración por absorción de dos etapas; operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Los resultados mostraron que el diseño del sistema investigado puede ser competitivo para la mayoría de los lugares analizados, aunque la rentabilidad económica fue mayor para los climas más calurosos [21].

Hassan et al. (2012) proponen un sistema de refrigeración por adsorción alimentado por energía solar capaz de trabajar y producir frío durante las 24 horas del día. El sistema propuesto opera bajo un ciclo de refrigeración de temperatura de adsorción constante, utilizando el par de trabajo metano-carbón activado. A partir de la simulación numérica, encontraron que el sistema alcanza un coeficiente de desempeño de 0.6, con una producción total de hielo diaria de 20.16 kg a $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, partiendo de agua suministrada a $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ [22].

Ramírez et al. (2012) presentan una metodología, basa en un modelado matemático y una simulación numérica, para encontrar las condiciones óptimas de operación y diseño en un sistema de enfriamiento-termosolar. El sistema está conformado por un arreglo de colectores solares de tipo CPC, una unidad de enfriamiento de absorción-difusión, que maneja la mezcla amoniaco-agua-helio, y un evaporador. El estudio mostró que la temperatura óptima en el generador es de $96.54\text{ }^{\circ}\text{C}$, dando como resultado una eficiencia de 0.59 para la unidad de enfriamiento y una eficiencia 0.60 para el sistema térmico. La eficiencia global del sistema fue de 0.35 con una potencia de 2.95 kW en el evaporador [23].

Best y Rivera (2015) y Rivera et al. (2015) presentaron una revisión de los sistemas de refrigeración térmica y transformadores de calor por absorción, respectivamente, en los que incluyeron una revisión del desarrollo de sistemas de refrigeración por absorción y mezclas alternativas de trabajo utilizadas en sistemas de absorción. Según su estudio, la mezcla amoniaco/nitrato de litio posee algunas ventajas en ciertos aspectos sobre las mezclas convencionales de agua/bromuro de litio y amoniaco/agua. Alguna de ellas es que la mezcla amoniaco/nitrato de litio puede funcionar tanto para aire acondicionado como para enfriamiento, algo que con la mezcla bromuro de litio-agua no se puede lograr. Por otra parte, la mezcla amoniaco/nitrato de litio puede funcionar a temperaturas inferiores a la mezcla amoniaco/agua, ya que ésta no requiere de rectificación [24, 25].

1.6.2.- Experimentales

Nakahara et al. (1977) trabajaron en el desarrollo tecnológico, sobre la base de diversas tecnologías, para la implementación de la energía solar en el área de la calefacción, refrigeración y suministro de agua caliente para la conservación de energía en los edificios. El primer paso de este proyecto consistió en instalar un sistema solar de calefacción y refrigeración con colectores de placa plana, y una máquina de refrigeración por absorción en una casa de oficinas de un piso de 80 m² en 1974. El sistema de refrigeración por absorción instalado fue de simple efecto, operando con la mezcla bromuro de litio-agua, con una capacidad nominal de refrigeración de 7.03 kW; asistido por 32.2 m² de colectores solares planos. Los resultados experimentales obtenidos durante el transcurso del período de pruebas, mostraron que la capacidad de enfriamiento y el coeficiente de desempeño solar fueron de 6.5 kW y 0.14, respectivamente [26].

Ayala et al. (1998) desarrollaron un sistema híbrido de refrigeración por compresión/absorción con la mezcla de trabajo amoníaco/nitrato de litio. Los autores encontraron que las eficiencias del sistema híbrido pueden ser hasta un 10 % más altas, en comparación con las obtenidas utilizando sistemas de compresión o absorción operando individualmente [27].

Libotean et al. (2007) presentaron un trabajo sobre los ciclos de refrigeración por absorción activados por fuentes de calor de baja temperatura. El estudio está basado en la determinación de las propiedades termodinámicas, de las mezclas amoníaco/nitrato de litio y amoníaco/nitrato de litio/agua, en un rango de temperaturas de 293.15 a 353.13 K, necesarias para el diseño de sistemas de absorción. Reportando datos y correlaciones en función de la temperatura y composición de la mezcla binaria para fracciones másicas de amoníaco [28].

Libotean et al. (2008) presentaron un estudio experimental para la determinación de la densidad, viscosidad y capacidad calorífica de las mezclas amoníaco/nitrato de litio y amoníaco/nitrato de litio/agua. Realizando mediciones de temperatura entre 293.15 y 353.15 K, en intervalos de 10 K y una presión constante de 1.8 MPa. Con fracciones másicas de amoníaco en las mezclas binarias y ternarias, de entre 0.35 y 0.65, y entre 0.20 y 0.55, respectivamente; publicando datos y correlaciones de las propiedades termofísicas de las mezcla [29].

Qu et al. (2010) desarrollaron un sistema térmico solar para enfriamiento y calefacción en la Universidad Carnegie Mellon operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Ellos reportaron que dicho sistema solar podría potencialmente suministrar el 39 % de los requerimientos de refrigeración,

-

y alrededor del 20 % de la energía necesaria para calefacción en dicho edificio, localizado en Pittsburgh, PA [30].

Venegas et al. (2011) analizaron el rendimiento de una instalación de refrigeración solar a lo largo de una temporada de verano, utilizando un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto tipo comercial destinado para aplicaciones domésticas, operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Dentro de su estudio concluyeron que las variables más influyentes en la producción diaria de la potencia de enfriamiento y coeficiente de desempeño solar promedio, fueron la energía solar recibida a lo largo del día, la velocidad del viento y la dirección de éste mismo [31].

González-Gil et al. (2011) informaron de la evaluación experimental de un prototipo de sistema de refrigeración solar por absorción, enfriado directamente por aire, operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Dentro de los resultados que obtuvieron, destaca que alcanzaron un coeficiente de desempeño cercano a 0.6, con una capacidad de enfriamiento de entre 2 kW y 3.8 kW [32].

Rivera et al. (2011) y Moreno-Quintanar et al. (2012) desarrollaron y evaluaron un sistema de refrigeración solar por absorción tipo intermitente, empleando un colector parabólico cilíndrico como generador-absorbedor, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio. Los resultados obtenidos mostraron que era posible llegar a producir hasta 8 kg de hielo por día a través del sistema propuesto. Las temperatura de generación reportadas variaron entre los 75 °C y los 110 °C, con lo cual fue posible alcanzar temperatura de evaporación tan bajas como -11 °C. Por otro lado, los coeficientes solares de rendimiento reportados estuvieron en el orden de 0.08 [33, 34].

Llamas et al. (2014) informaron del desarrollo y evaluación de los resultados obtenidos a través de un sistema de aire acondicionado solar por absorción, para una capacidad de enfriamiento de entre 5 y 10 kW. El sistema fue diseñado para ser enfriado por aire, mientras que el calor suministrado fue por medio de colectores solares de tipo evacuado. De acuerdo a los resultados obtenidos, manifestaron que es posible llegar a obtener coeficientes de rendimiento tan altos como 0.53, y temperaturas de agua de enfriamiento cercanas a los 0 °C [35, 36].

Hernández-Magallanes et al. (2014) informó del desarrollo y evaluación experimental de un sistema de refrigeración por absorción, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio. En dicho sistema el generador y absorbedor fueron intercambiadores de calor de coraza y tubo tipo helicoidal, mientras que el condensador, evaporador y economizador fueron intercambiadores de calor de placa

-

plana. Los valores del coeficiente de rendimiento variaron entre 0.45 y 0.7, con una capacidad de enfriamiento de entre 0.52 kW y 2.52 kW; con un suministro de temperaturas del generación entre los 85 °C y 105 °C, a temperatura de condensación entre los 18 °C y los 36 °C [37].

Zamora et al. (2015) informaron de los resultados obtenidos a través del desarrollo preindustrial de un sistema de refrigeración por absorción enfriado por aire, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio. El sistema fue construido utilizando intercambiadores de calor de placas planas en todos los componentes principales del sistema. La capacidad de enfriamiento máxima reportada fue cercana a los 12 kW; con una temperatura de agua de enfriamiento de 15 °C, temperatura del aire a 32.3 °C y una temperatura de generación de 90 °C [38, 39].

1.7.- Justificación

En México, los equipos de aire acondicionado y de refrigeración son los mayores consumidores de energía eléctrica en el hogar. La mayor parte de esta energía proviene de combustibles fósiles cuya extracción y uso genera gases de efecto invernadero. Aunado a esta problemática, tenemos que somos dependientes de fuentes de energía no renovables, cuyas reservas son finitas y cada vez es más difícil encontrar y extraer. Es por ello que es importante el desarrollo y la implementación de nuevas tecnologías que favorezcan la sustentabilidad energética del país, además de contribuir a la reducción del cambio climático. Por lo tanto, en la presente tesis se propone la construcción y evaluación experimental de un sistema para aire acondicionado solar por absorción de 5 kW de potencia de enfriamiento, el cual está enfocado a ser accionado por colectores solares.

Como se puede observar en la revisión bibliográfica son pocos los trabajos desarrollados en el área de climatización de espacios y la mayoría de ellos llevados a cabo con las mezclas bromuro de litio-agua y agua-amoniaco. Solo los trabajos llevados a cabo por Llamas et al. y Hernández-Magallanes et al., están directamente ligados.

Otro aspecto importante es la incursión en los recientes años de compañías que han empezado a desarrollar sus propios equipos, usando diversas tecnologías y mezclas, para ser comercializados en el área de la climatización residencial. Sin embargo, todas estas compañías son extranjeras y en México no existe alguna empresa que se esté dedicando a incursionar en este mercado. En conjunto con el desarrollo de nuevos sistemas para refrigeración, en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM, se busca ser pionero en México en el desarrollo de sistemas de pequeña capacidad para climatización y de esta forma colocar en el mercado un sistema de refrigeración que sea construido

-
en el país.

Asimismo, en el presente estudio se propone evaluar el sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla amoniaco/nitrato de litio, con una configuración horizontal tanto del absorbedor como del generador. Algo que en la revisión bibliográfica no se encontró y se considera como novedad. Además, las propiedades que posee el amoniaco como refrigerante proporcionan la facilidad de operar el sistema como un refrigerador si así se deseara.

A continuación se presentan los objetivos planteados por alcanzar dentro de esta tesis.

1.8.- Objetivos

Objetivo general

Desarrollar y evaluar un sistema de enfriamiento solar horizontal operando con la mezcla amoniaco/nitrato de litio.

Objetivos específicos

1. Realizar el montaje de cada uno de los componentes.
2. Seleccionar y calibrar la instrumentación.
3. Realizar pruebas de arranque del equipo (armado, pruebas de presión, pruebas de vacío, llenado, entre otras).
4. Operar el equipo bajo condiciones controladas en función de los parámetros de entrada.
5. Evaluar el sistema para determinar el coeficiente de desempeño interno y externo, en función de las temperaturas de operación del sistema (temperaturas de generación, absorción, condensación y evaporación).
6. Evaluar los componentes que conforman el sistema, desde el punto de vista de transferencia de calor, a fin de determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor a través de parámetros adimensionales. Los componentes a analizar son: generador y absorbedor horizontal de coraza y tubos, con configuración de película descendente.
7. Simular sistemas avanzados de absorción con diversas mezclas refrigerante/absorbente.

1.9.- Estructura de la tesis

Con el propósito de alcanzar los objetivos establecidos el presente trabajo se dividió en siete capítulos estructurados de la siguiente forma:

Capítulo I: Introducción

Capítulo 1. Introducción

Presenta el interés por el tema, la situación energética en el mundo y en México, el consumo de energía por climatización de ambiente y se toca el tema del cambio climático. Se muestra la revisión bibliográfica, la justificación y los objetivos de la presente tesis.

Capítulo 2. Marco teórico

En este capítulo se presentan los antecedentes teóricos de los sistemas termodinámicos de refrigeración convencionales y por absorción, así como la propiedades de las mezcla de trabajo más utilizadas, con la finalidad de sentar las bases para lograr la correcta evaluación del sistema de refrigeración solar.

Capítulo 3. Modelado y simulación de ciclos de refrigeración

Este capítulo muestra el modelado y simulación de los ciclos de refrigeración por absorción de simple efecto y doble efecto inverso, operando con la mezcla amoniaco/nitrato de litio, con la finalidad de comparar el desempeño de ambos en términos del coeficiente de desempeño, así como los resultados en función de otras mezclas de trabajo.

Capítulo 4. Descripción del equipo

Se describe a detalle los componentes que conformar el sistema de refrigeración, su montaje y calibración, el principio de operación del sistema y los procedimientos necesarios para poner en operación el sistema.

Capítulo 5. Evaluación del equipo experimental

En este capítulo se muestra la descripción del procedimiento experimental desarrollado, se exponen los resultados de los diferentes análisis llevados a cabo y se analizan la efectividades de cada uno de los principales componentes que conforman el sistema de refrigeración solar.

Capítulo 6. Determinación de coeficientes de transferencia de calor

Este capítulo se presenta la evaluación térmica de los intercambiadores de calor tipo coraza y tubo de película descendente, operando con la mezcla binaria amoniaco/nitrato de litio, para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por ebullición correspondiente al generador y absorbedor.

Capítulo 7. Conclusiones y recomendaciones

Este capítulo presenta el resumen de los resultados obtenidos, se da una opinión sobre la evaluación

-

del sistema y se hacen recomendaciones para un trabajo futuro.

-

Capítulo II

MARCO TEÓRICO

Para tener una idea clara del funcionamiento y operación de los ciclos de refrigeración por absorción, así como de los dispositivos empleados, es necesario tener nociones básicas de la termodinámica implícita. Por ello, en el presente capítulo se introducen los conceptos de la primera ley y segunda ley de la termodinámica, de los procesos reversibles e irreversibles, así como el principio de operación del ciclo de Carnot y de los ciclos de compresión de vapor; entre otros conceptos necesarios para el correcto entendimiento de los ciclos de refrigeración por absorción y los tipos de refrigerantes empleados.

2.1.- Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, establece que la energía no se crea, ni se destruye, solo se transforma. Es decir, ésta puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total debe permanecer constante. La Ec. (2.1) es la representación de dicho principio, la cual expresa que el cambio neto que sufre un sistema en su energía interna, cinética y potencial, principalmente, es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale de dicho sistema durante un proceso; la cual es debida a la transferencia de calor, trabajo y/o masa. Esta ecuación es de aplicación universal, satisfaciendo cualquier balance de energía que sufra un sistema, debido a cualquier tipo de proceso.

$$\frac{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \frac{\Delta E_{\text{sistema}}}{\text{Cambio en las energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \quad [kJ] \quad (2.1)$$

Otra manera común de expresar la ecuación anterior es por medio de unidad de tiempo, expresando los cambios de energía en forma de tasa

$$\frac{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}{\text{Tasa de transferencia de energía por calor, trabajo y masa}} = \frac{dE_{\text{sistema}}/dt}{\text{Tasa de cambio de las energías interna, cinética, potencial, etc.}} \quad [kW] \quad (2.2)$$

La primera ley de la termodinámica es un principio establecido de manera empírica. Es decir, no se puede demostrar de forma matemática. Sin embargo, en la naturaleza no se conoce de algún proceso que viole dicho principio, así como tampoco de algún otro principio físico que sirva de base para poder demostrarla, manifestándola por sí misma como una ley fundamental [40].

La primera ley de la termodinámica tiene la característica de que no restringe la dirección de un proceso. Por lo cual, satisfacerla no asegura que dicho cambio en la energía de un sistema pueda ser llevado a cabo en la realidad; o en otras palabras, no marca una diferencia entre un proceso real y uno imaginario. Sin embargo, esta falta de adecuación de la primera ley se soluciona introduciendo otro principio fundamental, el cual corresponde a la segunda ley de la termodinámica.

2.2.- Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica es un principio general que impone restricciones a la energía, estableciendo que tiene tanto calidad como cantidad, y que los procesos en la realidad siempre ocurren hacia donde hay una disminución de la calidad de la energía. Por lo tanto, no solo sirve para

determinar si un proceso se puede llevar a cabo una vez cumplida la primera ley. Sino que, además, su uso sirve para determinar los límites teóricos en el desempeño de sistemas de ingeniería, como máquinas térmicas y refrigeradores, a través del análisis de una propiedad llamada entropía [40]. Encontrar una definición de entropía como tal, es algo complicado, por lo que una buena forma de interpretarla es con una medida del desorden molecular o aleatoriedad de la energía que presenta un sistema.

Para la primera ley de la termodinámica, las interacciones entre la transferencia de calor y trabajo son iguales, es decir, no distingue una forma de energía de la otra. No obstante, a través de la segunda ley, se establece que una interacción de energía, la cual es acompañada por una transferencia de entropía, es una transferencia de calor. Mientras que una interacción de energía, que no es acompañada por una transferencia de entropía, es trabajo [40].

Dentro de la segunda ley de la Termodinámica no existe un principio de conservación de entropía, y solo se establece un balance a través de esta nueva propiedad de la siguiente manera, el cual es válido para cualquier sistema que experimente cualquier tipo de proceso,

$$\frac{S_{entrada} - S_{salida}}{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \frac{S_{gen}}{\text{Generación de entropía}} = \frac{\Delta S_{sistema}}{\text{Cambio de entropía}} \quad [\text{kJ/K}] \quad (2.3)$$

De manera general, dicho balance se puede expresar de forma diferente, por unidad de tiempo, a través de la siguiente ecuación

$$\frac{\dot{S}_{entrada} - \dot{S}_{salida}}{\text{Tasa de transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \frac{\dot{S}_{gen}}{\text{Tasa de generación de entropía}} = \frac{dS_{sistema}/dt}{\text{Tasa de cambio de entropía}} \quad [\text{kW/K}] \quad (2.4)$$

A partir de la experiencia y análisis, se tiene la noción de que es fácil convertir el trabajo en otra forma de energía, pero convertir estas formas de energía, de nuevo en trabajo, no es sencillo. Por ejemplo, el trabajo se puede convertir en calor de manera directa y total, pero llevar a cabo el proceso inverso no es posible. Es decir, al suministrar una fuente de calor sobre una resistencia eléctrica esta no generará un trabajo eléctrico. Mientras que el proceso inverso si generará una fuente de calor. Para poder llevar a cabo la transformación de calor a trabajo es necesaria la implementación de dispositivos especiales, llamados máquinas térmicas.

Una máquina térmica es un dispositivo que opera bajo un ciclo, recibiendo calor de una fuente de alta temperatura, convirtiendo parte de esta energía en trabajo y rechazando el restante hacia un sumidero de baja temperatura (figura 2.1). Todo ello a través de un agente, llamado fluido de trabajo [40].

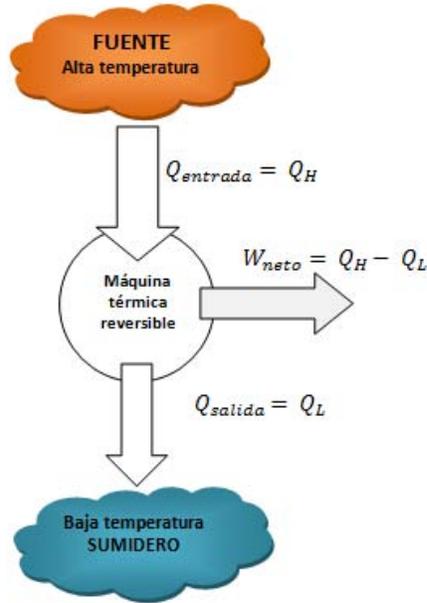


Figura 2.1.- Representación esquemática de la máquina térmica.

La fracción de calor que es posible convertir en trabajo neto de salida es una representación del desempeño de una máquina térmica, y se denomina eficiencia térmica [40].

En otras palabras, la eficiencia térmica representa la salida deseada entre la entrada requerida; siendo el trabajo neto la salida deseada y el suministro de energía en forma de calor la entrada requerida, dentro de la operación de las máquinas térmicas. Por lo tanto, la eficiencia térmica se expresar como

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \quad (2.5)$$

o bien,

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.6)$$

Lo cual formula que tan eficientemente una maquina térmica logra convertir el calor que recibe en trabajo.

La limitación que poseen las máquinas térmicas, para transformar todo el calor en trabajo, es la base para el enunciado de Kelvin-Planck; referente a la segunda ley de la termodinámica, que expresa lo siguiente:

Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo, reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo igual al calor suministrado.

Es decir, una máquina térmica no puede alcanzar una eficiencia del 100 por ciento. Para poder que opere es necesario que deba intercambiar calor con un depósito de energía que se encuentre a alta temperatura, así como con un deposito de energía de baja temperatura, para seguir funcionando [40].

En la naturaleza, se sabe por experiencia que el flujo calor posee una dirección preferencial, transfiriéndose desde un medio que posee alta temperatura hacia uno de menor temperatura. Sin embargo, llevar a cabo el proceso inverso no puede ocurrir por sí mismo de manera natural, de acuerdo a lo planteado por medio de la segunda ley de la termodinámica. Para poder llevar a cabo la transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura, hacia otro de mayor temperatura, se requiere de dispositivos especiales llamados refrigeradores o bombas de calor.

Al igual que las máquinas térmicas, estos dispositivos están regidos por medio de la primera y segunda ley de la termodinámica, específicamente a través del enunciado de Clausius, el cual expresa lo siguiente:

Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.

Este enunciado no delimita que sea imposible llevar a cabo el proceso de transferencia de calor desde un deposito de baja temperatura hacia otro de mayor temperatura. Sino que expresa que para poder llevar a cabo dicho proceso, es necesario la implementación de un dispositivo cíclico que sea accionado por medio de un suministro de fuente de energía externa [40]. De hecho, éste es el principio de operación de los sistema de refrigeración convencionales.

El ciclo de refrigeración más conocido e implementado, es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor; el cual está conformado por cuatro componentes principales: un evaporador, un condensador, una válvula de expansión y un compresor, como se muestra en la figura 2.2 [40].

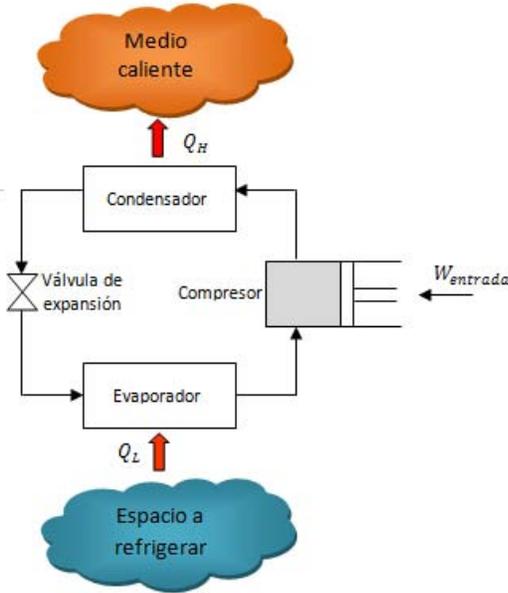


Figura 2.2.- Componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Al igual que la primera ley, la segunda ley de la termodinámica está basada en observaciones experimentales; y a la fecha, no se conoce de ningún experimento o proceso que contradiga dicha ley, lo cual debe tomarse como prueba suficiente de su validez, considerándola como por sí misma una ley física fundamental [40].

2.3.- Procesos reversibles e irreversibles

De acuerdo a lo expuesto con anterioridad, la segunda ley de la termodinámica establece que es imposible que una máquina térmica, así como un refrigerador o bomba de calor, tenga una eficiencia del 100 por ciento. Por lo tanto, la eficiencia máxima de estos dispositivos se obtiene a través de su análisis por medio de un proceso idealizado, llamado proceso reversible.

Un proceso reversible es aquel en el cual un sistema pasa desde un cierto estado inicial de equilibrio, hacia un estado final; y posteriormente regresa a su estado original de equilibrio, sin dejar ningún rastro en los alrededores. Es decir, la interacción de energía en forma de calor o trabajo entre el sistema y los alrededores durante dicho proceso es igual a cero.

En la realidad, las transformaciones reversibles no existen, ya que no es posible eliminar por completo efectos disipativos, como la fricción, la expansión libre y la transferencia de calor. Por lo tanto, todo aquel proceso que no es reversible se hace llamar proceso irreversible.

La limitada posibilidad de poder llevar a cabo un proceso reversible en la realidad hace que sea un poco incoherente estudiar dichos procesos. Sin embargo, su relevancia es de gran interés, ya que sirven como base para establecer los límites teóricos de las eficiencias de las máquinas térmicas.

Por otra parte, siempre se busca aproximar lo más cercano posible un proceso real hacia un proceso reversible, ya que con ellos los dispositivos que generan trabajo, como motores de combustión interna y turbinas de gas o vapor, entregan el máximo posible; y los dispositivos que consumen trabajo, como compresores, ventiladores y bombas, consumen el mínimo posible [40].

2.4.- Ciclo de Carnot

Como se mencionó anteriormente, las máquinas térmicas y los refrigerados operan bajo un ciclo, donde el fluido de trabajo es el encargado de producir y recibir trabajo durante cierta parte del proceso. Por lo tanto, la máxima eficiencia del ciclo se logra al producir la mayor cantidad de trabajo neto, lo cual es posible al suministrar la mínima cantidad de energía sobre el fluido de trabajo, logrando que éste mismo entregue la mayor cantidad de trabajo posible. Es decir, operando mediante un ciclo de procesos reversibles.

Probablemente, el ciclo de Carnot se puede considerar como el ciclo reversible más conocido, y a su vez, como el más eficiente permitido por las leyes físicas. Mientras que la segunda ley de la termodinámica dice que no todo el calor suministrado a un motor térmico se puede usar para producir trabajo, la eficiencia de Carnot establece el valor límite de la fracción de calor que se puede usar. Este ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos isentrópicos, los cuales son posibles llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estacionario (figura 2.3) [40].

Al tomar como ejemplo un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático, los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son:

- I. Expansión isotérmica, proceso de 1-2, a temperatura del depósito T_H , durante el cual se suministra una cantidad de calor Q_H .

- II. Expansión isentrópica, proceso de 2-3, que pasa del depósito de alta temperatura T_H al depósito de baja temperatura T_L , donde hay una salida de trabajo W_S .
- III. Compresión isotérmica, proceso de 3-4, a temperatura de depósito T_L , durante el cual se libera calor al ambiente Q_L .
- IV. Compresión isentrópica, proceso de 4-1, que pasa del depósito de baja temperatura T_L al depósito de alta temperatura T_H , donde hay una entrada de trabajo W_E .

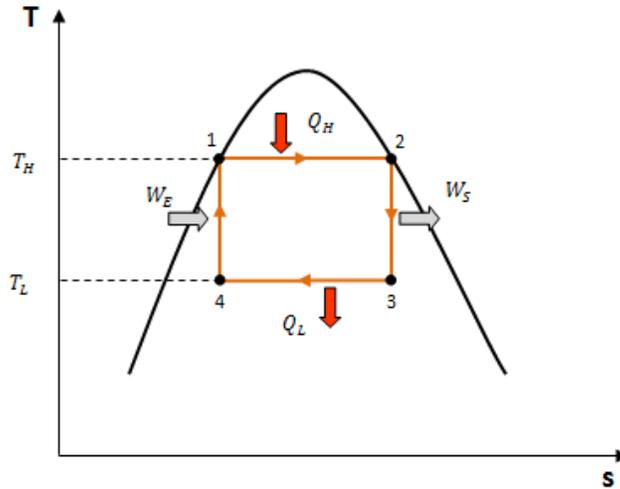


Figura 2.3.- Diagrama T-s del ciclo ideal de Carnot.

Al hacer un balance de energía sobre el sistema se obtiene que,

$$Q_H - Q_L - (W_S - W_E) = 0 \quad (2.7)$$

Donde el trabajo neto es igual a

$$W_{neto} = W_S - W_E \quad (2.8)$$

Al sustituir el trabajo neto en la Ec. (2.7), esta cambia a

$$W_{neto} = Q_H - Q_L \quad (2.9)$$

Realizando un balance de entropía en los procesos de 1-2 y de 3-4, se obtienen los valores de Q_H y Q_L como sigue

$$Q_H = T_H \Delta S_{2-1} \quad (2.10)$$

$$Q_L = T_L \Delta S_{3-4} \quad (2.11)$$

Donde, al apreciar el diagrama de la figura 2.3, el valor de $S_1 = S_4$ y el valor $S_2 = S_3$, por lo tanto se puede considerar que

$$Q_L = T_L \Delta S_{2-1} \quad (2.12)$$

Recordando la ecuación de eficiencia térmica (2.6), y sustituyendo los valores correspondientes antes descritos, se obtiene que la eficiencia térmica para un ciclo de Carnot reversible solo depende de las temperaturas, como se muestra a continuación

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} \quad (2.13)$$

$$\eta_{ter} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} \quad (2.14)$$

$$\eta_{ter,rev} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \quad (2.15)$$

$$\eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.16)$$

La Ec. (2.16) se denomina eficiencia térmica de la máquina de Carnot, la cual es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre dos depósitos de energía a temperatura T_H y T_L , donde las temperaturas deben estar en una escala absoluta. La eficiencia de Carnot siempre es menor a la unidad, ya que las temperaturas empleadas para su cálculo siempre son positivas; lo que respalda la segunda ley de la termodinámica, que afirma que ninguna máquina puede tener una eficiencia del 100 por ciento [40].

El valor conceptual del ciclo de Carnot es que, aunque no se puede lograr en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot, como se mencionó anteriormente.

2.5.- Ciclo de Carnot inverso

Al tomar en consideración que el ciclo de Carnot es totalmente reversible, permite que los cuatro procesos que comprenden el ciclo puedan invertirse, convirtiéndose así en el ciclo de refrigeración de Carnot. Al tomar como base el ciclo de Carnot presentado con anterioridad, para el análisis del ciclo de refrigeración de Carnot; las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se invertirán. Es decir, el calor Q_H , que antes era suministrado hacia el sistema, ahora es disipado hacia un depósito de alta temperatura. Mientras que el calor Q_L , que era disipado hacia el depósito de baja temperatura, esta vez es absorbido; con lo cual se lleva a cabo el proceso de enfriamiento o calentamiento, según sea el propósito. Finalmente, se suministra una cantidad de trabajo para completar el ciclo W_E (Figura 2.4).

Los cuatro procesos que conforman el ciclo de Carnot inverso son:

- I. Expansión isotérmica, proceso de 1-2, a temperatura del depósito T_L , durante el cual se absorbe una cantidad de calor Q_H .
- II. Compresión isentrópica, proceso de 2-3, que pasa del depósito de baja temperatura T_L al depósito de alta temperatura T_H , con la necesidad de un suministro de trabajo W_E .
- III. Compresión isotérmica, proceso de 3-4, a temperatura de depósito T_H , durante el cual se libera calor al ambiente Q_H .
- IV. Expansión isentrópica, proceso de 4-1, que pasa del depósito de alta temperatura T_H al depósito de baja temperatura T_L , a través de una dispositivo de expansión.

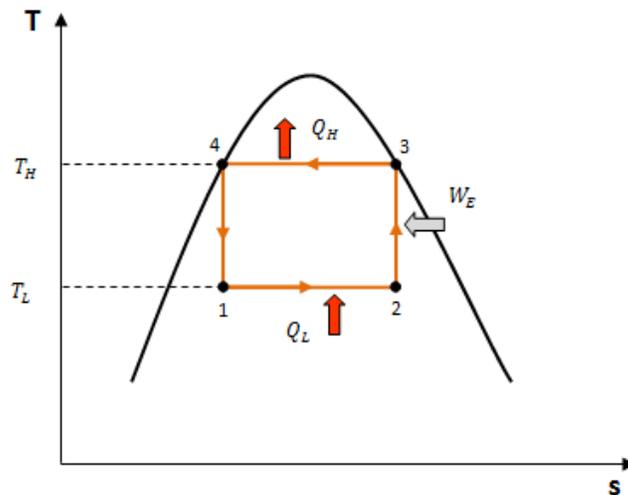


Figura 2.4.- Diagrama T-s del ciclo de Carnot inverso.

2.6.- Coeficiente de desempeño

El coeficiente de desempeño es una expresión de la eficiencia de un refrigerador, o una bomba de calor, el cual se denota como COP (por sus siglas en inglés, *coefficient of performance*). Tal designación tiene el objetivo de distinguir la eficiencia térmica de la eficiencia de un refrigerador o bomba de calor, ya que estos últimos pueden poseer eficiencias por arriba de la unidad, algo que contrasta con la eficiencia térmica.

Así, la eficiencia para un refrigerador o bomba de calor está expresada de la siguiente manera

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} \quad (2.17)$$

Para un refrigerador, cuyo objetivo es mantener constante la temperatura del interior de una cámara o habitación, expulsando de manera continua el calor del espacio a refrigerar hacia el medio ambiente, con la necesidad de cierta cantidad de trabajo para lograrlo; el coeficiente de desempeño correspondiente es

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.18)$$

Mientras que para una bomba de calor, cuyo objetivo es mantener un espacio calentado a una temperatura alta, al transferir calor desde un medio de baja temperatura, como el ambiente, hacia uno de mayor temperatura, como una habitación, a expensas de un suministro de trabajo; el coeficiente de desempeño es

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.19)$$

Por medio de la definición de trabajo neto, y sustituyendo en las ecuaciones (2.18) y (2.19), el COP_R y COP_{BC} va a ser igual a

$$COP_R = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (2.20)$$

y

-

$$COP_{BC} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (2.21)$$

Que son los coeficientes de desempeño de cualquier refrigerador o bomba de calor reversible o irreversible.

Al seguir la metodología mostrada en el análisis del ciclo de Carnot, los coeficientes de desempeño reversibles para los refrigeradores y bombas de calor, se expresan de la siguiente manera, en función de las temperaturas absolutas, como

$$COP_{R,rev} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.22)$$

y

$$COP_{BC,rev} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (2.23)$$

Los cuales representan los coeficientes de desempeño máximos que se pueden obtener tanto para los sistemas de refrigeración como para las bombas de calor, respectivamente; que operan entre los límites de temperatura T_L y T_H . Al igual que las máquinas térmicas, los refrigeradores y bombas de calor se pueden aproximar lo más cercano posible a dichos valores del coeficiente de desempeño reversible, pero nunca llegarán a alcanzarlos debido a las irreversibilidades.

2.7.- Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

La refrigeración por compresión es un método que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado, dividido en dos zonas: una de alta presión y otra de baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor del espacio a enfriar, en la zona de baja presión, y lo ceda en la zona de alta presión. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado en los sistemas de refrigeración. Los cuatro procesos básicos de los cuales se compone el ciclo ideal de refrigeración se muestran a continuación, junto con su representación esquemática mostrada a través de la figura 2.5.

- I. Compresión isentrópica a través de un compresor, proceso de 1-2.
- II. Rechazo de calor a presión constante en un condensador, proceso de 2-3.

- III. Estrangulamiento en un dispositivo de expansión, proceso de 3-4.
- IV. Absorción de calor a presión constante en un evaporador, proceso de 4-1.

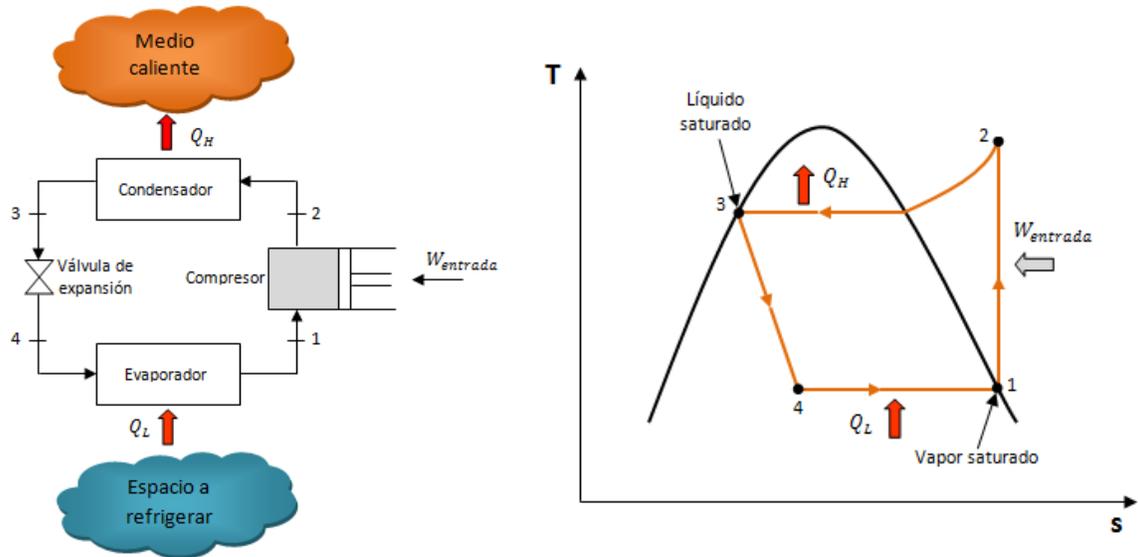


Figura 2.5.- Esquema y diagrama $T-s$ para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor como un vapor saturado (estado 1), donde se comprime isentrópicamente hasta alcanzar un estado de alta presión y un temperatura superior a la del medio circundante a la del condensador (estado 2). Bajo estas condiciones, el vapor recalentado ingresa al condensador, donde logra disipar el exceso de calor contenido hacia el ambiente, logrando con ello el cambio de fase de vapor a líquido a presión constante. El refrigerante en estado de líquido saturado sale del condensador (estado 3), para posteriormente ser estrangulado por medio de una válvula de expansión o tubo capilar, con lo cual se logra disminuir su presión, provocando que su temperatura descienda por debajo del espacio a refrigerar durante este proceso. Finalmente, el refrigerante como una mezcla de vapor húmedo de baja calidad ingresa al evaporador (estado 4), donde es evaporado por completo a presión constante absorbiendo calor del espacio a refrigerar, a través de su paso por el evaporador. El refrigerante abandona el evaporador como un vapor saturado, e ingresa de nueva cuenta en el compresor, reiniciando el ciclo de manera continua.

En la figura 2.5, del diagrama $T-s$, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. Mientras que, el área bajo la curva representada por el proceso de 2-3, representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica establece que el

coeficiente de desempeño puede mejorar entre dos y cuatro por ciento por cada °C que se logre elevar la temperatura de evaporación, o que disminuya la temperatura de condensación [40].

Otra manera de representa los cuatro procesos que son llevados a cabo durante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es a través del diagrama $P-h$ (presión-entalpía), el cual se muestra en la figura 2.6. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la cantidad de calor absorbido durante el proceso de evaporación del refrigerante 4-1, así como el calor disipado por el condensador 2-3, son proporcionales a la longitud de la curva correspondiente.

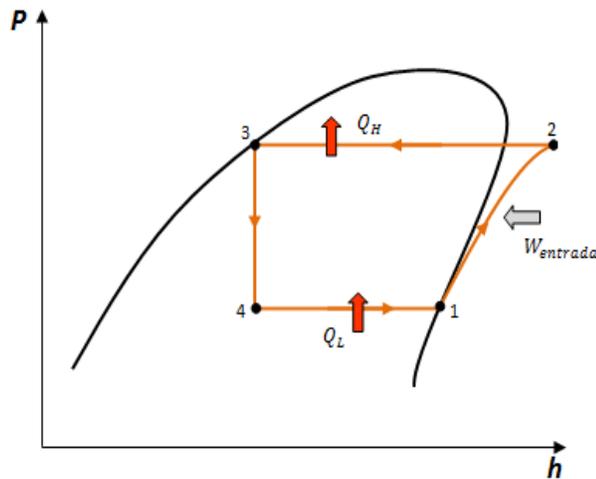


Figura 2.6.- Diagrama $P-h$ para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En función del diagrama $P-h$, se puede expresar que el coeficiente de desempeño de refrigeradores y bombas de calor, que operan en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, quedan determinados de la siguiente manera

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.24)$$

y

$$COP_{BC} = \frac{q_H}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.25)$$

Esto tomando como base el principio de la conservación de la energía para un sistema de flujo estacionario, donde los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante pueden ser

ignorados, ya que suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor. Así como, que en el condensador y en el evaporador no existe trabajo alguno, y el compresor puede calcularse como un dispositivo adiabático [40].

2.8.- Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

En un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se llevan a cabo los mismo cuatro procesos básicos del ciclo ideal, que son la compresión, la condensación, la expansión y la evaporación, solo que difiere en varios aspectos en función de como son llevados a cabo. Principalmente, el ciclo real se diferencia del ciclo ideal debido a las irreversibilidades que ocurren dentro de sus componentes. Los ejemplos más sencillos de identificar en función de las irreversibilidades son la fricción del fluido a través de su paso por los componentes y la tubería, causando pérdidas de presión. Así como la transferencia de calor que se da hacia y desde los alrededores con los distintos componentes del sistema de refrigeración. Un claro ejemplo entre las diferencias que existen entre el ciclo ideal y el real de refrigeración se observan al comparar los diagramas $T-s$ de cada uno de ellos, donde se muestra el ciclo de refrigeración.

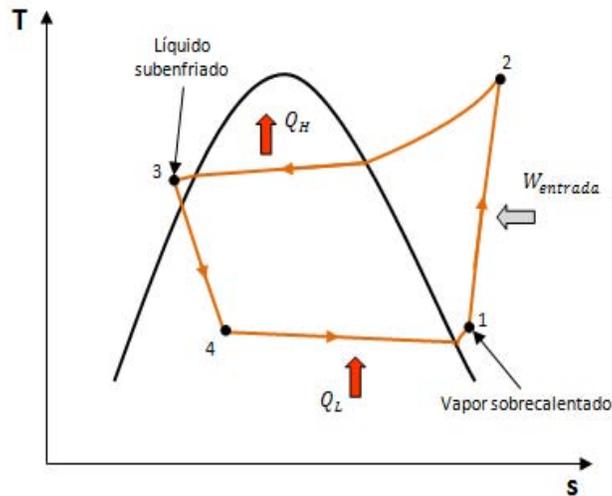


Figura 2.7.- Diagrama $T-s$ para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

La primera diferencia que se puede notar es que, en el ciclo ideal, el refrigerante entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en un proceso real no es posible controlar que el estado del refrigerante a la salida del evaporador sea con tanta precisión. Por ello, el diseño de los sistemas reales es de tal manera que el refrigerante a la entrada del compresor sea como un vapor sobrecalentado ligeramente, asegurando que el refrigerante sea evaporado por completo, y así evitar daños en el compresor (estado 1).

Otra de las diferencias marcadas es el proceso de compresión. En el ciclo ideal, es internamente reversible y adiabático, y por ende isentrópico. Sin embargo, en el ciclo real, la compresión del vapor refrigerante incluirá efectos de fricción, los cuales incrementarán la entropía y la transferencia de calor (estado 2).

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de la salida del compresor. Mientras que, en el caso real, se tiene una caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. En consecuencia a estas caídas de presión, el refrigerante se subenfía un poco con la finalidad de que no llegue vapor a la válvula de estrangulación (estado 3). Sin embargo, este proceso lejos de perjudicar el ciclo de refrigeración, lo beneficia, logrando que el refrigerante a la entrada del evaporador tenga una entalpía inferior y con ello pueda absorber una cantidad mayor de calor del espacio a refrigerar para evaporarse por completo (estado 4) [40].

Por otro lado, en el ciclo real de refrigeración, se busca que la válvula de estrangulamiento y el evaporador puedan estar muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión sea pequeña, así como las posibles infiltraciones de calor en el trayecto.

La ecuación para obtener el coeficiente de desempeño para el ciclo real de refrigeración por compresión es similares a la empleada para el cálculo del ciclo ideal de refrigeración, Ec. (2.24), diferenciándose en los estados bajo los cuales se calcula la propiedad entálpica.

2.9.- Refrigeración por absorción

Un sistema de enfriamiento que funciona bajo el principio de absorción se conoce como sistema de refrigeración por absorción, donde un sorbente líquido o sólido absorbe moléculas de refrigerante en su interior, y este cambia física y/o químicamente en el proceso. Los sistemas de refrigeración por absorción tienen sus principales aplicaciones en la climatización de espacios o como sistemas de refrigeración. En la climatización de espacios estos sistemas se utilizan para proporcionar temperaturas por encima de los 0 °C, mientras que en el área de la refrigeración su objetivo es mantener temperaturas por debajo o muy cercanas a los 0 °C. Un ejemplo común de un sistema de aire acondicionado es una unidad de refrigeración en una casa, y un ejemplo de un sistema de refrigeración es una unidad de almacenamiento de alimentos [1].

El sistema de refrigeración por absorción se introdujo por primera vez en 1846 con el concepto de producir hielo utilizando calor como entrada de energía [1]. Sin embargo, fue hasta 1850 cuando se desarrollaron los primeros sistemas de refrigeración por absorción, cuando Edmund Carre inventó la primera máquina por absorción utilizando agua como absorbente y ácido sulfúrico como refrigerante, para el enfriamiento de agua potable. Nueve años más tarde, su hermano, Ferdinand Carre diseñó y patentó con éxito el primer equipo comercial de refrigeración por absorción de amoníaco/agua [41]. Aunque en los años subsiguientes se introdujeron numerosas mejoras halladas de forma empírica, no fue hasta en 1913 cuando se obtuvo una primera base teórica. En ese año, el trabajo de Edmund Altenkirch sentó los principios de la termodinámica de las mezclas binarias para absorción. A partir de este momento se inicia el desarrollo de los equipos de absorción, y es cuando empiezan aparecer los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos [42].

Después de la segunda guerra mundial, con el uso del par agua/bromuro litio, se inicia la época dorada de los equipos de absorción. Se introducen en el mercado equipos destinados tanto para aplicaciones domésticas como unidades de gran capacidad. Como ejemplo de ello, Carrier vende la primera unidad de gran potencia (530 kW) en 1945, mientras que Trane desarrolla el primer equipo hermético en 1959 [42].

Aunque los coeficientes de desempeño de estos ciclos eran relativamente bajos en aquel entonces, alrededor del 0.65, estos equipos gozaban de una gran aceptación debido principalmente al bajo precio del gas y a la falta de regularidad en el suministro eléctrico. Tanto era así, que en el segmento de las grandes potencias, estos equipos acaparaban el 25 % del mercado norteamericano durante los años de 1960 [42].

Tras la crisis del petróleo en los años de 1970, y con el apogeo de la energía nuclear en esas fechas, se produce en los Estados Unidos un declive por el interés de los equipos de absorción, y los desarrollos se centraron en equipos de compresión de vapor accionados eléctricamente. Sin embargo, en los últimos años esta tecnología ha vuelto a resurgir debido principalmente a la problemática medioambiental generada por los CFCs, al aumento de la temperatura global del planeta y al incremento de las tarifas eléctricas. Como Japón ha sido uno de los pocos países que prosiguió en la década de 1970 y 1980 con el desarrollo y mejora de los sistemas de absorción, hoy en día, la mayor parte de los equipos comercializados actualmente de agua/bromuro de litio son fabricados en ese país o bajo licencia japonesa [42].

Actualmente, la tecnología de los equipos de refrigeración por absorción suscita un nuevo y creciente interés, debido a las buenas perspectivas que ofrecen los sistemas de absorción en relación con el potencial ahorro de energía primaria y contribución a la protección medioambiental; propiciando un intenso desarrollo tecnológico de estos equipos y una mayor implantación en los sectores industrial y terciario [41].

2.10.- Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto

El sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, al igual que el sistema de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante, para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos recae en el proceso a través del cual dicho fluido pasa de la zona de baja presión a la zona de alta presión.

En el sistema de refrigeración por compresión, el cambio de la zona de baja presión a la zona de alta presión es efectuado por la acción mecánica del compresor. Mientras que, en el sistema de absorción, este paso es llevado a cabo por un compresor térmico. De esta forma, en el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, se mantienen los mismos tres componentes (condensador, evaporador y dispositivo de expansión) que presenta el sistema de compresión de vapor y solo se sustituye el compresor mecánico por un mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador (economizador), una válvula y un rectificador, como se aprecia en la figura 2.8 a través de las líneas punteadas.

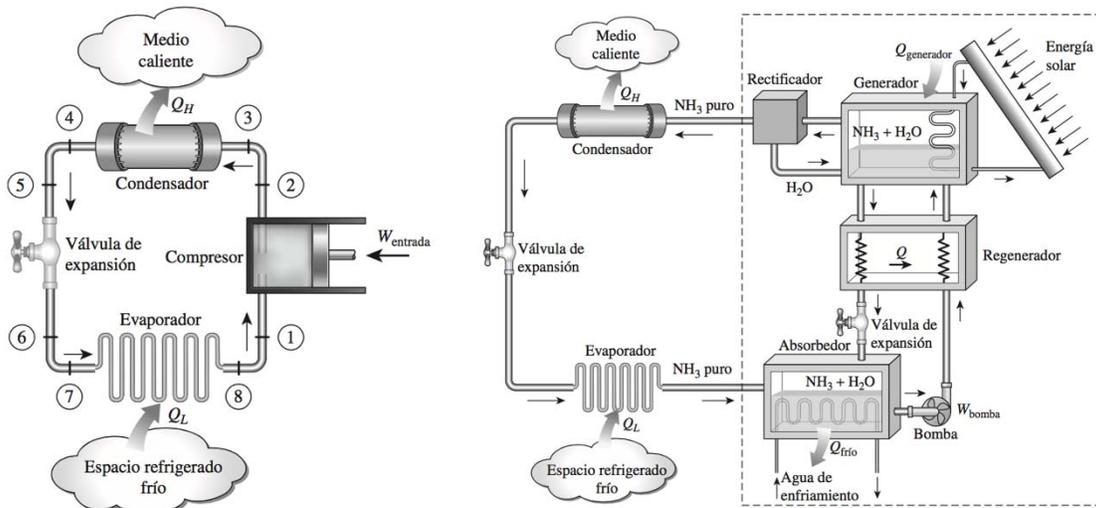


Figura 2.8.- Componentes que sustituyen al compresor mecánico en un sistema de refrigeración solar por absorción [40].

Un sistema de refrigeración por absorción de un solo efecto es el diseño más simple y más utilizado, así como el más fácil de llevar a cabo de manera real. Existen dos configuraciones de diseño básicas, las cuales dependen de la mezcla de trabajo empleada. La configuración más sencilla consta de siete elementos. Mientras que, en la configuración más compleja existe un componente extra, llamado rectificador; el cual purifica el refrigerante antes de entrar en el condensador.

El sistema mostrado a través de la figura 2.8 es una ejemplificación de un equipo de absorción que opera con la mezcla amoníaco/agua, el cual tiene la necesidad de integrar un rectificador, debido a la problemática que conlleva la volatilidad del absorbente. Cuando el absorbente usado es altamente volátil (agua), éste se evaporara junto con el refrigerante (amoníaco); sin el rectificador, este agua se condensaría y se acumularía dentro del evaporador, causando que el rendimiento del sistema caiga; y en el peor de los casos, colapsando al sistema, debido al congelamiento del agua dentro del evaporador.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: comprimen un líquido en vez de un vapor. Debido a que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico, la entrada de trabajo para accionar la bomba que hace circular el fluido de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción suele ser muy pequeña (del orden del uno por ciento del calor suministrado al generador) y se desprecia a menudo en el análisis del ciclo.

Las principales ventajas de los equipos de absorción respecto a los de compresión son:

- Requieren mucho menos potencia eléctrica.
- Pueden utilizar calor residual de centrales térmicas o de procesos industriales como fuente de energía.
- Tienen la posibilidad de utilizar quemadores de gas a llama directa.
- La mayoría de los sistemas no contribuyen a la destrucción de la capa de ozono al no utilizar CFCs ni HFCs y presentan un menor impacto sobre el calentamiento global que otras tecnologías.
- La ausencia de partes móviles alarga la vida del equipo y reduce su mantenimiento.
- Son silenciosos y no producen vibraciones.
- Presentan un funcionamiento más flexible y fiable que los equipos de compresión.

Sin embargo, los sistemas de refrigeración por absorción tiene la desventaja de ser mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. De ser más complejos y ocupar más espacio, y de ser menos eficientes. Además, son más difíciles de proporcionar mantenimiento dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo o gratis y/o si hay objeciones al uso de sistemas de compresión (disponibilidad de energía eléctrica, ruido, vibración, etc.). Es por ello que no es factible que la refrigeración por absorción desplace a gran escala a los sistemas de refrigeración convencionales, pero sí que existen un gran número de aplicaciones en las que es la mejor alternativa desde el punto de vista medioambiental y económico. Hasta ahora, los sistemas de refrigeración por absorción han sido utilizados principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales [40, 41].

2.10.1.- Componentes y funcionamiento

Hoy en día, un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto está compuesto básicamente por un generador (G), un absorbedor (A), un condensador (C), un evaporador (E), un economizador (HE), una bomba (W_p), una válvula de expansión y una válvula de estrangulación, cuya representación y ubicación se puede ver a través del diagrama $P-T$ de la figura 2.9.

El generador se encarga de calentar la solución hasta lograr su evaporación parcial, por medio de una fuente de calor externa. El absorbedor es el componente donde se llevaba a cabo el proceso de absorción, entre la mezcla que sale del generador y el vapor refrigerante procedente del evaporador. El evaporador es el encargado del proceso de enfriamiento, a través del cambio de fase (líquido a vapor) del refrigerante por medio del calor ganado del espacio a refrigerar. El economizador es un intercambiador de calor cuya función es calentar la solución que sale del absorbedor y se dirige hacia el generador, y enfriar la mezcla que sale del generador y llega hasta el absorbedor, por medio del intercambio mutuo de calor entre estas dos corrientes. La bomba tiene la función de enviar la solución que sale del absorbedor hacia el generador, venciendo el diferencial de presión que existe entre ambos componentes; además de dar un reinicio continuo al ciclo de refrigeración. Las válvulas de expansión y estrangulación cumplen con la función de reducir la presión, además de ajustar los flujos internos del sistema.

El ciclo está compuesto por dos circuitos: el circuito del refrigerante (1-4) y el circuito de solución (5-10), por donde fluye la mezcla amoníaco/nitrato de litio. La operación del ciclo da inicio al suministrar una fuente de calor (Q_G) al generador, el en cual se encuentra contenida la solución de

trabajo con alta concentración en refrigerante, con la cual se logra la evaporación parcial del amoniaco contenido en la solución, obteniéndose refrigerante puro a alta presión (P_C) y temperatura; el cual abandona el generador y es conducido hacia el condensador (1). El refrigerante al entrar al condensador disipa calor (Q_C) hacia el ambiente, debido al cambio de fase de vapor a líquido que experimenta el refrigerante, abandonando el condensador en estado líquido (2). A continuación, el refrigerante es conducido hasta llegar a la válvula de expansión, a fin de alcanzar la presión de evaporación (P_E) y disminuir su temperatura, para posteriormente ingresar al evaporador (3). El proceso de enfriamiento tiene lugar en el evaporador. Una vez que el refrigerante absorbe calor (Q_E) del medio o espacio a refrigerar, éste provoca que el refrigerante se evapore una vez más (4); el cual ahora es conducido a su salida hasta ingresar al absorbedor.

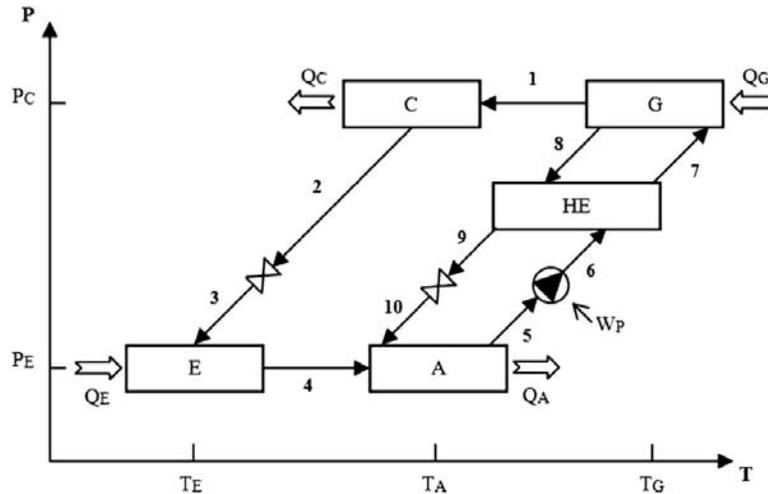


Figura 2.9.- Diagrama Presión-Temperatura del ciclo de simple efecto por absorción.

Es en el absorbedor donde el refrigerante se mezcla con la solución procedentes del generador que no se logró evaporar (10), formando de nueva cuenta la solución con alta concentración de refrigerante que se tenía desde un inicio; y a su vez, produciendo una reacción exotérmica que libera calor (Q_A) hacia el ambiente. Después de eso, la solución abandona el absorbedor (5) y es bombeada (W_P) hacia el generador (6) hasta alcanzar la presión de condensación (P_C); pero no sin antes haber pasado a través del intercambiador de calor (7), el cual incrementa un poco la temperatura de la solución bombeada, a través del intercambio mutuo de temperatura entre las corrientes de solución que fluyen a través de dicho intercambiador. Al llegar la solución al generador el ciclo comienza de nuevo y el proceso de enfriamiento se repite de forma continua.

Al igual que en los sistema de refrigeración por compresión de vapor, el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción está definido a través del coeficiente de desempeño de la siguiente manera

$$COP_{abs} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} \quad (2.26)$$

Tomando en consideración la ecuación anterior, para el sistema de simple efecto por absorción, el coeficiente de desempeño correspondiente es

$$COP_{abs} = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \quad (2.27)$$

El coeficiente de desempeño máximo que puede alcanzar el sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible. Para que esto se cumpla, el calor de la fuente (Q_H) se transfiere a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina ($W = \eta_{ter,rev} Q_H$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor del espacio a refrigerar. Al observar que $Q_L = W COP_{R,rev} = \eta_{ter,rev} Q_H COP_{R,rev}$, el coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles es

$$COP_{rev,absorción} = \frac{Q_L}{Q_H} = \eta_{ter,rev} COP_{R,rev} = \left(1 - \frac{T_A}{T_H}\right) \left(\frac{T_L}{T_A - T_L}\right) \quad (2.28)$$

donde T_A , T_L y T_H son las temperaturas absolutas del ambiente, del espacio a refrigerar y de la fuente de calor respectivamente. La representación de lo antes descrito se muestra en la figura 2.10 [40].

Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_H y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L , mientras opera en un ambiente a T_A tendrá un coeficiente de desempeño menor que aquel determinado a partir de la Ec. (2.28), ya que esta ecuación determina el coeficiente de desempeño máximo del sistema de refrigeración por absorción. Por ejemplo, cuando la fuente de calor está a 120 °C, el espacio refrigerado a -10 °C y el ambiente se encuentra a 25 °C, el coeficiente de desempeño máximo que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1.8, según la Ec. (2.28). Sin embargo, se sabe que el coeficiente de desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

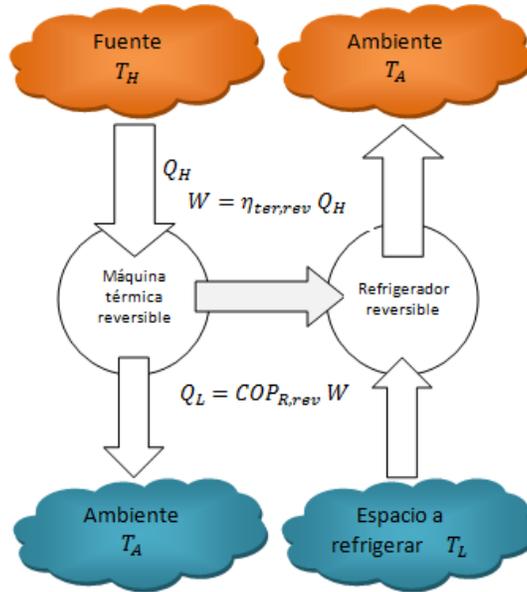


Figura 2.10.- Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción.

2.10.2.- Clasificación de los sistemas de absorción

Una forma sencilla de clasificar los sistemas de absorción es por su número efectos, que indica el número de generadores que posee el sistema. Por su número de etapas, que hace referencia a la cantidad de absorbedores que posee la máquina de absorción. Así como la fuente de calor empleada para su operación; directa, si proviene de combustibles fósiles, e indirecta, si proviene de un intercambiador de calor. Por último, se clasifican dependiendo del medio de condensación; en sistemas enfriados por agua o aire. La figura 2.11 es una representación de tal descripción.

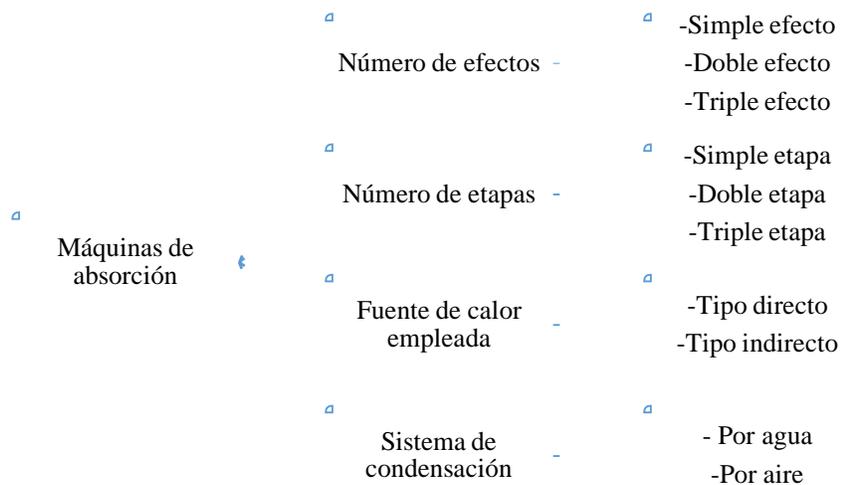


Figura 2.11.- Criterio de clasificación para las máquinas de absorción.

Algunos de los sistemas de absorción más comunes en la actualidad (a parte del sistema de simple efecto) son: el sistema de medio efecto, el sistema de doble efecto, el sistema de triple efecto y el sistema tipo GAX. Por ello, a continuación se da una breve descripción sobre las consideraciones de mayor relevancia que destacan en cada uno de los sistemas.

Sistema de medio efecto.- El sistema de medio efecto se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura, del orden de 65 °C. Debido a su nombramiento, de medio efecto, hace pensar que tendría medio generador, pero en realidad este tipo de sistemas poseen dos generadores y dos absorbedores. Por lo tanto, su nombre decae en el hecho de que presenta del orden de la mitad de la eficiencia que posee un sistema de simple efecto. La principal ventaja de los sistemas de medio efecto es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro sistema. Sin embargo, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un coeficiente de desempeño inferior, del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto, como se acaba de mencionar. Su representación esquemática se puede apreciar a través de la figura 2.12 [43].

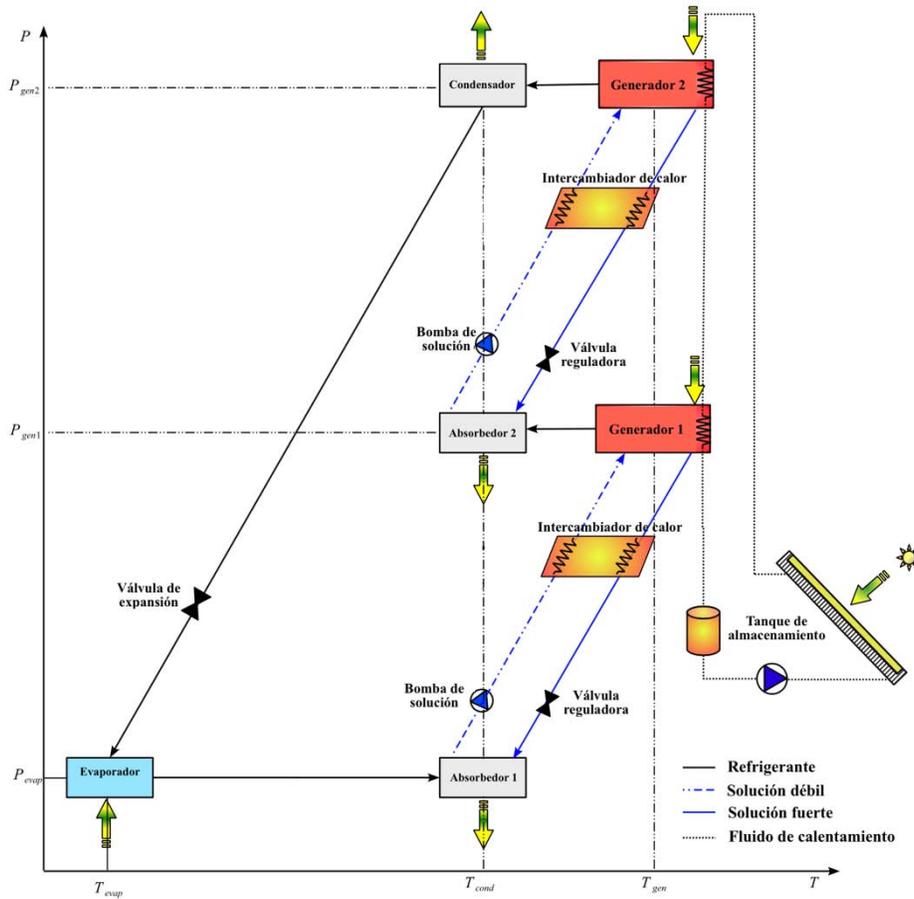


Figura 2.12.- Representación esquemática del sistema de enfriamiento por absorción de medio efecto [43].

Sistema de doble efecto.- El sistema de doble efecto surge a partir de la adición de componentes al ciclo de simple efecto, con el objetivo de poder mejorar su rendimiento. En los sistemas de doble efecto, la temperatura del generador suele estar entre 130 °C y 180 °C. Este incremento notable de temperatura tiene un efecto positivo en el coeficiente de desempeño, que pasa de 0.65-0.75, para los sistemas de simple efecto, a 1.2-1.35 para los sistemas de doble efecto [47]. Para crear un sistema de doble efecto es necesario añadir un generador, un condensador y un intercambiador de calor al sistema de simple efecto, a un nivel de presión superior. Estos sistemas se pueden clasificar de tres maneras diferentes, dependiendo de la configuración que tenga el intercambio de solución entre el generador y el absorbedor, en sistemas de doble efecto en serie, inverso y en paralelo [44]. A través de la figura 2.13 se muestra la representación del sistema de doble efecto en serie.

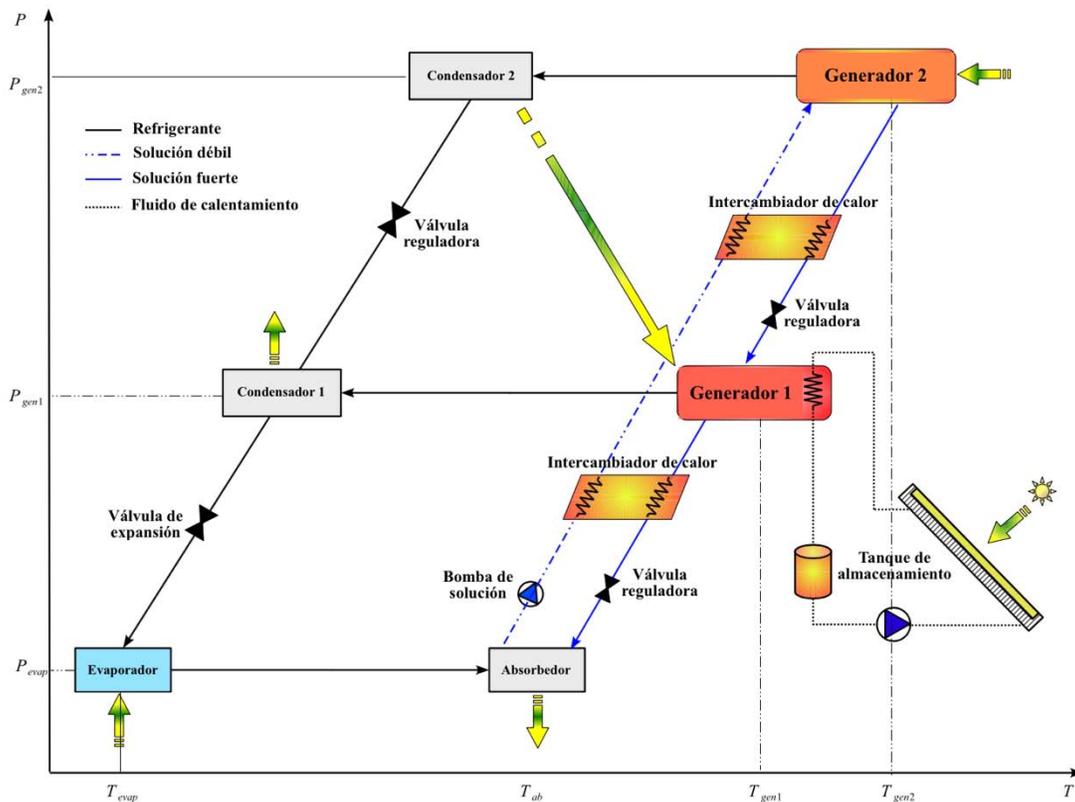


Figura 2.13.- Representación esquemática del sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en serie [43].

Sistema de triple efecto.- En comparación con el sistema de doble efecto, como su nombre lo indica, a este tipo de sistema de absorción se le añade un tercer efecto; lo cual significa adicionar un tercer generador y condensador que trabajen a una temperatura superior, correspondiente a la del generador de alta temperatura del sistema de doble efecto. Este tipo de sistemas tienen la característica de

-

presentar una gran complejidad en el control del mismo, así como un gran requerimiento de fuente de energía de alta temperatura para su operación. Como se mencionó anteriormente, la temperatura del generador en un sistema de doble efecto suele estar en torno a los 130 °C y 180 °C, mientras que para un sistema de triple efecto es necesario que ronde entre 200 °C y 230 °C. El hecho de que aún se encuentra en fase de investigación trae consigo que no existan equipos comerciales. Sin embargo, los coeficiente de desempeño teóricos reportados en la literatura son de orden de 1.4 a 1.7 [44].

Sistema GAX.- El sistema GAX es llamado así de acuerdo a la abreviación de las siglas en inglés “*generator/absorber heat exchange*”, lo cual se puede traducir como “intercambiador de calor generador/absorbedor”. Este sistema es una mejora del sistema de simple efecto que trata de aprovechar el solapamiento de temperaturas entre generador y absorbedor, cuando la temperatura del segundo es lo suficientemente alta; logrando transferir energía desde la parte caliente del absorbedor hacia la parte fría del generador, reduciendo así la necesidad de aporte energético exterior y mejorando el rendimiento del ciclo. Un sistema de absorción de un solo efecto puede proporcionar un coeficiente de desempeño tan alto como el del sistema de absorción de doble efecto, usando el efecto GAX [44].

Además de los sistemas antes descritos, existen muchos otros con diferentes configuraciones, diversos componentes, combinados entre sí con otros sistemas de refrigeración y muchas otras opciones, de los cuales se mencionan algunos a continuación:

- Ciclo de refrigeración por absorción con recuperación de calor en el absorbedor.
- Ciclo combinado de absorción y compresión de vapor.
- Ciclo sorción-reabsorción.
- Ciclo dual de refrigeración por absorción.
- Ciclo de refrigeración combinado de eyector-absorción.
- Ciclo por absorción con membrana osmótica.
- Sistema de absorción con circulación propia usando agua/bromuro de litio.
- Sistemas de refrigeración de absorción por difusión (DAR).

2.11.- Refrigerantes

En general, un refrigerante es cualquier sustancia capaz de producir un efecto de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia sobre el medio que lo rodea; y que de manera general fluye y evoluciona en un ciclo al interior de un circuito de una máquina frigorífica. En el caso de

producción de frío por medio de vaporización, estas sustancias deben tener una temperatura de ebullición, a presión atmosférica, inferior a la temperatura ambiente; con lo cual se logra evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración [45, 46].

2.11.1.- Selección del refrigerante

Propiamente no existe un refrigerante “ideal”, ni aquel que pueda ser universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Esto debido a las diversas condiciones de trabajo para las cuales se seleccionan, tratando de cubrir las necesidades específicas de cada aplicación para las cuales son destinados. En general, un refrigerante se aproximará al “ideal”, solo en tanto que sus propiedades satisfagan las condiciones y necesidades de la aplicación para la cual será utilizado (calefacción, refrigeración, climatización, etc.). Para tener un uso apropiado como refrigerante, se busca que los fluidos cumplan con ciertas características, así como con propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso; con la finalidad de poder definirlos y analizarlos de cara a la utilización del refrigerante óptimo [45, 46, 47].

En el caso de los sistemas de absorción, el rendimiento de éstos depende en gran medida de las propiedades químicas, físicas y termodinámicas del fluido de trabajo. Por lo tanto, en la búsqueda del fluido de trabajo “ideal”, se busca como requisito fundamental que en la fase líquida tenga un margen de miscibilidad dentro del intervalo de temperaturas de funcionamiento del ciclo. Además de buscar que presenten ciertas características deseables, en medida de lo posible, como lo son que sea químicamente estable, no tóxica y no explosiva; entre otras consideraciones de importancia como [43, 44]:

- Calor latente del refrigerante alto, con lo cual se pueda disminuir la tasa de circulación del refrigerante y absorbente.
- Que el par de trabajo refrigerante/ absorbente no forme una fase sólida a la composición y temperatura a la que se somete durante su operación.
- Refrigerante mucho más volátil que el absorbente, de manera que ambos se pueden separar fácilmente sin la necesidad de un rectificador.
- Absorbente con una fuerte afinidad por el refrigerante, bajo condiciones en las que tiene lugar la absorción, con la finalidad de tener menos absorbente, que tenga que ser distribuido para lograr el mismo efecto de refrigeración; reduciendo con ello las pérdidas de calor sensible y permitiendo tener un intercambiador de calor de líquido más pequeño.

- Presión moderada del par de trabajo. Buscando evitar equipos de paredes gruesas, así como un menor suministro de energía eléctrica para bombear los fluidos, desde el lado de baja presión hacia el lado de alta presión. Evitar bajas presiones, como lo son las de vacío, que demande equipos de gran volumen y medios especiales para reducir la caída de presión durante la trayectoria del refrigerante vaporizado.
- Gran estabilidad química del par de trabajo. Con lo cual se evita la formación indeseable de gases, sólidos o sustancias corrosivas.

Desafortunadamente, la obtención del fluido de trabajo ideal para los sistema de refrigeración por absorción no existe, y dentro de la selección de la mezcla de trabajo deseada siempre se busca cubrir en la medida de lo posible la mayoría de las características antes descritas.

2.12.- Mezclas refrigerante/absorbente

El desempeño y la eficiencia en los ciclos reversibles son independientes de las propiedades de los fluidos de trabajo [40]. Sin embargo, en los sistemas reales son determinados en gran medida por las propiedades de estos fluidos. En una sistema de absorción, tanto el costo de compra, como de operación del equipo, son altamente dependientes del fluido de trabajo y sus propiedades [48]. En la literatura se reportan numerosos estudios sobre los fluidos de trabajo analizados. Sin embargo, el estudio llevado a cabo por Marcriss, sugiere que hay al menos unos 40 compuestos refrigerantes y unos 200 compuestos fungiendo como absorbentes. De los cuales, los fluidos de trabajo más comunes son agua/bromuro de litio y amoníaco/agua [44]. Algunos otros estudios hacen énfasis en fluidos con fines específicos, por ejemplo para aplicaciones de alta temperatura. Mientras que otros proponen fluidos que presentan propiedades mejoradas a los fluidos convencionales.

A continuación se detallan algunos de los aspectos más importantes acerca de las mezclas más comunes empleadas en sistemas de absorción.

2.12.1.- Agua/ Bromuro de litio ($H_2O/ LiBr$)

En la actualidad el par agua/bromuro de litio es uno de los más empleado como mezcla de trabajo en los equipos de absorción, pese a tener limitada la temperatura de trabajo del evaporador (5 °C, aproximadamente) debido a problemas de congelación del agua.

Dos características sobresalientes de este par de trabajo son la no volatilidad absorbente (se elimina la necesidad de un rectificador) y un calor extremadamente alto de vaporización de agua. Sin

embargo, el bromuro de litio presenta el problema de cristalización cuando la relación de concentración se incrementa, o cuando la temperatura de la solución se reduce más allá del límite de cristalización establecido; limitando que el salto térmico entre evaporador y absorbedor no supere los 30 °C, aproximadamente. Por otro lado, debido al elevado volumen específico del vapor de agua como refrigerante, y a la operación con presiones por debajo de la atmosférica, las máquinas no son muy compactas y necesitan ser ajustadas con frecuencia. Además de tener en cuenta que es corrosivo para algunos metales y los costos son relativamente altos debido a la utilización de bromuro de litio.

Sin embargo, este par tiene un alto coeficiente de desempeño, gran calor latente específico de vaporización, bajas presiones de operación, así como amigable con el medio ambiente. Además, la solución de agua/bromuro de litio no es volátil y el par de trabajo es inodoro, no tóxico y no inflamable.

Los pares agua/bromuro de litio son más adecuados para la generación de agua fría en enfriadores y para aire acondicionado. Además, son los más apropiados para las aplicaciones solares. Las temperaturas de desorción necesarias para el par están en el intervalo entre 75 °C y 120 °C. Como consecuencia, se pueden manipular colectores de placas planas, colectores parabólicos compuestos y colectores de tubos evacuados que son fáciles de instalar y operar [43, 44].

2.12.2.- Amoníaco/agua (NH₃/H₂O)

Es el par de trabajo ampliamente utilizado en los equipos de absorción que deben operar a temperaturas inferiores a 5 °C. Además, es la mezcla mayormente utilizada por parte de equipos de absorción comercializados para el sector residencial y se prevé una mayor participación de ésta tras la comercialización de equipos GAX. Sus principales desventajas son la necesidad de rectificación y el bajo rendimiento en modo refrigeración. Además de ser tóxico, tener un olor muy desagradable y ser corrosivo con cualquier material que tenga presencia de cobre.

El problema de rectificación es debido a la alta volatilidad del agua como absorbente, la cual tiene que evitarse que llegue hasta el condensador, ya que al ser condensada llegaría hasta la válvula de expansión, donde posiblemente se congelaría con el cambio de presión dañándola. Por otro lado, su llegada hasta el evaporador contrarrestaría el desempeño del sistema.

Debido a la alta presión de operación del refrigerante (hasta 25 bar) a temperaturas típicas de condensación ambientales, los costes de las máquinas son elevados; principalmente a la exigencia del

diseño y materiales necesarios para soportar las presiones de operación. Sin embargo, el par amoníaco/agua tiene alta afinidad, es altamente estable para una amplia gama de temperaturas, y no necesita presiones de vacío para lograr obtener temperaturas de evaporación cercanas a los 0 °C. Mediante el uso de amoníaco como refrigerante, la temperatura del evaporador puede bajar incluso a -60 °C, ya que su temperatura de congelación es de -77.7 °C a 1 bar. Por consiguiente, el rango de temperatura de las máquinas es adecuado tanto para aire acondicionado, como para las aplicaciones industriales de refrigeración y congelación. Además de ser amigable con el medio ambiente y poseer un costo reducido.

No obstante, el par amoníaco/agua no es adecuado para su uso a través de colectores solares planos, debido a la alta temperatura necesaria en el generador (125-170 °C); la cual sólo se puede obtener con colectores parabólicos de concentración media, que aumentan los requisitos de mantenimiento debido a la necesidad de seguimiento solar [43, 44, 49].

2.12.3.- Otras mezclas

Hasta ahora, los investigadores siguen buscando mezclas de trabajo más ventajosas, con buena estabilidad térmica, sin problemas de corrosión y cristalización; con el objetivo principal de cambiar las características de los pares conocidos, superando los problemas ya mencionados, así como llegar a desarrollar nuevas mezclas de trabajo [43].

Con el fin de superar estas limitaciones, han sido presentadas diversas investigaciones basadas en absorbentes orgánicos con refrigerantes de fluorocarbono (HFC), ambientalmente aceptables, así como otras mezclas de trabajo destinadas a emplear alcoholes como refrigerantes. Sin embargo, la mayoría de ellas presentan la misma toxicidad del amoníaco [50]. Ejemplo de estas mezclas es el metanol/bromuro de litio (MeOH/BrLi), con la cual se pretendía superar las principales limitaciones de temperaturas de operación del sistema agua/bromuro de litio, la cual cautivó cierto interés debido a que el metanol puede operar a temperaturas inferiores a los 0 °C, además de no presentar problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. No obstante, esta mezcla fue inestable a temperatura elevada, lo que limita su aplicación a sistemas de simple efecto [42].

Otros esfuerzos están basados en mejorar las características de los fluidos de trabajo ya existente, agregando nuevos componentes o aditivos. Ejemplo de ello son dos mezclas ternarias de etilamina + H₂O + LiBr (H₂O:LiBr en relación de masa = 2:1) y la etilamina + H₂O + LiNO₃

(H₂O:LiNO₃ en relación de masa = 2:1) propuestos con la finalidad de mejorar las características de rendimiento, reducir la peligrosidad, la toxicidad y el costo de ciclos de absorción [50].

Tabla 2.1.- Características y comparación de diferentes fluidos de trabajo para los sistemas de absorción [50].

Mezcla de trabajo	Ciclo de absorción	Características
NH ₃ +H ₂ O+LiBr	RA	Significativamente menor contenido de vapor de H ₂ O a la entrada del rectificador y un mayor COP que NH ₃ +H ₂ O.
NH ₃ +LiNO ₃	RA	Temperatura de generación menor que el NH ₃ +H ₂ O.
NH ₃ +H ₂ O+NaOH	RA	Mejor separación de NH ₃ y un alto COP con menor temperatura.
H ₂ O+LiBr+(CH ₂ OH) ₂	TCA	Propiedades térmicas similares al LiBr+H ₂ O con una mayor solubilidad de aproximadamente el 80 %.
LiBr+H ₂ N(CH ₂) ₂ OH+H ₂ O	RA	Menor riesgo de cristalización que el LiBr+H ₂ O en maquinas de enfriamiento por absorción enfriadas por aire, alta viscosidad, corrosión.
LiBr+HO(CH ₂) ₃ OH+H ₂ O	RA	Menor riesgo de cristalización que el LiBr+H ₂ O en maquinas de enfriamiento por absorción enfriadas por aire, alta viscosidad, corrosión.
LiBr+(HOCH ₂ CH ₂) ₂ NH+H ₂ O	RA	Menor riesgo de cristalización que el LiBr+H ₂ O en maquinas de enfriamiento por absorción enfriadas por aire, alta viscosidad, corrosión, menor coeficiente de transferencia de calor y masa.
H ₂ O+KNO ₃	TCA	Baja corrosión y mejor coeficiente de transferencia de calor y masa que el H ₂ O+NH ₃ .
H ₂ O+CaCl ₂	TCA	COP mayor que el H ₂ O+LiCl; disponible fácilmente y ecológico, menos corrosivo que el LiBr+H ₂ O.
H ₂ O+LiBr+CH ₃ COOK H ₂ O+LiBr+CH ₃ CH(OH)COONa	BCA	Disponible fácilmente y ecológico, mejor adecuación para aplicaciones de temperatura moderadas que el LiBr+H ₂ O.
H ₂ O+CHO ₂ Na+LiBr H ₂ O+CHO ₂ K+LiBr	RA	Buenas propiedades termodinámicas, baja toxicidad y no inflamable.
H ₂ O+LiBr+LiI+LiNO ₃ +LiCl	RA	Alto COP, baja temperatura de generación, menos corrosivo que el LiBr+H ₂ O.
Alquitrán	TCA	Temperatura de salida de 260 °C sin pérdida de COP comparado con el H ₂ O+LiBr, limitado a bajas temperaturas.
NaOH+KOH+H ₂ O	BCA	Significativo campo de solución más amplio, mayor elevación de temperatura, mejor COP que LiBr+H ₂ O.
NaOH+KOH+CsOH+H ₂ O	TCA	Mayor elevación de temperatura y menor riesgo de cristalización, alta viscosidad y corrosión.
H ₂ O+LiBr+LiNO ₃	BCA	Alternativa para el convencional LiBr+H ₂ O con alto COP y menor corrosividad.
H ₂ O+LiBr+HO(CH ₂) ₃ OH	TCA, RA	Mayor COP con menor relación de flujo que el LiBr+H ₂ O, enfriado por aire, anticristalización mejorado por el HO(CH ₂) ₃ OH.
H ₂ O+LiBr+LiI+HO(CH ₂) ₃ OH	RA	Mejor coeficiente de transferencia de calor y masa que el LiBr+H ₂ O, enfriado por aire.
H ₂ O+LiBr, H ₂ O+NaOH, H ₂ O+LiCl, H ₂ O+LiBr+LiI, H ₂ O+LiCl+LiNO ₃ , H ₂ O+LiBr+ZnBr ₂ , H ₂ O+LiBr+LiSCN, H ₂ O+LiBr+LiCl+ZnCl ₂ , H ₂ O+LiBr+ZnCl ₂ +CaBr ₂ , H ₂ O+LiBr+ZnBr ₂ +LiCl, H ₂ O+LiBr+LiI+C ₂ H ₆ O ₂ , H ₂ O+NaOH+KOH+CsOH, H ₂ O+LiNO ₃ +KNO ₃ +NaNO ₃ , H ₂ O+LiCl+CaCl ₂ +Zn(NO ₃) ₂ ,	RA	Dieciséis pares de trabajo fueron comparados en RA, los cuales estuvieron dirigidos a mejorar el COP y la relación de flujo.

TFE+NMP	TCA	Rango de temperaturas, baja presión de trabajo y buen nivel de seguridad.
TFE+E181	TCA	Temperatura de elevación de más de 30 °C sin pérdida del COP.
TFE+TEGDME	BCA	Baja temperatura de manejo, mejor COP que el NH ₃ +H ₂ O
R134a+DMETEG,R134a+MCL, R134a+DMEU	BCA	No necesita rectificación, no es toxico ni corrosivo.
R125+NMP, R125+DMAC, R125+MCL, R125+DMPU y R125+DMETEG	TNP	Fuentes de calor de bajo potencial (70-120 °C) para enfriamiento y refrigeración, no es toxico o corrosivo, ambientalmente aceptable, no necesita rectificación.
R124+DMAC, R124+NMP, R124+MCL, R124+DMEU, R124+DMETEG	RA	Menor COP comparado con la serie del R22, mayores COP que los registrados por la serie del R134a.
R134a+DMAC	RA	Eficaz incremento del COP en comparación del NH ₃ +H ₂ O con el ciclo de medio efecto.
Acetona+ZnBr ₂	BCA	Temperatura de generación de 50 °C.
H ₂ O+monometilamina	BCA	Propiedades similares al NH ₃ con baja presión de vapor.

(RA= Refrigeración por absorción, AHT= Transformador de calor por absorción, HP=Bomba de calor por absorción y TPL= Triple nivel de presión ciclo de simple-etapa por absorción)

En la tabla 2.1 se muestran algunos de los muchos fluidos de trabajo que han sido reportados en la literatura, junto con el ciclo de absorción en el cual han sido analizados; remarcando las principales observaciones sobre cada uno de ellos.

2.12.4.- Mezcla amoniaco/nitrato de litio (NH₃/LiNO₃)

El refrigerante: el amoniaco es un gas incoloro a presión atmosférica con un olor muy penetrante. En estado líquido posee un alto calor específico y una alta conductividad térmica. Posee una viscosidad y densidad aceptable, y su entalpía de vaporización es alta. Es excelente para la producción de hielo, debido a que su temperatura de congelación es mucho menor que la del agua (-77.7 °C, a 1 bar). También, el costo del amoniaco es una ventaja atractiva ya que es mucho menor al de cualquier refrigerante sintético. El amoniaco tiene gran disponibilidad, opera a presiones comparables con otros refrigerantes, y es capaz de absorber grandes cantidades de calor cuando se evapora (con un calor latente de vaporización 9 veces mayor que el R12). Además, posee un potencial de disminución de la capa de ozono nulo cuando se libera a la atmósfera. Adicionalmente, el amoniaco en la atmósfera no contribuye directamente al calentamiento global. El amoniaco se disuelve fácilmente en el agua y es producido naturalmente por descomposición de la materia orgánica y de manera industrial mediante el método Haber-Bosch, que consiste en la activación directa entre el nitrógeno y el hidrógeno gaseosos [51].

Los inconvenientes que presenta son que posee características de inflamabilidad, en estado gaseoso es sofocante y altamente irritante. La exposición a 250 ppm es soportable para muchas personas hasta por una hora. Sin embargo, en exposiciones a concentraciones de 2500 a 4500 ppm son fatales en un periodo de 30 minutos; y en concentraciones de entre 5000 y 10000 ppm son letales

de forma inmediata. En presencia de humedad corroe a los metales no ferrosos como el cobre y latón, reaccionando violentamente con oxidantes fuertes, ácidos, halógenos y sales de plata, zinc, y otros metales pesados [52, 53]. La tabla 2.2 muestra las características y propiedades físicas del amoníaco.

Tabla 2.2.- Propiedades y características físicas del NH_3

Características y propiedades físicas del amoníaco	
Formula molecular	NH_3
Estado de agregación	Gas
Masa molecular	17.03 g/mol
Temperatura de ebullición	-33 °C
Temperatura de fusión	-77.7 °C
Temperatura de descomposición	500 °C
Densidad	0.73 kg/m ³
Solubilidad en agua a 0 °C	89.9 g/100 ml
Calor específico	4.7 kJ/kg K
Temperatura crítica	132 °C
Presión crítica	111.52 atm

El absorbente: el nitrato de litio es una sal de cristales o polvos cristalinos incoloros a blancos, no combustible, no presenta olor, se disuelve fácilmente en agua, etanol, amoníaco acuoso y en muchos otros disolventes orgánicos. Está sujeto a la deliquesencia (propiedad de atraer la humedad del aire y disolverse lentamente), y es apto para formar una mezcla eutéctica con otros nitratos de metales alcalinos.

En cuanto a los riesgos para la salud, puede causar irritación en el tracto respiratorio por inhalación, así como enrojecimiento, comezón y dolor por contacto con la piel. Además de ser nocivo si se llega a ingerir.

Es utilizado principalmente como estabilizador de amoníaco acuoso en las instalaciones de refrigeración, propulsor de cohete, oxidante para fuegos artificiales, agente de ataque químico para el vidrio, inhibidores estáticos y como componente de las sales fundidas en la industria metalúrgica. La tabla 2.3 muestra las características y propiedades físicas del nitrato de litio [53].

Tabla 2.3.- Propiedades y características físicas el LiNO_3

Características y propiedades físicas del nitrato de litio	
Formula molecular	LiNO_3
Estado de agregación	Sólido
Masa molecular	68.94 g/mol
Temperatura de ebullición	600 °C (se descompone)
Temperatura de fusión	261 °C
Densidad a 20 °C	2.38 kg/l
Solubilidad en agua a 20 °C	70 g /100 ml
Calor específico a 210 °C	1.62 kJ/kg K
Calor de formación estándar	-7 kJ/kg
Calor de solución a 18 °C	-20.221 kJ/kg

Como par de trabajo en los sistema de absorción, el amoniac/nitrato de litio busca mejorar las carencias que presentan las mezclas convencionales, amoniac/agua y agua/bromuro de litio, como son las desventajas de la cristalización y disminuir los problemas de corrosión, así como la baja presión a las condiciones de operación y la necesidad de rectificación del vapor del refrigerante a la salida del generador. Las ventajas de esta mezcla, por lo tanto, son la sencillez del ciclo y un mayor potencial para la refrigeración solar. Además, puede funcionar a temperaturas más bajas que las presentes en los generadores que trabajan con amoniac/agua. Sin embargo, el inconveniente de este fluido de trabajo es su alta viscosidad, que penaliza a los procesos de transferencia de masa y calor en el absorbedor y el generador. Además, de ser la causante de reducir el rendimiento predicho por los modelos termodinámicos [54].

La información de las propiedades de esta mezcla han sido presentadas por autores como Infante Ferreira y Libotean [28, 29, 55].

Capítulo III

MODELADO Y SIMULACIÓN DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se lleva a cabo el modelado y simulación de los ciclos de refrigeración por absorción de simple efecto y doble efecto inverso, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio, con la finalidad de comparar el desempeño de ambos en términos del coeficiente de desempeño (COP). Para ello, el COP es reportado en función de las principales temperaturas de operación de cada ciclo, como lo son: la temperatura de generación, absorción, condensación y evaporación, mostrando los resultados obtenidos en forma gráfica.

3.1.- Introducción

Tradicionalmente, la simulación de ciclos de refrigeración es llevada a cabo a través del desarrollo de modelos matemáticos, cuya finalidad persigue generar escenarios representativos de dichos modelos; dentro de los cuales sea posible la comprensión y limitación de todos los estados reales, así como delimitar aquellos prohibitivos o imposibles.

Hasta ahora, las mezclas agua/bromuro de litio y amoníaco/agua han sido las más utilizadas en sistemas de refrigeración. Sin embargo, debido a sus desventajas conocidas, nuevas mezclas de trabajo, tales como amoníaco/nitrato de litio han ganado el interés de los investigadores. Algunos de los estudios más relevantes con respecto a la mezcla amoníaco/nitrato de litio se describen en los siguientes párrafos.

En 1991, Best et al. [56] informaron de los coeficientes teóricos de rendimiento en función de las principales temperaturas de operación, para un sistema de absorción de refrigeración de simple efecto, con una concentración de amoníaco en la solución de entre el 30 % y 55 %. Ellos encontraron que los coeficientes de desempeño podría ser tan altos como 0.40, para temperatura de evaporación de 0 °C.

En 1995, Antonopoulos et al. [57] compararon el desempeño de un sistema de absorción solar para enfriamiento y calentamiento, utilizando las mezclas amoníaco/nitrato de litio y amoníaco/tiocianato de sodio. Los resultados mostraron que el mayor coeficiente de desempeño para calefacción se obtuvo con la mezcla amoníaco/nitrato de litio. Mientras que, para la misma mezcla de trabajo se obtuvieron las potencias de enfriamiento más altas, pero el coeficiente de desempeño fue mayor al emplear la mezcla amoníaco/tiocianato de sodio.

Rivera et al. [58], en 1998, modelaron un sistema de refrigeración por absorción solar tipo intermitente, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio, empleado un colector tipo cilíndrico parabólico como un generador/absorbedor. Los resultados mostraron que era posible producir hasta 8 kg de hielo por día a través del sistema propuesto.

En el año 2006, Wan et al. [59] propusieron un nuevo ciclo de refrigeración solar por absorción de dos etapas, usando la mezcla agua/bromuro de litio. Su propuesta se basó en mezclar la solución de bromuro de litio a partir de un generador de alta presión con la solución de un absorbedor de baja presión, con la finalidad de aumentar la concentración de bromuro de litio en el generador de

alta presión y disminuir la presión en el absorbedor de alta presión. Los resultados teóricos mostraron que el máximo coeficiente de desempeño alcanzado fue de 0.61 y la más alta diferencia de temperatura disponibles sube 33.5 °C, a temperaturas de 75 °C a 85 °C.

Kilic et al, en 2007 [60] llevó a cabo un análisis de rendimiento, a través de un modelo matemático empleando la primera y segunda ley de la termodinámica, para un ciclo de refrigeración de una sola etapa usando agua/bromuro de litio. Sus resultados mostraron que el coeficiente de desempeño aumentó a medida que las temperaturas de generación y de evaporación aumentaron, mientras que disminuyó a medida que la temperatura de condensación y absorción se incrementan.

En 2009, Kaushik et al. [61] desarrollaron un modelo computacional para la comparación entre los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto y doble efecto en serie, operando con agua/bromuro de litio, por medio de un análisis de energía y exergía. Los resultados indican que el coeficiente de desempeño del sistema de simple efecto se encuentra en el rango de 0.60 a 0.75, mientras que el valor correspondiente para coeficiente de rendimiento mediante el sistema de doble efecto en serie se encuentra en el rango de 1 a 1.28.

En 2010, Ventas et al. [62] modelaron numéricamente un ciclo híbrido, basado en el sistema de absorción de simple efecto integrado con un compresor de refuerzo entre el evaporador y el absorbedor, utilizando la solución amoníaco/nitrato de litio. Encontraron que este ciclo permite menores temperaturas de trabajo, en comparación con el ciclo de simple efecto convencional, además de presentar un bajo consumo de electricidad.

En 2011, Rivera et al. [33] llevaron a cabo la evaluación de un sistema de refrigeración solar intermitente para la producción de hielo, operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio. Sus resultados mostraron que es posible obtener temperaturas de evaporación tan bajas como -11 °C, pudiendo alcanzar un coeficiente de desempeño de hasta 0.08.

Acuña et al. [63], en 2013, llevaron a cabo un análisis comparativo de absorción por difusión estudiado en un sistema de refrigeración utilizando nitrato de litio, tiocianato de sodio y agua como sustancias absorbentes, y a su vez amoníaco como refrigerante. Llegaron a la conclusión de que la mezcla amoníaco/nitrato de litio fue más eficiente que las dos restantes, requiriendo temperaturas de generación más bajas que las empleadas con la mezcla amoníaco/agua, para condiciones específicas.

El ciclo está compuesto por dos circuitos: el circuito del refrigerante (1-4) y el circuito de solución (5-10), por donde fluye la mezcla amoníaco/nitrato de litio. La operación del ciclo da inicio al suministrar una fuente de calor (Q_G) al generador, el en cual se encuentra contenida la solución de trabajo con alta concentración en refrigerante, con la cual se logra la evaporación parcial del amoníaco contenido en la solución, obteniéndose refrigerante puro a alta presión (P_C) y temperatura; el cual abandona el generador y es conducido hacia el condensador (1). El refrigerante al entrar al condensador disipa calor (Q_C) hacia el ambiente, debido al cambio de fase de vapor a líquido que experimenta el refrigerante, abandonando el condensador en estado líquido (2). A continuación, el refrigerante es conducido hasta llegar a la válvula de expansión, a fin de alcanzar la presión de evaporación (P_E) y disminuir su temperatura, para posteriormente ingresar al evaporador (3). El proceso de enfriamiento tiene lugar en el evaporador. Una vez que el refrigerante absorbe calor (Q_E) del medio o espacio a refrigerar, éste provoca que el refrigerante se evapore una vez más (4); el cual ahora es conducido a su salida hasta ingresar al absorbedor.

Es en el absorbedor donde el refrigerante se mezcla con la solución procedentes del generador que no se logró evaporar (10), formando de nueva cuenta la solución con alta concentración de refrigerante que se tenía desde un inicio; y a su vez produciendo una reacción exotérmica que libera calor (Q_A) hacia el ambiente. Después de eso, la solución abandona el absorbedor (5) y es bombeada (W_P) hacia el generador (6) hasta alcanzar la presión de condensación (P_C); pero no sin antes haber pasado a través del intercambiador de calor (7), el cual incrementa la temperatura de la solución bombeada, a través del intercambio mutuo de calor entre las corrientes de solución que fluyen a través de dicho intercambiador. Al llegar la solución al generador el ciclo comienza de nuevo y el proceso de enfriamiento se repite de forma continua.

3.2.2.- Sistema de doble efecto inverso

El sistema de doble efecto inverso, en comparación con el sistema de simple efecto, posee componentes adicionales, los cuales son: un generador/condensador (CG), un intercambiador de calor (HE_n), una válvula y una bomba (ver figura 3.2), cuyo objetivo es mejorar el desempeño del sistema.

Por otro lado, mientras que en el sistema de simple efecto la solución que sale del absorbedor es bombeada directamente hacia el generador, a través de su paso por el intercambiador de calor; en la configuración del sistema de doble efecto inverso, la solución que abandona el intercambiador de calor primero ingresa al generador/condensador (9), para posteriormente ser bombeada de nuevo (11), hacia el nuevo intercambiador de calor, siguiendo su trayecto hasta llegar al generador.

A través de la figura 3.2 se muestra la representación esquemática del componente llamado “CG”, que es un intercambiador de calor que funciona como condensador y generador al mismo tiempo. En éste, el vapor refrigerante procedente del generador con alta presión y temperatura ingresa por una de las entradas del CG, pasando a través del serpentín interno que posee dicho intercambiador hasta su salida. Por otro lado, la solución procedente del intercambiador de calor ingresa al CG por la entrada restante, y a su paso a través del intercambiador entra en contacto con el serpentín que conduce el vapor refrigerante. Dicha solución al entrar al CG llega con una temperatura baja y concentración alta en refrigerante, lo que provoca que al entrar en contacto con el serpentín se logre generar un poco de vapor refrigerante, por lo que dicha solución ahora abandona el CG en cierta cantidad como vapor refrigerante y el resto como solución diluida con una ganancia extra de temperatura, con respecto a su entrada. Por otro lado, el refrigerante que circula a través del serpentín, al ceder su calor hacia la solución, se condensa y cambia de fase; abandonando el CG en estado líquido.

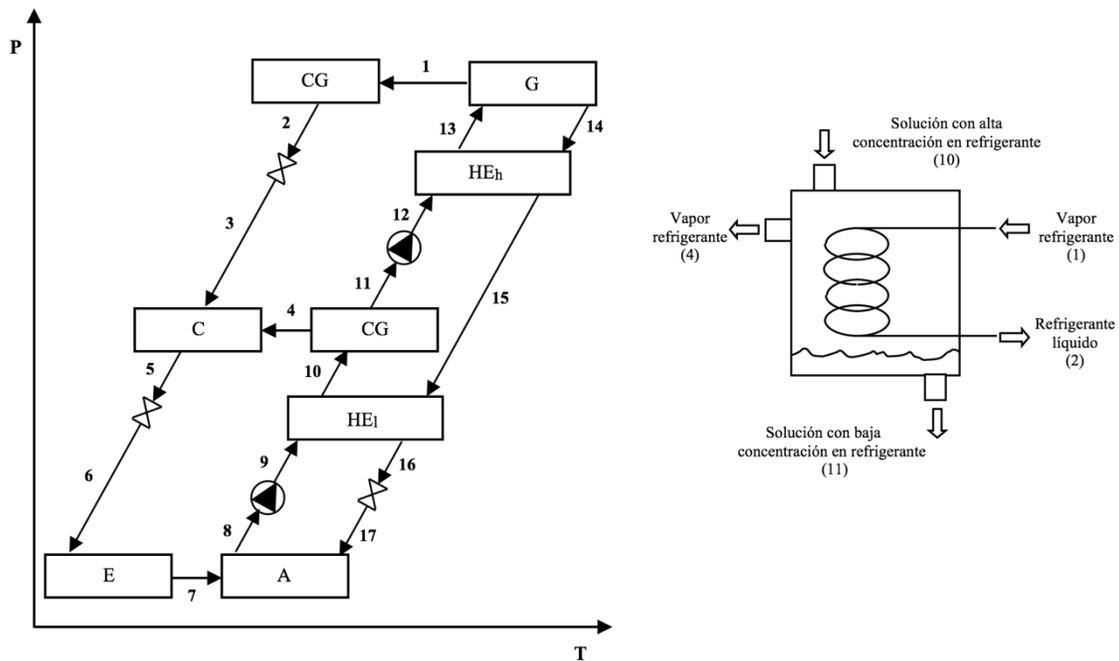


Figura 3.2.- Diagrama P-T para el sistema de refrigeración de doble efecto inverso, junto con el diagrama del Condensador/Generador (CG).

La principal diferencia entre el sistema de doble efecto inverso, con respecto al sistema de simple efecto, radica en que tiene dos generadores y dos condensadores de refrigerante. Además, hay tres niveles diferentes de presión y concentración. Pero en cuanto a su operación, es básicamente muy similar al sistema de simple efecto.

Es importante señalar que a fin de producir la cantidad extra de refrigerante en el condensador/generador en la configuración de doble efecto, el calor suministrado al generador tiene que estar a una temperatura más elevada que la proporcionada al generador del sistema de simple efecto.

3.3.- Modelo matemático

Con el fin de analizar el rendimiento de los diferentes sistemas de refrigeración propuestos, se han desarrollado modelos matemáticos para cada uno de ellos; de tal manera que dichos resultados al ser interpretados de forma termodinámica describan su comportamiento. Dichos modelos se han elaborado considerando los esquemas de las figuras 3.1 y 3.2, realizando balances de masa y energía en cada uno de los componentes principales. Además, se han tomado en consideración las siguientes suposiciones dentro de cada uno de los modelos:

- i. Existe equilibrio termodinámico en todo el sistema.
- ii. El análisis se realiza bajo condiciones de estado estacionario.
- iii. El uso de un rectificador es innecesario ya que el absorbente no se evapora en el intervalo de temperatura considerado.
- iv. La solución está en estado saturado al salir de generador y absorbedor, al igual que el refrigerante al salir de condensador y el evaporador.
- v. Las pérdidas de calor y caídas de presión en tubería y componentes se consideran insignificantes.
- vi. El flujo a través de las válvulas es isoentálpico.
- vii. Las temperaturas a la salida de los componentes principales son todas conocidas, la carga de calor en el evaporador es igual (Q_E) es igual a 10 kW, y la efectividad de los intercambiadores de calor como economizadores (η_{HE}) es del 80 %.
- viii. El balance de energía dentro del ciclo debe ser igual a cero.
- ix. El rango de concentración de la solución debe de estar entre $30 \% < X < 54 \%$, de amoníaco en solución, para evitar la cristalización.

Los principales balances de masa y energía desarrollados para el sistema de simple efecto se resumen por medio de la tabla 3.1. En la cual, además, se especifica el trabajo de la bomba, la relación de flujo, así como la efectividad del economizador y el coeficiente de desempeño. Por otro lado, la tabla 3.2 ejemplifica los balances de masa y energía empleados en el modelo para el sistema de doble efecto inverso, la cual incluye los compones extras que posee el sistema.

Tabla 3.1- Ecuaciones correspondientes al balance de masa y energía para el sistema de simple efecto.

<u>Generador (G)</u>		<u>Absorbedor (A)</u>	
$m_7 = m_1 + m_8$	(1)	$m_5 = m_4 + m_{10}$	(4)
$m_7 x_7 = m_1 x_1 + m_8 x_8$	(2)	$m_5 x_5 = m_4 x_4 + m_{10} x_{10}$	(5)
$Q_G = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7$	(3)	$Q_A = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5$	(6)
<u>Condensador (C)</u>		<u>Evaporador (E)</u>	
$Q_C = m_1 (h_1 - h_2)$	(7)	$Q_E = m_3 (h_4 - h_3)$	(8)
<u>Efectividad del intercambiador (HE)</u>		<u>Bomba (W_p)</u>	
$\eta_{HE} = (h_7 - h_6) / (h_8 - h_6)$	(9)	$W_p = m_5 (h_6 - h_5)$	(10)
<u>Relación de flujo</u>		<u>Coficiente de desempeño</u>	
$RF = m_5 / m_4$	(11)	$COP = Q_E / (Q_G + W_p)$	(12)

Tabla 3.2.- Ecuaciones correspondientes al balance de masa y energía para el sistema de doble efecto inverso.

<u>Generador (G)</u>		<u>Absorbedor (A)</u>	
$m_{13} = m_{14} + m_1$	(13)	$m_8 = m_7 + m_{17}$	(16)
$m_{13} x_{13} = m_{14} x_{14} + m_1 x_1$	(14)	$m_8 x_8 = m_7 x_7 + m_{17} x_{17}$	(17)
$Q_G = m_{14} h_{14} + m_1 h_1 - m_{13} h_{13}$	(15)	$Q_A = m_7 h_7 + m_{17} h_{17} - m_8 h_8$	(18)
<u>Condensador-Generador: como generador (CG)</u>		<u>Condensador-Generador: como condensador (CG)</u>	
$m_{10} = m_4 + m_{11}$	(19)	$m_1 = m_2$	(22)
$m_{10} x_{10} = m_4 x_4 + m_{11} x_{11}$	(20)	$m_1 x_1 = m_2 x_2$	(23)
$Q_{CG} = m_{11} h_{11} + m_4 h_4 - m_{10} h_{10}$	(21)	$Q_{CG} = m_1 (h_1 - h_2)$	(24)
<u>Condensador (C)</u>		<u>Evaporador (E)</u>	
$m_5 = m_3 + m_4$	(25)	$Q_E = m_7 (h_7 - h_6)$	(27)
$Q_C = m_3 h_3 + m_4 h_4 - m_5 h_5$	(26)		
<u>Efectividad del intercambiador (HE_l)</u>		<u>Efectividad del intercambiador (HE_h)</u>	
$\eta_{HEl} = (h_{10} - h_9) / (h_{15} - h_9)$	(28)	$\eta_{HEh} = (h_{13} - h_{12}) / (h_{14} - h_{12})$	(29)
<u>Bomba (W_{pl})</u>		<u>Bomba (W_{ph})</u>	
$W_{pl} = m_8 (h_9 - h_8)$	(30)	$W_{ph} = m_{11} (h_{12} - h_{11})$	(31)
<u>Relación de flujo</u>		<u>Coficiente de desempeño</u>	
$RF = m_8 / m_7$	(32)	$COP = Q_E / (Q_G + W_{pl} + W_{ph})$	(33)

3.4.- Resultados

Las ecuaciones de la tabla 3.1 y 3.2 fueron programadas en lenguaje de programación “C”. Las propiedades de la solución amoníaco/nitrato de litio fueron determinadas mediante las correlaciones propuestas por Infante Ferreira [55], en tanto que las propiedades del vapor de amoníaco fueron tomadas al utilizar el programa REFPROP, del Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST), tomando como punto de referencia que a 0 °C la entalpía del líquido saturado de amoníaco debe ser igual a cero.

Para la simulación, las variables de entrada fueron: las temperaturas de la solución a la salida del generador, la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador, la temperatura de la solución a la salida del absorbedor, la efectividad del economizador y la potencia de enfriamiento. En tanto que las variables de salida fueron: las potencias térmicas de los intercambiadores de calor, la potencia de la bomba, la relación de flujo y el coeficiente de desempeño del sistema. En lo que respecta al sistema de doble efecto, además de las variables de entrada ya dichas, fue necesario proporcionar las temperaturas del CG y la efectividad del intercambiador de calor restante. El rango de operación de las variables de entrada se muestra en la tabla 3.3.

Tabla 3.3.- Rangos de operación para llevar a cabo las simulaciones.

Variable	Rango
Temperatura de evaporación, T_E [°C]	-50 – 10
Temperatura de condensación, T_C [°C]	30 – 50
Temperatura de absorción, T_A [°C]	30 – 50
Temperatura de generación, T_G [°C]	70 – 150
Temperatura del CG como generador, $T_{CG,G}$ [°C]	65 – 135
Temperatura del CG como condensador, $T_{CG,C}$ [°C]	90
Calor de evaporación, Q_E [kW]	10
Efectividad de los intercambiadores de calor, η_{HEh} [%]	80

Con el fin de analizar el desempeño de cada uno de los sistemas, en primera instancia se muestra un análisis individual correspondiente al ciclo de simple efecto y al de doble efecto inverso, para posteriormente llevar a cabo una comparación entre resultados; describiendo sus ventajas, desventajas y/o limitaciones.

A partir de la figura 3.3 a la 3.5, se muestran el coeficiente de desempeño para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, en función de la temperatura de evaporación, para diferentes temperaturas de generación; bajo condiciones de temperaturas de condensación de 30 °C, 40 °C y 50 °C, respectivamente.

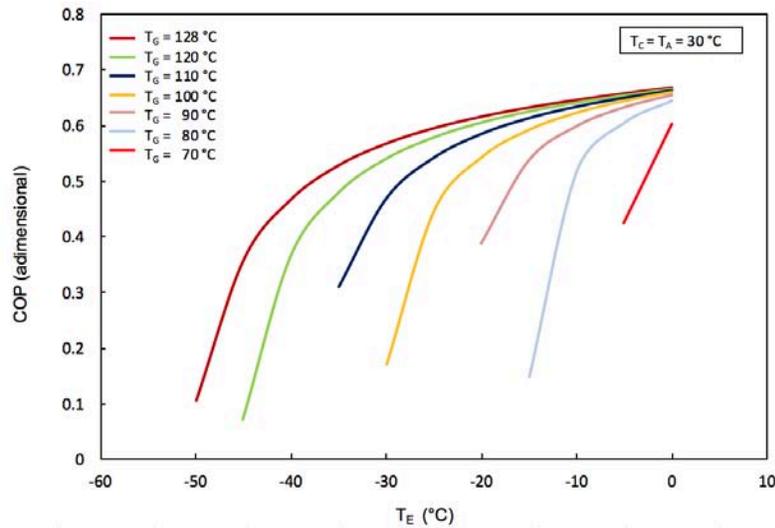


Figura 3.3.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 30 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.

Al analizar la figura 3.3, se observa que el sistema es capaz de operar en su límite inferior a una temperatura de 70 °C de generación, obteniendo un COP máximo de 0.60 a 0 °C de temperatura de evaporación. Por otro lado, bajo estas condiciones, se aprecia que el límite máximo del sistema está a 128 °C de generación, con el cual es posible obtener una temperatura de evaporación de -50 °C. Sin embargo, con esta temperatura de generación se sacrifica en gran medida el COP, al obtener un valor cercano a 0.11. El mejor desempeño del sistema se logra a 128 °C de temperatura de generación y 0 °C de evaporación, con lo cual es posible llegar a obtener un COP de 0.67.

Con una temperatura de condensación y absorción igual a 30 °C, el sistema de simple efecto es apto para operar en el rango de los -50 °C hasta los 0 °C en temperatura de evaporación, con suministros de fuente de temperatura que alcancen mínimamente los 70 °C y un máximo 128 °C.

Debido a que esta simulación es llevada a cabo con la finalidad de obtener 10 kW de potencia de enfriamiento, los límites inferior y superior de temperatura de operación del sistema están en gran medida restringidos por esta variable. Además, dichos límites de temperatura garantizan que los

resultados obtenidos no se encuentren cercanamente al rango de cristalización de la solución, cumpliendo con ello las consideraciones iniciales que se establecieron dentro de los modelos.

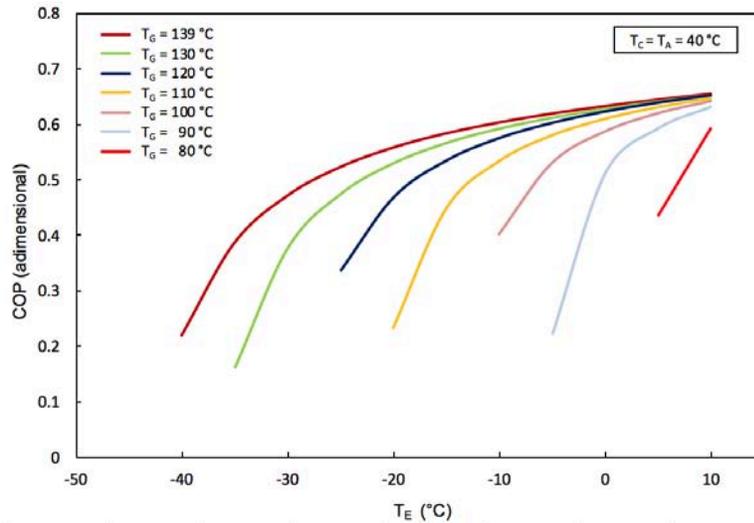


Figura 3.4.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 40 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.

En lo que respecta a la figura 3.4, se muestra de nueva cuenta el desempeño del sistema de simple efecto, en función de las temperaturas de generación y evaporación, pero ahora bajo la condición de 40 °C de temperatura de condensación y absorción. Para este caso en especial, resalta en primera instancia que las temperaturas de generación necesarias para operar el sistema muestran un incremento, en comparación a la figura anterior, debido al efecto que genera el aumento en las temperaturas de condensación y absorción. Recordemos que este incremento afecta en el sistema al elevar el punto de ebullición de la solución, ya que la presión dentro del generador tiende a ser mayor conforme las temperaturas de condensación y absorción se incrementan, por lo que el suministro de energía para producir vapor refrigerante tiene que ser cada vez mayor.

Debido a lo anterior, es notorio que el límite inferior de operación pasa a ser ahora de 80 °C en temperatura de generación, con lo cual es posible obtener una temperatura de evaporación de 10 °C y un COP máximo de 0.59. En lo que respecta al límite superior del sistema, pasa de ser de -50 °C de evaporación a -40 °C, con un suministro de temperatura de generación de 139 °C y un COP de 0.22. El máximo desempeño del sistema se alcanza a los 139 °C de temperatura de generación y 10 °C de evaporación, con un COP cercano a 0.65.

Por último, en función de la evaluación del sistema de simple efecto, se muestra la figura 3.5. En dicha figura, la evaluación del sistema es llevada a cabo con un incremento en 10 °C en la temperatura de condensación y absorción, con respecto a la figura anterior, cuyos resultados obtenidos se describen a continuación.

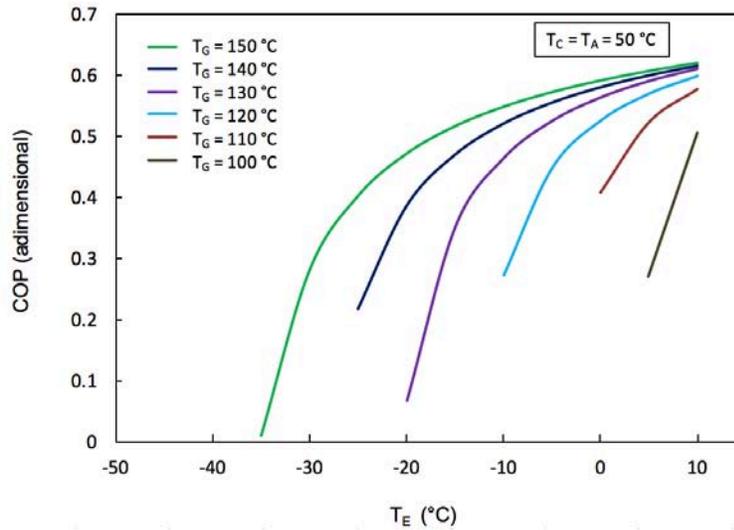


Figura 3.5.- COP en función de la temperatura de evaporación, para la temperatura de condensación de 50 °C, correspondiente al sistema de simple efecto.

Se aprecia una vez más como el cambio en la temperatura de condensación y absorción reflejan un incremento en las temperaturas de generación necesarias para operar el sistema, y a su vez, como la temperatura mínima de evaporación tiene a ser cada vez mayor. Para este caso, la temperatura inferior de generación debe de ser de 100 °C, y con ella es posible alcanzar los 10 °C de evaporación, con un COP de 0.51. Mientras tanto, a 150 °C de temperatura de generación, la temperatura mínima de evaporación que se logra alcanzar es de -35 °C, con un extremadamente bajo COP igual 0.01. En el otro extremo, con esta misma temperatura de generación, el COP máximo que registra el sistema es de 0.62, a 10 °C de temperatura de evaporación.

Mediante la comparación de las tres figuras se puede observar que los coeficientes de operación varían significativamente en función de la temperatura de condensación y absorción, para una temperatura de generación y evaporación fijas. Por ejemplo, con 100 °C de temperatura de generación y -10 °C de temperatura de evaporación, el COP es aproximadamente de 0.65 a la temperatura de condensación de 30 °C, de 0.40 a temperatura de condensación de 40 °C, mientras que a temperatura de condensación de 50 °C el sistema no puede operar; debido a que no se cumplen las condicionantes

establecidas como suposiciones dentro del modelo.

Al tomar en cuenta las presiones absolutas de operación del sistema, la máxima fue de 2,027 kPa a temperatura de condensación de 50 °C, siendo la mínima de 40.9 kPa correspondiente a la temperatura de evaporación de -50 °C.

Ahora, a partir de la figura 3.6 a la 3.8, se muestra el desempeño del sistema de doble efecto inverso, en función de la temperatura de generación, para temperaturas de evaporación constantes; teniendo como referencia las temperaturas de condensación y absorción de 30 °C, 40 °C y 50 °C, respectivamente.

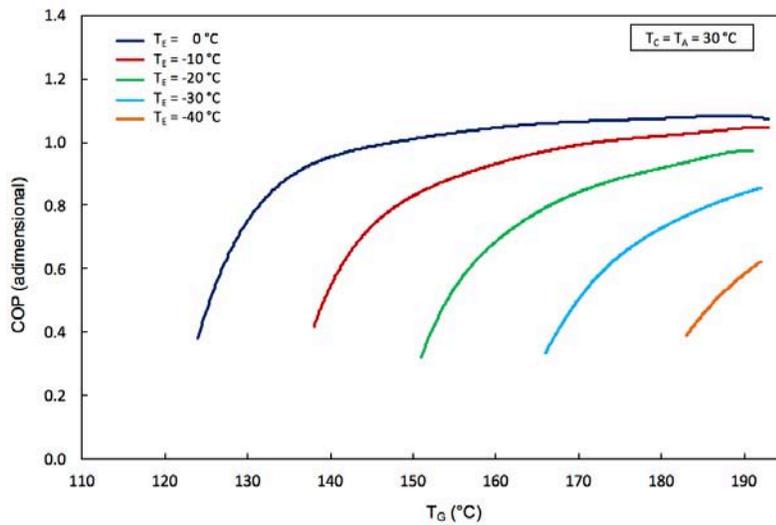


Figura 3.6.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 30 °C, correspondiente al sistema de doble efecto inverso.

En la figura 3.6, bajo la suposición de temperatura de condensación de 30 °C, se aprecia que el sistema requiere de temperaturas de generación por encima de los 120 °C para poder operar, y que conforme la temperatura de evaporación tiende a ser menor, la temperatura de generación debe incrementarse. Así, para obtener una temperatura de enfriamiento de 0 °C, la temperatura mínima de generación debe de ser de 124 °C. Sin embargo, al mantenerse constante la temperatura de evaporación, e incrementarse la temperatura de generación, se aprecia como el COP del sistema tiende a subir; pasando de 0.38 a 1.07, a 0 °C de evaporación, por ejemplo.

Para esta caso en especial, la temperatura mínima de evaporación que es posible alcanzar es de

-40 °C, con la obtención de un COP igual a 0.62, a expensas de 192 °C de temperatura de generación.

Al igual que el sistema de simple efecto, en la figura 3.7 se aprecia como el incremento en las temperaturas de condensación y absorción generan un efecto similar dentro del sistema de doble efecto inverso; al incrementarse las temperaturas de generación para lograr mantener las misma temperatura de evaporación. Si tomamos como ejemplo que en la figura anterior a 124 °C de temperatura de generación es posible obtener 0 °C de evaporación, para este caso en particular es necesario obtener 146 °C de temperatura de generación para alcanzar los 0 °C. Además, al comparar los COP's entre ambas figuras, bajo las mismas condiciones de temperatura de generación y evaporación, se aprecia que son cada vez menores conforme la temperatura de condensación se incrementa.

Para el caso particular de la figura 3.7, la mínima temperatura de evaporación que se logra obtener es de -30 °C, a una temperatura de generación de 192 °C, registrando un COP de 0.67. Por otro lado, el máximo COP se alcanza bajo la misma temperatura de generación, pero a 10 °C de evaporación, con un valor de 1.06.

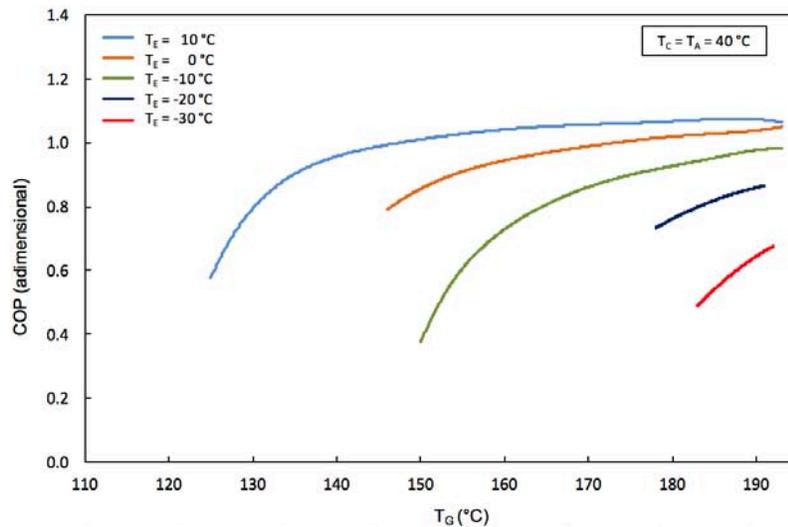


Figura 3.7.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 40 °C, correspondiente al sistema de doble efecto inverso.

Finalmente, dentro de la evaluación del sistema de doble efecto inverso, se muestra la figura 3.8, la cual expresa los resultados correspondientes a la evaluación hecha a 50 °C de temperatura de condensación y absorción. Al igual que en las figuras anteriores, se sigue presentando la tendencia de

restricción en la temperatura de evaporación, siendo cada vez más elevada la temperatura mínima de enfriamiento.

En esta figura, solo se tienen cuatro diferentes temperaturas de evaporación, siendo la menor igual a -20 °C y la mayor de 10 °C . El máximo COP que registra el sistema bajo la condición de 50 °C de temperatura de condensación es de 1.05, a 193 °C de temperatura de generación y 10 °C de evaporación. Mientras que, para la temperatura más baja de evaporación el máximo COP corresponde a 0.72, a 193 °C de temperatura de generación.

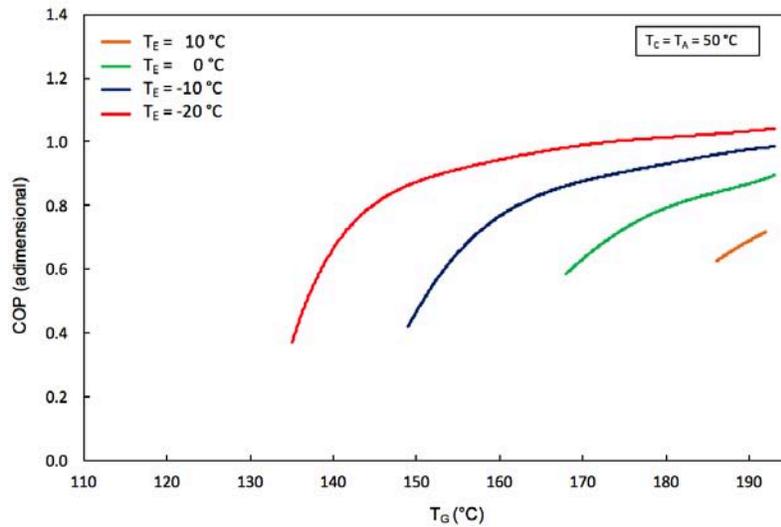


Figura 3.8.- COP en función de la temperatura de generación, para la temperatura de condensación de 50 °C , correspondiente al sistema de doble efecto inverso.

3.5.- Comparación de resultados

Desde el punto de vista práctico, el sistema de simple efecto posee una mayor ventaja, ya que éste requiere de un menor número de componentes para su operación. Sin embargo, los componentes adicionales que posee el sistema de doble efecto lo benefician con la obtención de coeficientes de desempeño de hasta un 60 % mayores, bajo ciertas consideraciones de operación.

En lo que respecta al rango de temperaturas, el sistema de simple efecto puede operar desde los 70 °C hasta los 150 °C en temperatura de generación, con valores de temperatura de evaporación que van desde los -50 °C hasta los 10 °C , obteniendo valores máximos del coeficiente de desempeño que rondan los 0.67. Por otro lado, para el sistema de doble efecto las temperaturas de generación inician desde los 124 °C , hasta llegar cercanamente a los 200 °C , pudiendo alcanzar temperaturas de

evaporación en el rango de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $10\text{ }^{\circ}\text{C}$; destacando que puede obtener coeficientes de desempeño de hasta 1.07.

En ambos sistemas de refrigeración se puede ver que el coeficiente de desempeño muestra una tendencia de incremento conforme la temperatura de generación es cada vez mayor, al mantener las variables restantes fijas. De igual manera, al variar únicamente la temperatura de evaporación, el desempeño es mayor conforme se incrementa dicha temperatura.

El efecto que trae consigo un incremento en la temperatura de condensación y absorción provoca que cada vez le cueste mayor trabajo al sistema la producción de refrigerante, y que con ello el rendimiento muestre un decremento conforme estas temperaturas son mayores, en cada uno de los sistemas.

Bajo ciertas consideraciones de operación, principalmente a la temperatura de evaporación más baja, el sistema de doble efecto registra valores de coeficiente de desempeño muy cercanos a los obtenidos por medio del sistema de simple efecto; aun y cuando la temperatura de generación para el sistema de simple efecto es menor. Por lo tanto, hay que tomar en consideración estos valores a la hora de seleccionar la mejor alternativa de acuerdo a la fuente de calor que se tenga.

En lo que respecta a las presiones absolutas de operación, para el sistema de doble efecto inverso la máxima registrada fue de 5,056 kPa y la mínima de 71.5 kPa. Mientras que en el sistema de simple efecto, fueron de 2,027 kPa y 40.9 kPa, respectivamente. Por lo tanto, los componentes que integran la zona de alta presión dentro del sistema de doble efecto inverso, necesariamente serán más robustos que los correspondientes para el sistema de simple efecto.

3.6.- Comparación de resultados entre diferentes mezcla

Haciendo énfasis en los sistemas de simple efecto por absorción, aquellos que operan con la solución agua/bromuro de litio registran valores del coeficiente de desempeño tan altos como 0.88, bajo ciertas condiciones de operación [60]. Mientras que, con la mezcla amoníaco/nitrato de litio, se alcanzan valores de hasta 0.67. Sin embargo, temperaturas de evaporación más pequeñas se pueden obtener con la solución propuesta.

Por otro lado, los sistemas de doble efecto inverso que operan con agua/bromuro de litio pueden alcanzar coeficientes de operación de hasta 1.65 [65]. Mientras que, por medio del análisis llevado a

cabo con la mezcla amoniaco/nitrato de litio se aprecia que los valores máximos obtenidos son de 1.07, pero de nueva cuenta, destaca que puede operar a temperaturas de evaporación muchos más bajas.

Otra de las mezclas que ha tomado relevancia en la simulación de sistema de absorción es aquella formada por hidróxidos, específicamente aquella compuesta por la solución acuosa de hidróxidos ternarios; que consiste en hidróxidos de sodio, potasio y cesio, en proporción 40:36:24.

Romero et al. [66, 67], comparan dicha solución con la mezcla agua/bromuro de litio, destacando como la mezcla ternaria obtiene en lo general mejores coeficientes de desempeño que su contraparte; enfatizando que dicha solución puede operar a altas temperaturas de condensación/absorción (40 °C – 50 °C), dentro de las cuales sobresale aun más la diferencia entre los coeficientes de desempeño de ambas mezclas, operando dentro del sistema de simple efecto.

Al tomar como incentivo dicho trabajo, fue posible llevar a cabo un análisis comparativo a través de una nueva simulación del desempeño entre sistemas avanzados de refrigeración por absorción, operando con dichas mezclas. De los resultados obtenidos, el sistema de doble efecto al operar con hidróxidos presenta, por lo general, mayores coeficiente de desempeño que con agua/bromuro de litio, a temperatura de condensación/absorción de 35 °C y 40 °C; lo cual sigue la tendencia mostrada por medio del trabajo de Romero et al. Sin embargo, a temperaturas de condensación/absorción por debajo de los 35 °C, se obtiene mejores coeficientes de desempeño al operar con la mezcla agua/bromuro de litio.

Se hace evidente que la operación por medio de cada una de las tres diferentes mezclas presenta sus ventajas y desventajas. Al operar con la mezcla agua/bromuro de litio es posible lograr mejor coeficientes de desempeño a temperaturas de condensación/absorción por debajo de los 35 °C. Mientras que, para temperaturas de condensación/absorción superiores a los 35 °C la mezcla de hidróxidos presenta mejores resultados. Sin embargo, con ambas mezclas solo es posible obtener temperaturas de evaporación por arriba de los 4 °C, limitando su área a aplicaciones de aire acondicionado. La ventaja que presenta la mezcla amoniaco/nitrato de litio es que además de obtener buenos resultados con respecto al coeficiente de desempeño, sus temperaturas de evaporación pueden estar muy por debajo de los 0 °C, lo cual no solo lo hace viable para aplicaciones de aire acondicionado, sino también para refrigeración y en algunos casos para congelación.

Como se menciona al inicio del capítulo, una de las mezclas que es mayormente utilizada dentro de los sistemas de refrigeración por absorción es la correspondiente a la solución amoníaco/agua, con la cual desafortunadamente no fue posible llevar a cabo una simulación que sirviera de base para poder comparar sus resultados con los obtenidos a través de la mezcla propuesta.

Así como tampoco fue posible encontrar dentro de la literatura algún trabajo que sirviera de base para comparar de manera directa con los resultados obtenidos. Sin embargo, la desventaja principal que presentaría la mezcla es la necesidad de tener que incorporar un elemento más dentro del ciclo de refrigeración, el cual es un rectificador, debido a la volatilidad del absorbente. Así como sus elevadas presiones de operación dentro del ciclo de simple efecto, las cuales están muy por encima de las registradas por la mezcla agua/bromuro de litio.

3.7.- Conclusiones del capítulo

Se llevó a cabo la comparación de los sistemas de simple efecto y doble efecto inverso por absorción, bajo diferentes variables de operación, con la finalidad de distinguir las ventajas, limitaciones y/o restricciones de cada uno de los sistemas.

El sistema de simple efecto presenta la configuración más sencilla, ya que requiere un menor número de componentes. Sus coeficientes de desempeño fueron de hasta 0.67, y sus temperaturas de operación rondaron entre los 70 °C y 150 °C del lado de la generación.

Por otro lado, con el sistema de doble efecto fue posible obtener coeficientes de desempeño hasta un 60 % más elevados que su contra parte, con valores máximos de 1.07. Sin embargo, necesita temperaturas mínimas de operación de 120 °C, y arriba de 150 °C para obtener un buen desempeño. Además, su elevada presión de trabajo requiere de sus componentes sean más robustos para su operación.

Finalmente, la selección de un sistema en específico queda definido en gran parte de acuerdo a la temperatura que se tenga disponible para lograr operar el sistema. A partir de la cual, por medio de las curvas de desempeño mostradas, se puede seleccionar el punto de máxima operación de acuerdo al sistema seleccionado.

Como resultado final del modelado y simulación, en conjunto con otros colaboradores, fue posible desarrollar la publicación del artículo internacional “*Comparison of the performance of*

single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH₃-LiNO₃ mixture” dentro de la revista Applied Thermal Engineering [68], así como la preparación del artículo “*Comparison of the performance of single and advanced absorption cooling systems operating with water/lithium bromide and water/hydroxides mixtures*” el cual se encuentra en proceso de revisión para su posible publicación.

Capítulo IV

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

En el presente capítulo se hace énfasis en las características de diseño y operación de cada uno de los componentes reales que integran el sistema experimental de aire acondicionado solar, partiendo de una descripción detallada de cada uno de ellos. Posteriormente, se va desglosando cada uno de los pasos necesarios para llevar a cabo la integración y montaje de los componentes, hasta llegar a la puesta en marcha y operación del sistema; pasando por el método seguido para la preparación de la solución, la calibración de los sensores y las pruebas preliminares necesarias para llevar a cabo el proceso de experimentación.

4.1.- Descripción del sistema

El sistema experimental es una máquina de aire acondicionado solar tipo horizontal que opera bajo el principio de absorción, el cual está ubicado en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables (IER) de la UNAM, en Temixco, Morelos (figura 4.1). El sistema fue diseñado a partir de simulaciones teóricas del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, con la finalidad de obtener 5 kW de potencia de enfriamiento interna, operando con la mezcla amoniaco/nitrato de litio. A través de los resultados obtenidos, fue posible encontrar la capacidad necesaria de cada uno de los componentes principales que integran al sistema de refrigeración, con lo cual fue posible diseñar y mandar fabricar cada uno de ellos (el diseño de los componentes fue llevado a cabo por la Dra. Geydy Gutiérrez y el Dr. Wilfrido Rivera [69], por lo que en la presente tesis no se expone a detalle el procedimiento seguido).



Figura 4.1.- Ubicación del Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del IER, UNAM.

La peculiaridad que posee el sistema de refrigeración de hacerse llamar “de tipo horizontal”, es debido a la configuración que presenta el desarrollo de dos de sus principales componentes, generador y absorbedor; ya que estos se encuentran contruidos y montados sobre el plano horizontal.

Por otro lado, el sistema de aire acondicionado solar, aunque está diseñado para operar con energía solar, es evaluado con un equipo auxiliar compuesto por una resistencia eléctrica de 24 kW; la cual suministra la energía necesaria para lograr llevar a cabo la generación del vapor refrigerante (la descripción a detalle de dicho sistema se muestra en la sección correspondiente a “sistemas auxiliares”).

Finalmente, para llevar a cabo la operación y obtención de la información necesaria, acerca del proceso de refrigeración, el sistema cuenta con un equipo de adquisición de datos, de control de variables e instrumentación, del cual se habla en secciones posteriores.

La descripción de los componentes principales que forman parte del sistema de refrigeración solar se muestra a continuación.

4.1.1.- Intercambiadores de calor de coraza y tubo

Dentro del sistema de refrigeración solar, dos componentes fueron diseñados como intercambiadores de coraza y tubos, los cuales son el generador y absorbedor; cuyas características físicas se describen a continuación.

4.1.1.1.- Generador

El generador es un intercambiador de calor tipo coraza y tubos de cuatro pasos. La coraza es de 203.2 mm (8”) de diámetro nominal y 649.2 mm ($25 \frac{9}{16}$ ”) de longitud, mientras que los tubos, 20 en total, en configuración cuadrada de 5x4, son de 19.1 mm ($\frac{3}{4}$ ”) de diámetro exterior y 700.1 mm ($27 \frac{9}{16}$ ”) de longitud. En sus extremos lleva tapas de 295.3 mm ($11 \frac{5}{8}$ ”) de diámetro exterior y espesor de 25.4 mm (1”), las cuales están soldadas y sujetas con tornillos de $\frac{5}{8}$ ” al espejo. Todo lo anterior fabricado en acero al carbón, con un área total de transferencia de calor de 0.84 m².

La entrada de solución se realiza por medio de un distribuidor, el cual posee 5 secciones de tubería de solución de 700.1 mm ($27 \frac{9}{16}$ ”) de longitud y 12.7 mm ($\frac{1}{2}$ ”) de diámetro exterior, fabricada en acero inoxidable. Cada una de estas secciones posee orificios separados cada 12.7 mm ($\frac{1}{2}$ ”) los cuales, junto con la presión de trabajo del generador, generan las gotas de solución que caen sobre los tubos de la coraza, formando una película descendente que va cubriendo la superficie de dichos tubos. Por otro lado, al interior de los tubos de la coraza circula el fluido caliente, el cual aporta la energía necesaria para lograr la evaporación parcial de la solución. El vapor refrigerante producido tiene su salida por la parte superior del generador. Mientras que, la solución que no es evaporada sale por la

parte inferior.

La figura 4.2 es una representación esquemática del generador, en la cual se pueden observar los principales componentes que integran al intercambiador de coraza y tubos, así como las conexiones donde van colocados los instrumentos de medición y la válvula de seguridad; mostrando la ubicación de la mirilla, a través de la cual es posible observar el nivel de solución dentro del intercambiador de calor.

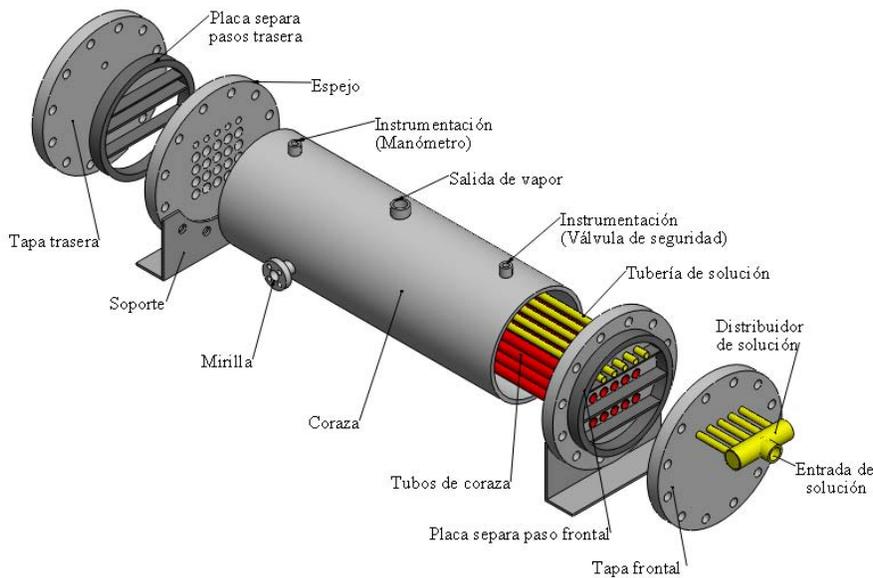


Figura 4.2.- Dibujo representativo del generador y sus componentes.



Figura 4.3.- Diseño real del generador.

Por otro lado, por medio de la figura 4.3 se puede apreciar el diseño real de fabricación del generador, el cual se encuentra integrado al sistema de refrigeración con todos los aditamentos necesarios para llevar a cabo su operación.

Las condiciones de operación, bajo las cuales fue diseñado el generador, se describen en la tabla 4.1.

Tabla 4.1.- Condiciones de diseño para operación.

Fluido	Tubos	Coraza
	Agua	Vapor-Solución
Presión	3-7 kg/cm ²	10-20 kg/cm ²
Temperatura	80-120 °C	80-120 °C

4.1.1.2.- Absorbedor

El absorbedor, al igual que el generador, es un intercambiador de calor de coraza y tubos, solo que éste se diferencia por tener seis pasos a través de la coraza. El absorbedor es considerado el componente más crítico dentro del sistema, debido a la complejidad de llevar a cabo un buen proceso de absorción entre la solución y el vapor refrigerante.

El absorbedor está compuesto por una coraza de 254 mm (10”) de diámetro nominal y 698.5 mm (27 1/2”) de longitud, con 36 tubos en total, en configuración cuadrada de 6x6, de 19.1 mm (3/4”) de diámetro exterior y 749.3 mm (29 1/2”) de longitud. En sus extremos lleva tapas de 368.3 mm (14 1/2”) de diámetro exterior y espesor de 25.4 mm (1”), las cuales están soldadas y sujetas con tornillos de 5/8” a los espejos. Todo fabricado en acero al carbón, con un área total de transferencia de calor de 1.61 m².

La entrada de la solución pobre en refrigerante procedente del generador, se realiza por medio de un distribuidor de 63.5 mm (2 1/2”) de diámetro, que posee 6 secciones de tubería de solución de 749.3 mm (29 1/2”) de longitud y 12.7 mm (1/2”) de diámetro exterior, en acero inoxidable. Cada una de estas secciones posee orificios separados cada 12.7 mm (1/2”), los cuales forman las gotas de solución que caen sobre los tubos de la coraza, creando la película descendente de solución necesaria para llevar a cabo el proceso de absorción del vapor, el cual es inyectado por un costado de la coraza. La función de los tubos de la coraza es hacer circula un fluido refrigerante, el cual sea capaz de retirar el calor derivado por la reacción exotérmica que se genera durante el proceso de absorción. Finalizado

el proceso de absorción, la solución generada con alto contenido en refrigerante, es expulsada por la parte inferior del absorbedor, para posteriormente ser enviada hasta el generador.

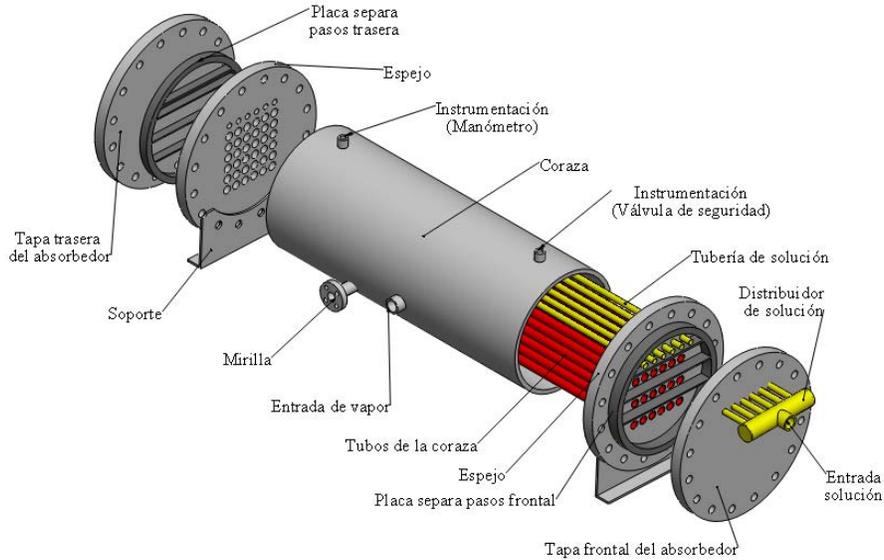


Figura 4.4.- Dibujo representativo del absorbedor y sus componentes.

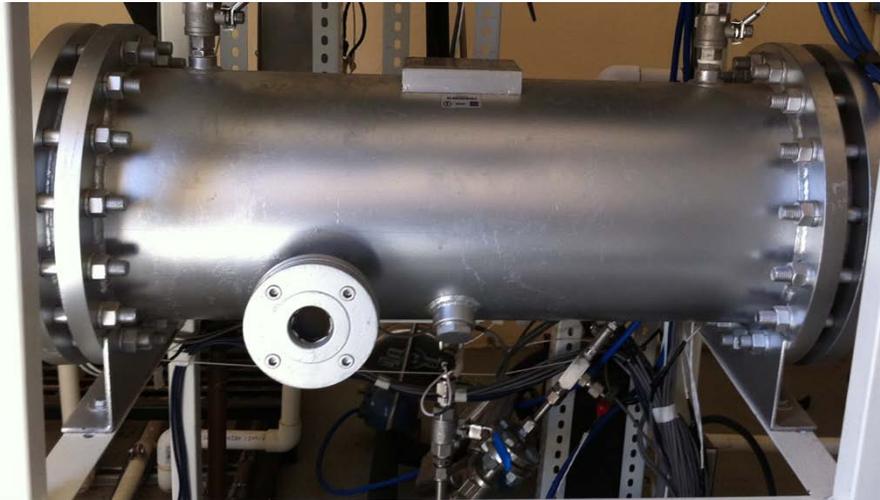


Figura 4.5.- Diseño real del absorbedor.

Debido a que el sistema posee recirculación, una parte de la solución que sale del absorbedor regresa de nueva cuenta hacia él, viajando a través de una tubería que conecta con la entrada de solución pobre en refrigerante, hacia el distribuidor de solución del absorbedor. La figura 4.4 muestra una representación esquemática del absorbedor, en la cual se pueden observar los principales componentes que integran al intercambiador de coraza y tubos, así como las conexiones donde van

colocados los instrumentos de medición y la válvula de seguridad; mostrando la ubicación de la mirilla, a través de la cual es posible observar el nivel de solución dentro del intercambiador de calor.

Por otro lado, por medio de la figura 4.5 se puede apreciar el diseño real de fabricación del absorbedor, el cual se encuentra integrado al sistema de refrigeración con todos los aditamentos necesarios para llevar a cabo su operación.

Las condiciones de operación, bajo las cuales fue diseñado el absorbedor, se describen en la tabla 4.2.

Tabla 4.2.- Condiciones de diseño

Fluido	Tubos	Coraza
	Agua	Vapor-solución
Presión	3 kg/cm ²	3-10 kg/cm ²
Temperatura	25 °C	50 °C

La selección de intercambiadores de calor de coraza y tubo, como generador y absorbedor, se debe a que este tipo de intercambiadores pueden ser diseñados prácticamente para cualquier capacidad y condición de operación, trabajando en condiciones de vacío hasta presiones muy altas, a temperaturas elevadas, y con cualquier temperatura y diferencia de presiones entre los fluidos, limitadas sólo por los materiales de construcción. Este tipo de intercambiadores son los más versátiles, hechos de una variedad de materiales metálicos y no metálicos (grafito, vidrio y teflón), en tamaños de pequeña a gran escala. Además, pueden ser diseñados para condiciones especiales de funcionamiento: fluidos altamente viscosos, erosión, corrosión, toxicidad, mezclas de varios componentes, entre otras consideraciones. Asimismo, se utilizan ampliamente como condensadores y evaporadores en algunas aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración; además de aplicaciones de recuperación de calor de desecho [70].

4.1.2.- Intercambiadores de calor de placas

Dadas las condiciones de operación que se manejan en el sistema de aire acondicionado solar, y las ventajas que conlleva el uso de intercambiadores de calor de placa plana, se optó por la simulación y diseño del evaporador, condensador y economizador con este tipo de tecnología. La simulación fue llevada a cabo por el Dr. Víctor Gómez del IER, tomando en cuenta los siguientes parámetros: fluidos

de trabajo, temperaturas de entrada y salida, flujo másico, presión de operación, densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y calor específico de los fluidos.

El resultado de dicha simulación arrojó capacidades de 5 kW para el evaporador, 6 kW para el condensador y 2 kW para el economizador, con una eficiencia del 98 %; todos fabricados en acero inoxidable 316 (libre de cobre y plata), con 21 placas de composición, corrugado de 30° tipo Chevron, soldados (para mejor hermeticidad), con entradas y salidas de 1 1/8" de diámetro y dimensiones de 280 x 125 x 57.9 mm (figura 4.6). La fabricación corrió a cargo por la empresa ALFA LAVAL, la cual dio solución a las exigencias requeridas en el diseño de los intercambiadores.



Figura 4.6.- Intercambiadores de placas empleados en el sistema de aire acondicionado solar.

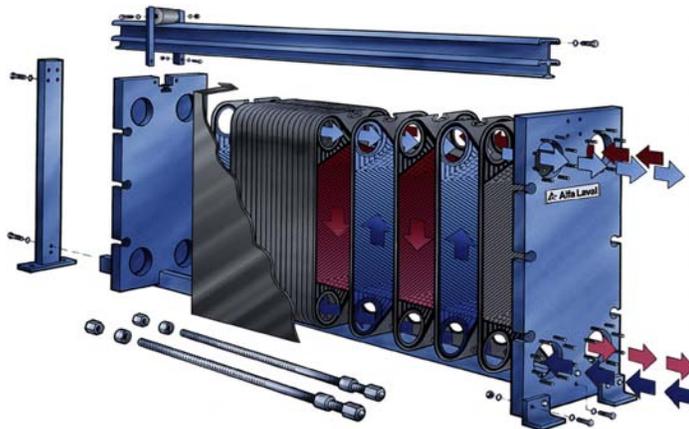


Figura 4.7.- Distribución de los fluidos en un intercambiador de calor de placa plana con flujo contracorriente [71].

En cada uno de los intercambiadores de placas, el fluido caliente y el fluido frío, (representados por el color rojo y azul, respectivamente, en la figura 4.7), intercambian calor a través

de las placas corrugadas. Cada dos placas se forma un canal de circulación. El caudal total del fluido se divide en partes iguales, por la cantidad de placas del intercambiador, y se vuelve a dividir por la cantidad de subcanales internos de cada placa. Esto provoca una eleva velocidad de circulación, formándose un flujo turbulento, que optimiza el intercambio de calor y disminuye el riesgo de incrustaciones.

4.1.2.1.-Condensador

El condensador es uno de los componentes principales de los sistemas de refrigeración. Es un intercambiador de calor de contacto indirecto, en el cual, el calor total rechazado por parte del refrigerante es eliminado mediante un medio de enfriamiento. Como resultado, el refrigerante gaseoso se enfría y se condensa, a la presión de condensación. El refrigerante líquido es a menudo subenfriado a una temperatura de hasta 8.3 °C, por debajo de la temperatura de saturación, a la presión de condensación, con la finalidad de conservar energía.

Basado en el medio de enfriamiento utilizado, los condensadores empleados en los sistemas de refrigeración se pueden clasificar en tres categorías: condensadores enfriados por aire, condensadores evaporativos y condensadores enfriados por agua.

En un condensador enfriado por agua, que es nuestro caso, el agua es el medio empleado para eliminar el calor de condensación del refrigerante, la cual proviene principalmente de la recirculación de una torre de enfriamiento, aunque también podría ser de un lago o un río [72]. En nuestro caso, es empleado un intercambiador de placas, con suministro de agua procedente del equipo auxiliar llamado enfriador.

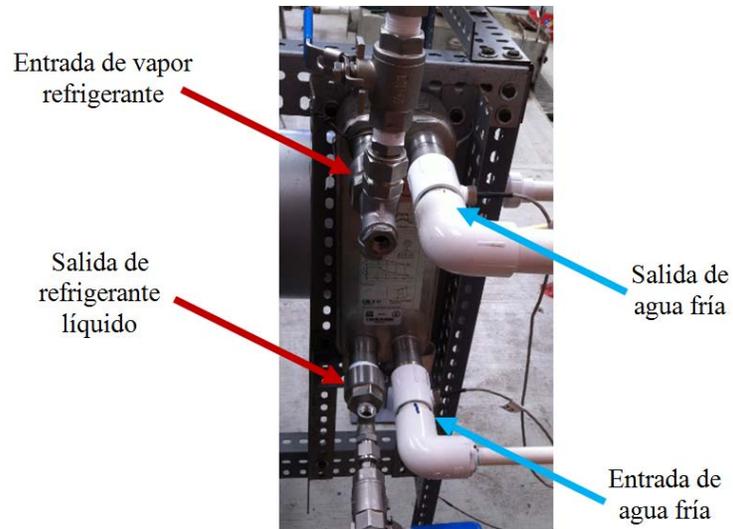


Figura 4.8.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el condensador.

En el condensador del sistema de refrigeración solar, la entrada del fluido caliente, vapor de refrigerante, es por la parte superior izquierda, mientras que su salida, como refrigerante en estado líquido, es por la parte inferior izquierda. La entrada del fluido refrigerante, agua, es por la parte inferior derecha y su salida es por la parte superior derecha (figura 4.8). Esta configuración es llamada flujo contracorriente, la cual se favorece aún más la transferencia de calor, que si las corrientes entraran en la misma dirección del flujo (flujo paralelo).

4.1.2.2.- Evaporador

El evaporador con el que cuenta el sistema de refrigeración es un intercambiador de calor de placas, que entra en la clasificación de evaporadores para enfriamiento de líquido. En éste, la entrada del fluido a refrigerar, en nuestro caso agua, es por la parte superior izquierda. Mientras que, la salida del agua fría, es por la parte inferior izquierda. Por otro lado, el refrigerante a baja presión y temperatura, como una mezcla de líquido-vapor, ingresa por la parte inferior derecha. Asimismo, su salida como vapor recalentado es por la parte superior derecha. Las disposición de flujos es en una configuración a contra flujo, tratando de maximizar el proceso de transferencia de calor. En la figura 4.9 se aprecia dicho componente marcado con las entradas y salidas de ambos fluidos.

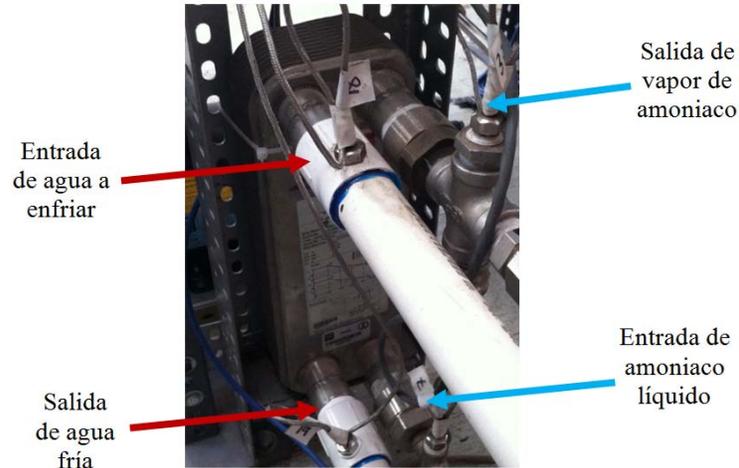


Figura 4.9.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el evaporador.

4.1.2.3.- Economizador

El economizador es otro de los componentes principales que integran al sistema de refrigeración. Su implementación es con la finalidad de reducir la temperatura con la cual ingresa la solución pobre en refrigerante hacia el absorbedor, a la vez que trata de maximizar la temperatura con la cual ingresa la solución rica en refrigerante hacia el generador; efectuando un intercambio mutuo de energía entre ambas corrientes. Por medio de las simulaciones teóricas realizadas, fue posible apreciar que la eficacia de este componente causa un gran impacto en el desempeño del sistema de refrigeración, sobre todo en la presión del absorbedor, por lo que su desempeño fue tomado muy en cuenta a la hora de evaluar el sistema de refrigeración solar.

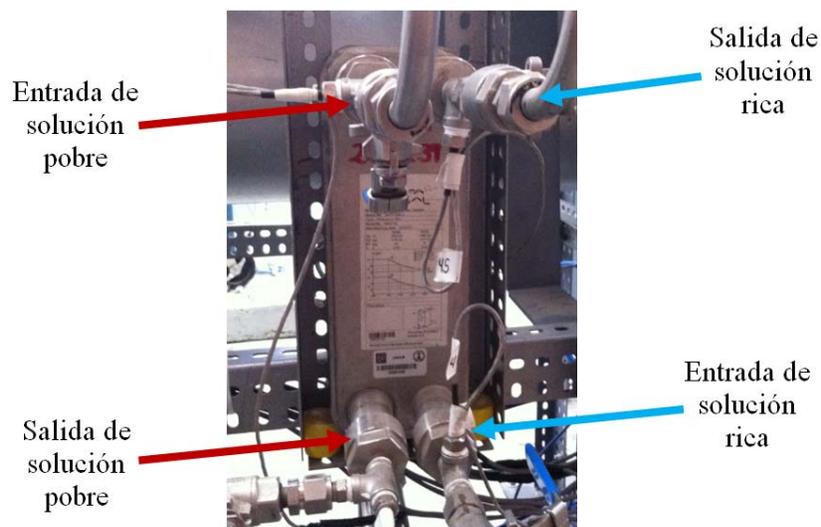


Figura 4.10.- Distribución de las entradas y salidas de los dos fluidos que maneja el economizador.

El intercambiador empleado para llevar a cabo esta tarea es de placa plana, compuesto por 21 placas, construido en acero inoxidable y soldado para evitar fugas; incrementándose la presión de operación, como se comentó en un principio. En este componente, la entrada del fluido caliente, o solución pobre en refrigerante procedente del generador, es por la parte superior izquierda. Mientras que su salida, como solución pobre a menor temperatura, es por la parte inferior izquierda. La entrada del fluido frío, el cual es solución rica en refrigerante procedente del absorbedor, es por la parte inferior derecha y su salida, como solución rica a mayor temperatura, es por la parte superior derecha (figura 4.10).

4.1.3.- Válvulas de estrangulación

Hay seis tipos básicos de válvulas para control de flujo de refrigerante: válvula de expansión manual, válvula de expansión automática, válvula de expansión termostática, tubo capilar, válvula de flotador de presión baja y válvula de flotador de presión alta [46].

El sistema de refrigeración estudiado posee tres válvulas de estrangulación de aguja, dos de ellas llamadas de expansión, que cumplen la función de fijar la zona de alta y baja presión en el sistema. La primera de ellas está montada a la entrada del evaporador, por donde circula el refrigerante líquido. Es de la marca Swagelok fabricada en acero inoxidable 316, unidireccional, con conexión macho a $\frac{1}{4}$ " NPT y mando micrométrico que asegura los ajuste repetitivos de caudal. Además, proporcionar lecturas precisas de $\frac{1}{25}$ de vuelta (Figura 4.11a). La segunda de ellas está ubicada a la salida del generador, por donde pasa la solución pobre que regresa hacia el absorbedor. Ésta es de la marca Vayremex, fabricada en acero inoxidable, unidireccional, con conexión roscada hembra/hembra de $\frac{1}{4}$ " NPT (figura 4.11b). La tercer válvula, llamada de regulación, está ubicada a la salida de la bomba y su función es regular la recirculación de solución que es devuelta hacia el absorbedor. Es de la marca Swagelok, unidireccional, fabricada en acero inoxidable 316, con conexiones a tubing de $\frac{1}{2}$ " y con mando redondo (figura 4.11c).

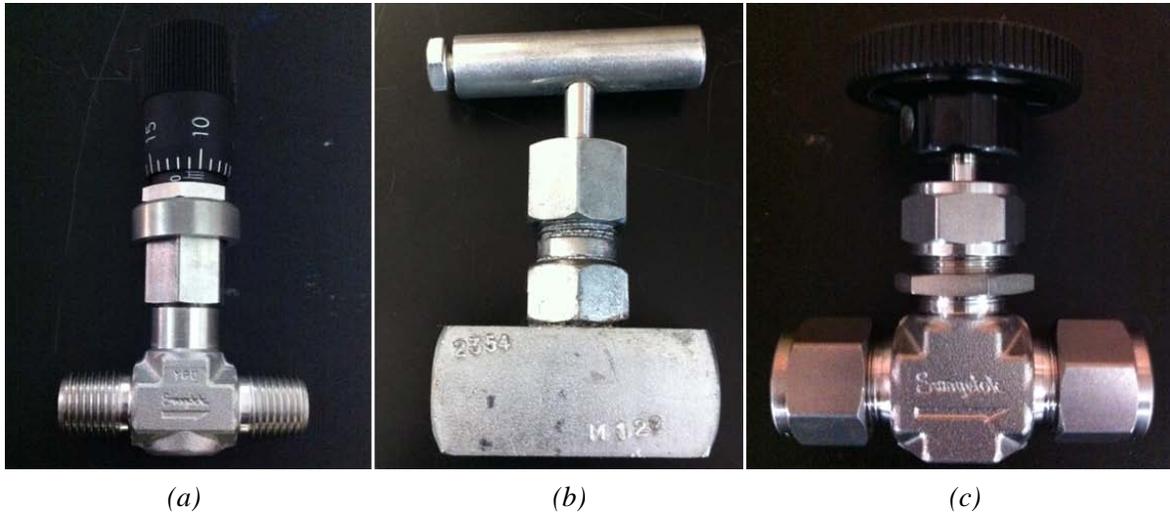


Figura 4.11.- Válvulas de estrangulación empleadas en el sistema de aire acondicionado solar.

Estas tres válvulas son del tipo válvula de estrangulación manual. En ellas, la razón de flujo líquido depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula y del grado de apertura, esta última siendo de ajuste manual. Si permanece constante el diferencial de presión a través de la válvula, la razón de flujo permanecerá siempre constante; independientemente de la presión que se tenga en el evaporador y de la carga en el evaporador.

La principal desventaja que presentan este tipo de válvulas de expansión manual, es que ésta no responde a los cambios de la carga del sistema y por lo tanto deben ser ajustadas manualmente cada vez que cambia la carga en el sistema, a fin de limitar o sobrealimentar al evaporador, dependiendo de si la carga aumenta o disminuye.

4.1.4.- Bomba

Debido a que el sistema de refrigeración solar es de tipo continuo, es necesario la implementación de una bomba la cual sea capaz de enviar la solución que abandona el absorbedor hasta el generador, venciendo el diferencial de presión que existe entre la zona de baja presión y alta presión. Para ello se cuenta con un bomba volumétrica rotativa de paletas de la marca Rotoflow, serie PO 70-400. La cual presenta fabricación del cuerpo y rotor en acero inoxidable AISI 303, con cámara de bombeo y paletas realizadas en grafito. El límite de flujo es de 1.1 a 25.7 litros por segundo a 1725 rpm, con una presión máxima de operación de 16 bar. Posee la característica de máxima temperatura de operación de 70 °C, con elastómeros fabricados en EPDM. Además, los conductos de succión y descarga son por conexiones de $\frac{3}{8}$ " NTP, con válvula de seguridad disponible en caso de sobre presión del sistema. Para el accionamiento de la bomba se cuenta con un motor eléctrico de la marca

Marathon de ½ HP y 1725 rpm, alimentado por 115 VAC y 60 Hz. El acoplamiento entre ambos componentes es por medio de un adaptador y un cople flexible. En la figura 4.12 se puede apreciar el acoplamiento motor/bomba.



Figura 4.12.- Acoplamiento motor/bomba.

4.1.5.- Estructura

La estructura metálica que soporta los diferentes componentes del sistema, está hecha de ángulo comercial ranurado, en acero al carbón calibre 12, con dimensiones de 60x35 mm. La selección de dicho material fue de acuerdo a las ventajas que presenta: buena resistencia al peso, maniobrable con facilidad, bajo costo y facilidad de formar estructuras sin necesidad de soldaduras.

Una vez seleccionado el material, el proceso de fabricación dio inicio con el armado de la base que soporta el absorbedor, con dimensiones de 760x615 mm, la cual está integrada por seis ángulos acoplados entre ellos. Esta base va soportada por cuatro travesaños, de 1100 mm longitud, los cuales dan la altura máxima a la estructura. El siguiente paso de fabricación fue la construcción de la base del generador, la cual está integrada por seis ángulos y posee dimensiones de 760x615 mm, que va montada sobre la parte superior de los cuatro travesaños.

Finalmente, se fabricaron y colocaron las bases que soportan a cada uno de los intercambiadores de calor (condensador, economizador y evaporador), las cuales tienen dimensiones de 160 mm de ancho por 625 mm de largo para el condensador y economizador, y de 160 mm de ancho por 480 mm de largo para el evaporador. La ubicación de dichas bases fue tomando en consideración que, al montar los intercambiadores, el trazado de las líneas que interconectan a los diferentes componentes del sistema de refrigeración fueran los más sencillo posible. Además, que la

salida de vapor, por parte del evaporador, quedara por debajo de la entrada de vapor hacia el absorbedor. La figura 4.13 es la representación gráfica del modelo de la estructura.

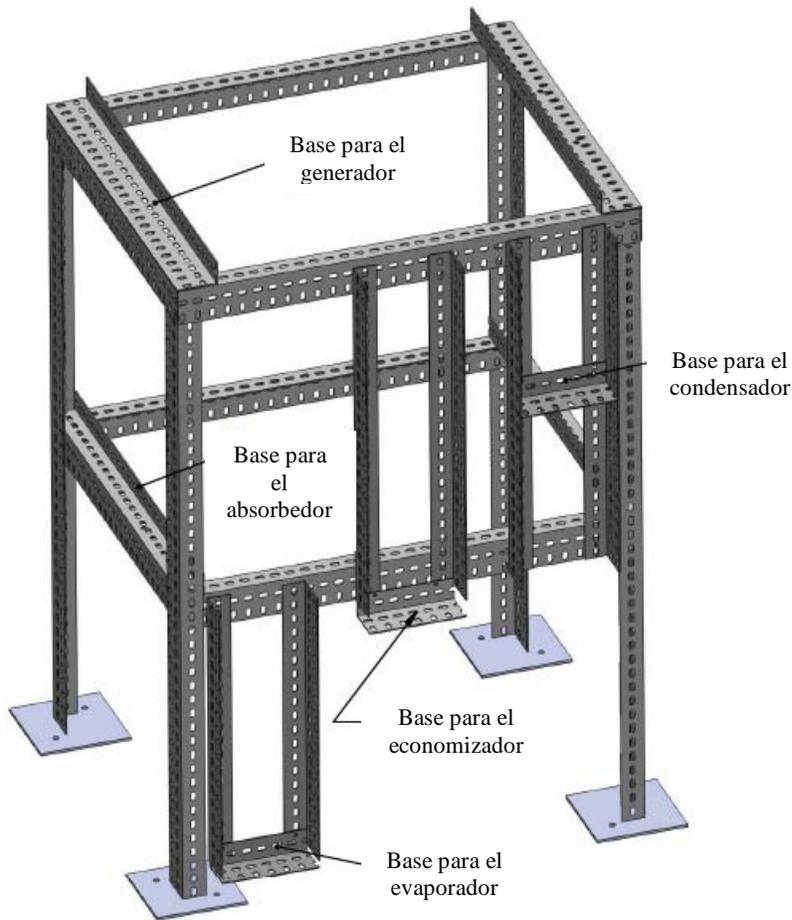


Figura 4.13.- Diseño de la estructura que soporta los diferentes componentes que integran el sistema de aire acondicionado solar.

La sujeción de cada una de las partes que conforma la estructura, fueron llevadas a cabo por medio de tornillos hexagonales de $\frac{1}{4}$ "x1" de longitud, con arandelas planas, de presión y tuerca; todos en acero al carbón. La sujeción de la estructura al piso es por medio de cuatro placas de acero al carbón de $\frac{1}{8}$ " de espesor, de 150x150 mm, barrenadas en dos esquinas, para ser fijadas al piso por medio de taquetes de expansión para tornillos de $\frac{3}{8}$ ".

4.1.6.- Conexiones

El hecho de trabajar con la mezcla amoniaco/nitrato de litio, restringe la selección del material necesario para lograr la interconexión entre cada uno de los componentes del sistema de refrigeración. Es por ello, que toda conexión tiene que ser libre de contener alguna aleación o elemento que reacciones con dicha mezcla. Por lo tanto, todos los materiales utilizados son libres de cobre o aleaciones que contenga cobre, ya que el amoniaco reacciona con dichos elementos corroyéndolos. Para lograr la interconexión entre los elementos del sistema de refrigeración se emplearon diferentes conectores, válvulas, tuberías de acero inoxidable (tubing), codos, tapones, entre otras conexiones, las cuales se enlistan en la tabla 4.3.

Tabla 4.3.- Diferentes conexiones utilizadas en la interconexión del sistema de refrigeración.

Cantidad	Material	Imagen	Cantidad	Material	Imagen
6	Niple hexagonal de 1/2" NPT en acero inoxidable		2	Unión de 1/2" NPT a tubing de 3/4" en acero inoxidable	
7	Válvula de globo de 1/2" NPT en acero inoxidable		8	Conector macho de 1/2" NPT a tubing de 3/4" en acero inoxidable	
17	Bushing de 1/2" x 1/4" NPT en acero inoxidable		2	Niple reductor hexagonal de 1/2"x1/4" en acero inoxidable	
1	Manómetro de 0 a 10 bar de acero inoxidable		1	Tapón de 1/2" en acero inoxidable	
1	Manómetro de 0 a 20 bar de acero inoxidable		1	Niple largo de 1/2"x3" en acero inoxidable	
1	Válvula de seguridad para 20 bares		1	Conector hembra de 1/2"x3/4"	
1	Válvula de seguridad para 10 bares		1	Tee de 1/2"x3/4"	
2	Niple reductor hexagonal de 1"x1/4" en acero inoxidable		1	Conector macho de 3/4"x3/4"	

Tabla 4.3.- Continuación.

Cantidad	Material	Imagen	Cantidad	Material	Imagen
2	Conector macho de 3/8" a tubing de 1/2" en acero inoxidable		1	Niple largo de 1/4"x5" en acero inoxidable	
1	Tee unión para tubing de 1/2" en acero inoxidable		3	Niple hexagonal de 1/4" NPT en acero inoxidable	
	Tubing de acero inoxidable de 1/2"			Tubing de acero inoxidable de 3/4"	
8	Tee de 1/4" en acero inoxidable		4	Cruz de 1/4" en acero inoxidable	
27	Conector macho de 1/4" NPT a tubing de 1/2"		4	Tapón de 1/4" en acero inoxidable	
13	Válvula de globo de 1/4" NPT en acero inoxidable		1	Tee de 1/2" en acero inoxidable	
4	Niple corto de 1/4"x2" en acero inoxidable		7	Unión de 1/4" NPT a tubing de 1/2" en acero inoxidable	
2	Niple reductor hexagonal de 1"x1/2" en acero inoxidable		2	Adaptador reductor hexagonal de 1"x1/2" en acero inoxidable	
5	Cruz de 1/2" en acero inoxidable		6	Adaptador reductor hexagonal de 1"x1/4" en acero inoxidable	

El motivo de utilizar tantas conexiones recae en el sentido de que al ser un equipo experimental el que se evalúa, se requiere de la colocación de un número considerable de sensores de medición, así como de tener facilidades para hacer modificaciones o corregir problemas durante la evaluación, en caso de ser necesario.

Para el trazado de las líneas que intercomunican al sistema de aire acondicionado solar, se simularon los principales componentes que integran al sistema y se planearon diferentes configuraciones, hasta llegar a la adecuada, por medio del software SolidWorks. Muestra de ello es la figura 4.14, que representa la idea original del diseño de la tubería, en función del acomodo de los diversos componentes que conforman el sistema de refrigeración solar.

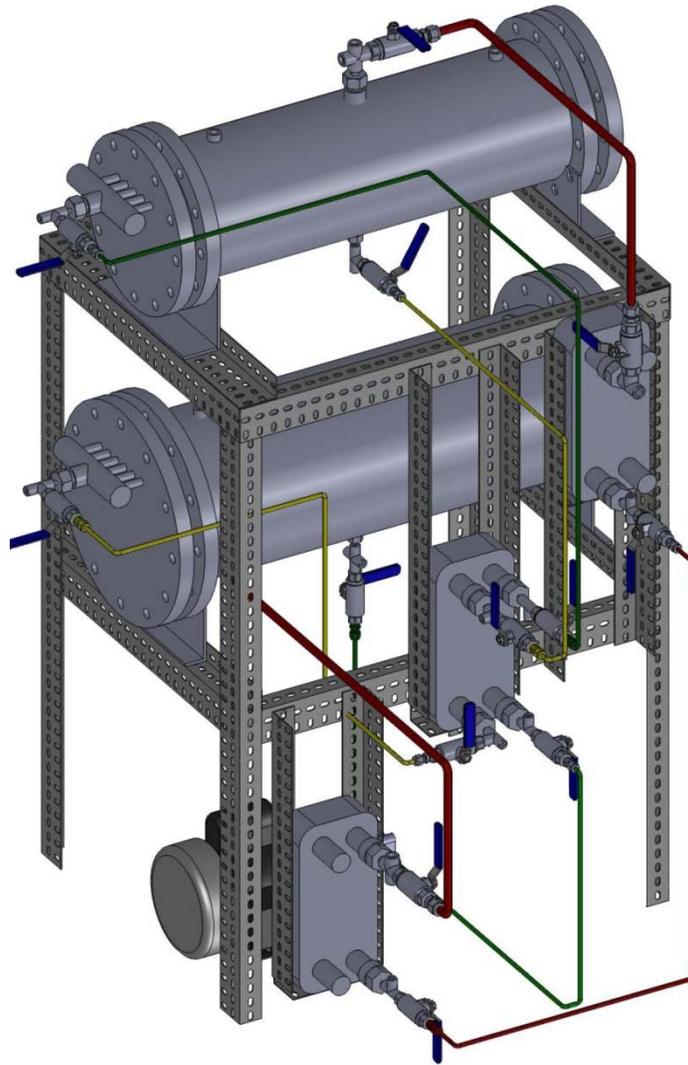


Figura 4.14.- Trazado de líneas propuesto para la interconexión de componentes.

En la figura 4.14, las líneas de color rojo representan el circuito de refrigerante, desde que sale en forma de vapor del generador, su paso como mezcla de líquido/vapor a través del evaporador, hasta llegar como vapor recalentado a la entrar al absorbedor. Las líneas de color verde imitan el circuito de solución rica en refrigerante, desde su salida del absorbedor, por la parte inferior, pasando por la bomba y el economizador, hasta su llegada al distribuidor de solución del generador. Por otro lado, las líneas de color amarillo simbolizan el circuito de solución pobre en refrigerante, desde su salida del generador por la parte inferior, su paso a través del economizador, hasta llegar al distribuidor de solución del absorbedor, donde se reinicia del nuevo el ciclo de refrigeración.

4.2.- Instrumentación y control

Los elementos necesarios para llevar a cabo la instrumentación y control se presentan en la tabla 4.4, mientras que la figura 4.15 muestra los cuatro tipos de sensores empleados.

Tabla 4.4.- Componentes que integran la instrumentación y control del sistema.

Cantidad	Descripción
24	Sensores de temperatura tipo RTD (PT1000) con conexión a proceso de ¼” NPT en acero inoxidable. Señal primaria resistencia y exactitud de ± 0.3 °C.
4	Sensores de presión tipo piezoeléctrico marca ASHCROFT, rango de medición de 0-34 bar, con conector a proceso de ¼” NPT en acero inoxidable. Señal primaria de 4-20 mA y exactitud ± 1 % de la medición.
4	Sensores de flujo volumétrico tipo propela (Flujómetros), con rango de medición de 0-20 kg/min, con conexión a proceso de 3/8” NPT, fabricados en teflón. Señal primaria pulsos por minuto y exactitud de ± 1 % de la medición
4	Sensores de flujo másico tipo Elite Coriolis, rango de medición de 0-20 kg/min, bridados para conexión a proceso de ½” NPT fabricados en acero inoxidable. Señal primaria flujo másico de 4-20 mA, señal secundaria densidad de 4-20 mA, con exactitud de 0.1 % en líquidos y 0.2 % en gases.
3	Fuentes de alimentación con señal de salida de 12 VCD a 1A, y entrada de 120 VCA.
3	Resistencias de 2.2 K Ω
4	Resistencias de 220 Ω
2	Tarjeta multifunción Agilent, modelo 34907A, de 22 canales.
1	Adquisidor de datos Agilent modelo 34972A.
1	Laptop.
1	No break marca Sola Micro SR 800.
–	Cable multimalla de 2 polos calibre 22, con blindaje.

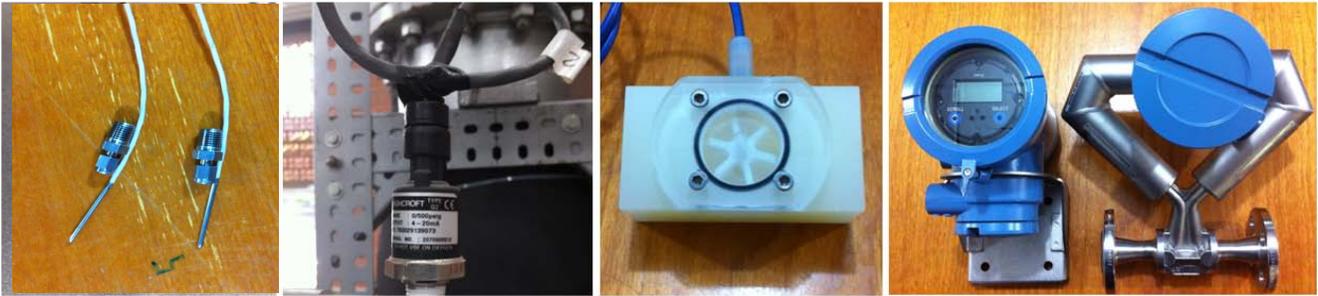


Figura 4.15.- Sensores empleados para la medición de datos. De izquierda a derecha, sensor de temperatura, sensor de presión, sensor de flujo volumétrico y sensor de flujo másico.

La figura 4.16 es una representación gráfica de la distribución y ubicación de cada uno de los sensores que conforman el sistema de aire acondicionado solar. Los sensores de temperatura esta designados con la letra “T”, los sensores de presión con la letra “P”, los sensores de flujo volumétrico (flujómetros) con la letra “F” y los sensores tipo Coriolis con la letra “C”. Cada uno está acompañado con un número para facilitar su ubicación e identificación.

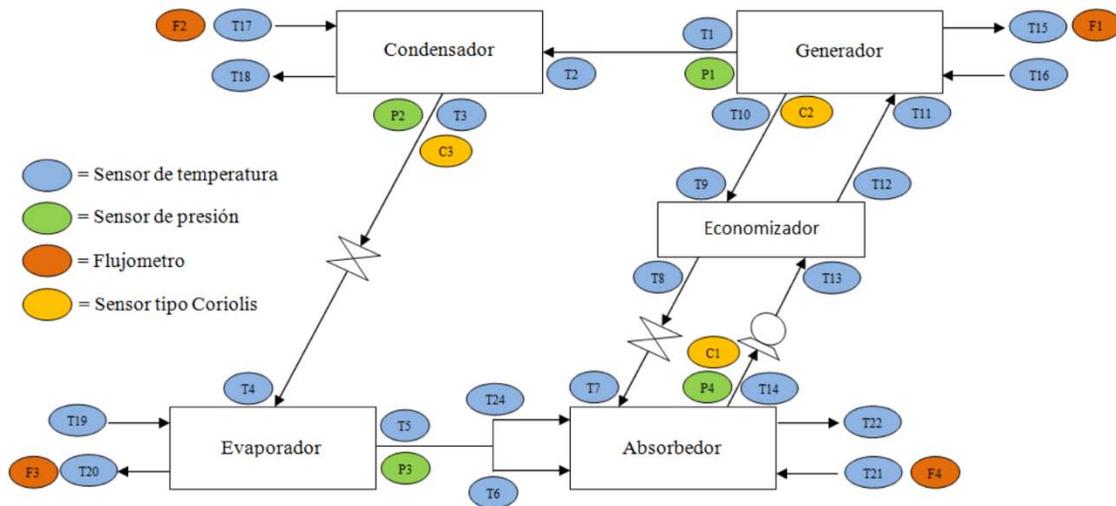


Figura 4.16.- Distribución de los diferentes sensores en el sistema de refrigeración.

Cada sensor de temperatura, presión y flujo, fue llevado a través de un proceso de calibración. En el cual, el objetivo es buscar la comparación de un estándar de medición con un estándar de mayor exactitud (patrón), para detectar y cuantificar imprecisiones; y con ello reportarlas o eliminarlas mediante un ajuste [73].

El procedimiento y los materiales necesarios para llevar a cabo la calibración, en cada uno de los sensores, se describe a continuación.

4.2.1.- Sensores de temperatura

Los materiales necesarios para llevar a cabo la calibración de los sensores de temperatura fueron: laptop, adquisidor de datos, tarjeta multifunción, calibrador de temperatura automático y sensores a calibrar. Por otro lado, el procedimiento que se siguió para llevar a cabo la calibración consistió en etiquetar cada uno de los sensores, conseguir el calibrador de temperatura automático JOFRA PTC-155, el cual posee un rango de temperatura de calibración desde $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $155\text{ }^{\circ}\text{C}$, hacer la interconexión entre tarjeta de adquisición de datos y los sensores, elaborar el programa de adquisición de datos y posteriormente calcular la ecuación característica de cada sensor a partir de los datos recabados (figura 4.17).



Figura 4.17.- Componentes necesarios para la calibración de los sensores de temperatura.

El calibrador JOFRA solo tiene accesos para calibrar 7 sensores a la vez, por lo que la calibración total de todos los sensores de temperatura se tuvo que hacer en partes. El tiempo de calibración aproximado de cada conjunto de sensores fue de una hora, aplicando un rango de calibración desde los $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la finalidad de cubrir todo el espectro de temperaturas a las cuales opera el sistema de refrigeración. Para cada paso de temperatura se tomaron 30 mediciones con cada sensor, con intervalos de cinco segundos entre mediciones, posteriormente se

obtuvo el promedio de todas ellas y se construyó una tabla con los datos obtenidos (tabla 4.5). El valor registrado por cada sensor de temperatura es en Ohms y en °C para el sensor patrón.

Tabla 4.5.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores de temperatura.

Prueba [°C]	Patrón [°C]	RTD1 [Ohms]	RTD2 [Ohms]	RTD3 [Ohms]	RTD4 [Ohms]
-10	-10	969.5	969.8	968.6	969.5
0	0	1005.5	1005.7	1004.9	1005.5
20	20	1078.9	1078.9	1078.8	1078.9
40	40	1153.1	1152.9	1153.4	1153.2
60	60	1227.5	1227.0	1228.2	1227.7
80	80	1301.9	1301.0	1302.7	1302.2
100	100	1376.3	1374.8	1376.9	1376.5
120	120	1450.3	1447.7	1450.5	1450.4

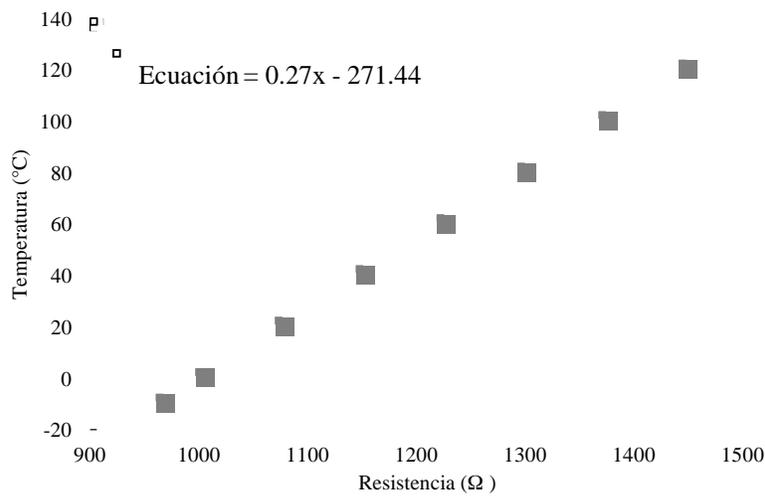


Figura 4.18.- Temperatura en función de la resistencia para el sensor de temperatura número uno, con su ecuación característica.

Una vez obtenidos todos los datos, se graficó el valor de la resistencia de cada RTD contra el valor registrado por el sensor patrón, se realizó una regresión lineal y se obtuvo la ecuación característica para cada uno de ellos. Ejemplo de ello es la figura 4.18 para el RTD1 (sensor T₁).

Los sensores de temperatura poseen tres hilos (cables), uno de color blanco y dos de color rojo, a través de los cuales transmiten su señal de medición al sistema de adquisición de datos. La conexión de cada sensor hacia la tarjeta adquisidora es indistinta, solo se debe de tomar uno de los

dos hilos de color rojo y el hilo de color blanco, e introducirlos a uno de los 20 primeros canales de medición.

4.2.2.- Sensores de presión

Para llevar a cabo la calibración de los sensores de presión fue necesario contar con los siguientes materiales: laptop, adquisidor de datos, una tarjeta multifunción, una fuente de alimentación de 12V, cuatro resistencias de 220 Ω , un tanque con nitrógeno con sus respectivas conexiones y el banco de calibración donde se montaron los sensores (figura 4.19).



Figura 4.19.- Banco de calibración con los sensores montados, junto con el tanque de nitrógeno y adquisidor de datos.

El proceso de calibración dio inicio con el etiquetado de cada sensor, para posteriormente montarlos en el banco de calibración, conectar el tanque de nitrógeno y hacer las respectivas conexiones eléctricas con el adquisidor de datos. Los rangos de presión manométrica a los cuales están calibrados los sensores fueron desde 0 bar hasta 20 bar, en pasos de 1 bar, teniendo en consideración que la presión de trabajo del sistema es de aproximadamente 4 bar para la parte de baja presión, en el evaporador, y de 15 bar para la parte de alta presión, en el generador. La calibración consistió en ir inyectando nitrógeno al banco de calibración hasta llegar a la presión deseada, la cual era registrada por el sensor patrón que posee el banco de calibración, para posteriormente iniciar la adquisición de datos. Para cada paso de presión se tomaron 21 mediciones con cada sensor,

posteriormente se obtuvo el promedio de estas y se construyó una tabla con los datos obtenidos (tabla 4.6). El valor registrado por cada sensor de presión es en mili Amperes y en bar para el sensor patrón de calibración.

Tabla 4.6.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores.

Prueba [bar]	Patrón [bar]	P ₁ [mA]	P ₂ [mA]	P ₃ [mA]	P ₄ [mA]
0	0.0000	0.8647	0.8678	0.8683	0.8654
1	1.0342	0.9684	0.9705	0.9713	0.9686
2	1.9961	1.0647	1.0657	1.0670	1.0645
3	3.0268	1.1679	1.1679	1.1671	1.1673
4	4.0049	1.2661	1.2651	1.2647	1.2650
5	5.0883	1.3744	1.3725	1.3722	1.3731
6	6.0570	1.4714	1.4686	1.4684	1.4698
7	7.1016	1.5759	1.5723	1.5723	1.5741
8	8.0887	1.6746	1.6703	1.6705	1.6728
9	9.0488	1.7707	1.7659	1.7661	1.7689
10	10.0636	1.8725	1.8670	1.8673	1.8706
11	10.9608	1.9625	1.9565	1.9606	1.9607
12	12.0714	2.0745	2.0678	2.0725	2.0727
13	13.0039	2.1698	2.1623	2.1685	2.1680
14	14.0062	2.2699	2.2621	2.2687	2.2684
15	15.0765	2.3773	2.3691	2.3761	2.3761
16	16.0609	2.4759	2.4672	2.4746	2.4748
17	17.0556	2.5753	2.5666	2.5742	2.5747
18	18.0305	2.6728	2.6636	2.6716	2.6725
19	19.0241	2.7721	2.7629	2.7711	2.7723
20	20.0251	2.8725	2.8630	2.8740	2.8731

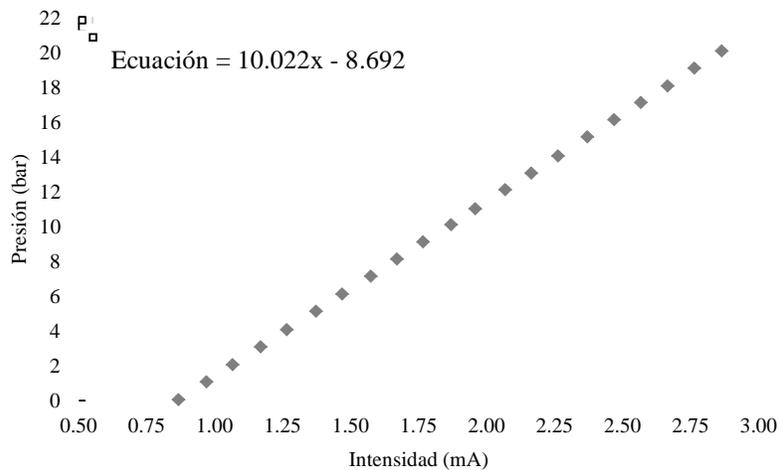


Figura 4.20.- Presión en función de la intensidad de corriente para el sensor de presión número dos, con su ecuación característica.

Con los datos obtenidos de la tabla 4.6, se graficó el valor de la intensidad contra el valor del sensor patrón registrado, para cada sensor de presión. Posteriormente se realizó una regresión lineal, con la cual se obtuvo la ecuación característica de cada sensor de presión (figura 4.20).

El diagrama eléctrico de interconexión entre cada uno de los sensores de presión y el sistema de adquisición de datos se muestra en la figura 4.21.

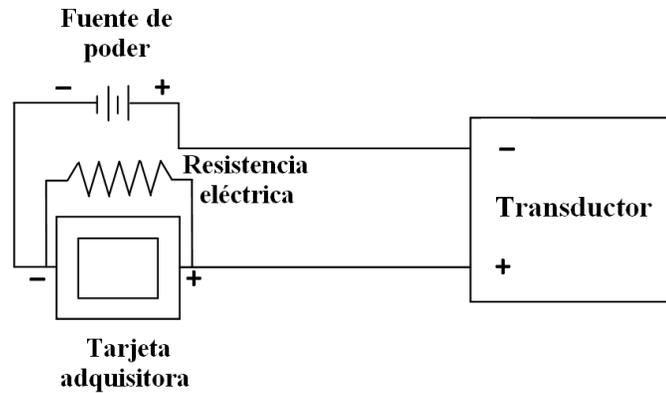


Figura 4.21.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de presión.

4.2.3.- Sensores de flujo

Para la calibración de los sensores de flujo fue necesario disponer de los siguientes materiales: laptop, adquirente de datos, una tarjeta multifunción, dos fuentes de alimentación de 12V, cuatro resistencias de 2.2 k Ω , un depósito contenedor de agua, tubería y conexiones de $\frac{3}{8}$ " en PVC (necesario para armar el circuito de circulación de agua), manguera tipo jardín de $\frac{1}{2}$ ", una bomba para forzar el paso del fluido a través de los flujómetros, un patrón de medición y agua como fluido de trabajo.

El primer paso fue etiquetar cada sensor y posteriormente formar el circuito de flujo de agua junto con los sensores (figura 4.22), teniendo en cuenta que el fabricante especifica que deben existir 15 diámetros de longitud a la entrada del sensor y 10 diámetros de longitud a la salida del sensor, con respecto al diámetro de conexión a proceso del sensor ($\frac{3}{8}$ ", para este caso), con la finalidad de que el fluido se pueda desarrollar correctamente; y así poder tener una medición certera. Finalmente, se hicieron las respectivas conexiones eléctricas para la adquisición de datos y se dio inicio al proceso de calibración.



Figura 4.22.- Circuito de medición empleado para la calibración de los sensores de flujo volumétrico.

El rango de flujo para el cual se calibraron los sensores fue de 2 kg/min hasta los 13 kg/min, en pasos de 1 kg/min. La calibración consistió en hacer circular agua a través del circuito hasta llegar al flujo deseado, el cual era registrado por el sensor patrón, y a partir de ahí hacer las mediciones necesarias. Para cada paso de flujo se tomaron 21 mediciones con cada sensor, posteriormente se obtuvo el promedio de éstas y se construyó una tabla con los datos obtenidos (tabla 4.7). El valor registrado por cada sensor de flujo volumétrico fue en pulsos por minuto (Hz) y kg/min para el patrón de calibración.

Tabla 4.7.- Valores registrados a partir de los promedios obtenidos de las mediciones de los sensores de flujo.

Prueba [kg/min]	Patrón [kg/min]	F ₂ [Hz]	F ₃ [Hz]	F ₄ [Hz]
2	1.9722	10.6885	10.5417	10.5481
3	2.9919	17.1913	16.8787	17.0641
4	3.9816	23.4833	23.1261	23.1702
5	4.9668	32.3111	31.4272	32.2545
6	5.9679	36.1239	35.4128	35.6682
7	7.0822	43.2513	42.3091	42.6168
8	8.0665	49.6741	48.5485	48.7342
9	9.0078	55.6294	54.5258	54.8212
10	9.9745	62.0157	60.6909	60.8702
11	10.9953	68.5878	67.0052	67.4752
12	11.9731	75.0224	73.2519	73.4681
13	13.1721	82.9944	81.1697	81.5439

Con los datos de la tabla 4.7, se graficó el valor registrado por cada sensor de flujo (Hz) contra el valor de patrón registrado (kg/min), se realizó una regresión lineal y se obtuvo la ecuación característica de cada sensor de flujo. Ejemplo de ello es la figura 4.23, que representa el sensor numero dos (F₂).

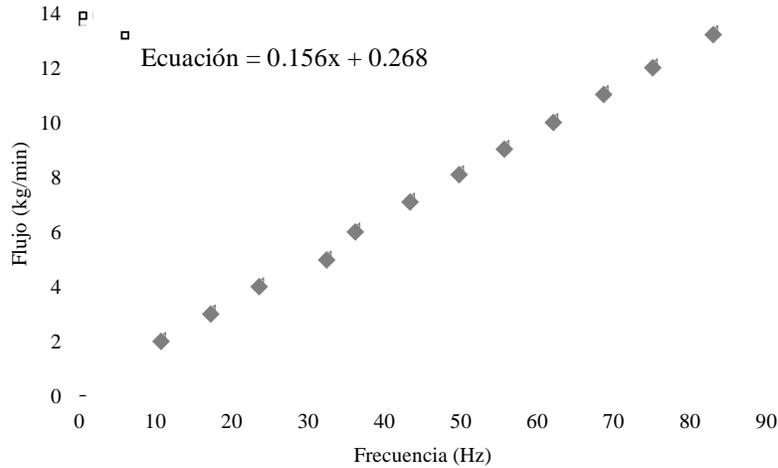


Figura 4.23.- Flujo másico en función de la frecuencia para el sensor de flujo número dos, con su ecuación característica.

El diagrama eléctrico de interconexión entre cada uno de los sensores de flujo volumétrico y el sistema de adquisición de datos se muestra en la figura 4.24.

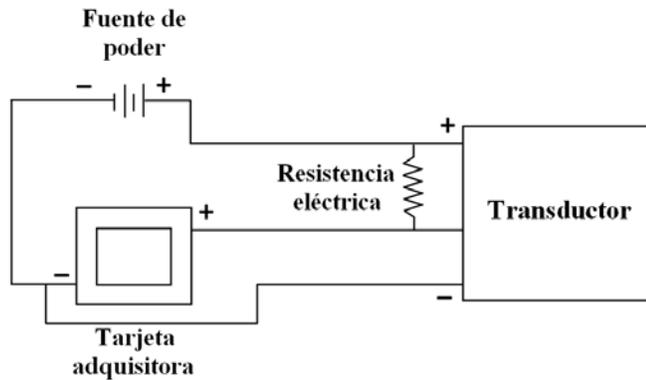


Figura 4.24.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo volumétrico.

4.2.4.- Sensores tipo Coriolis

Estos sensores vienen calibrados de fábrica y solo se ajustan al rango de medición que se desea. Para el Coriolis número uno, dos y cuatro, el rango de medición fue de 0 a 20 kg/min. Mientras que, para el Coriolis número tres, el rango de medición fue de 0 a 0.5 kg/min. Su ecuación característica se

obtuvo al simular un paso de corriente interna, que fue desde los 4 mA hasta los 20 mA, en pasos de 8 mA. Para 4 mA el flujo que se asignó fue de 0 kg/min, para 12 mA fue 10 kg/min o 0.25 kg/min, según sea el rango de medición que tenga cada Coriolis y para 20 mA fue de 20 kg/min o 0.5 kg/min, dependiendo de nuevo del rango de medición asignado a cada sensor. Con los datos asignados para cada flujo, y la señal registrada por cada uno de los Coriolis, se formó una tabla de datos, que posteriormente se graficó para obtener su ecuación característica. Ejemplo de ello es la tabla 4.8 y la figura 4.25, que corresponden al Coriolis número tres (C₃).

Tabla 4.8.- Datos de la simulación interna del Coriolis tres.

Flujo (kg/min)	Intensidad (mA)
0	4.0043
0.25	12.0015
0.5	19.9527

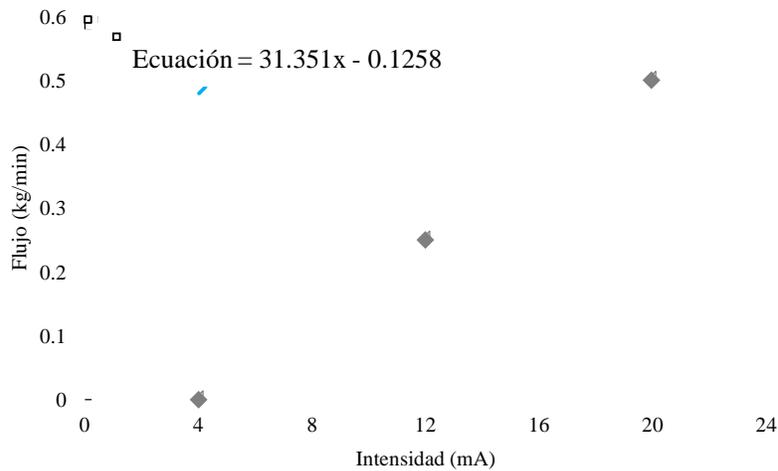


Figura 4.25.- Flujo másico en función de la intensidad para el sensor tipo Coriolis número tres, con su ecuación característica.

El diagrama eléctrico de interconexión entre cada uno de los sensores de flujo másico y el sistema de adquisición de datos se muestra en la figura 4.26.

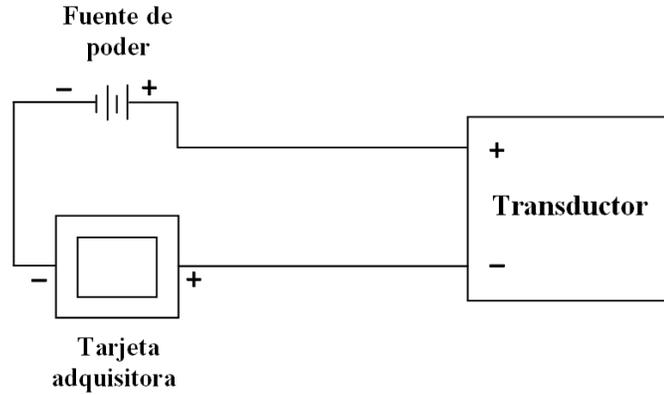


Figura 4.26.-Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo másico tipo Coriolis.

El registro de todas las ecuaciones característica, de cada uno de los sensores calibrados, se muestra en la tabla 4.9, junto con la posición en la cual se encuentra ubicado.

Tabla 4.9.- Ecuaciones características para cada sensores de medición empleado en el sistema de refrigeración solar.

Sensor	Ubicación/Fluido	Ecuación
T ₁	Salida generador/Vapor de NH ₃	T = 0.2700x - 271.44
T ₂	Entrada condensador/Vapor de NH ₃	T = 0.2714x - 273.01
T ₃	Salida condensador/Líquido de NH ₃	T = 0.2692x - 270.59
T ₄	Entrada evaporador/Líquido de NH ₃	T = 0.2698x - 271.28
T ₅	Salida evaporador/Vapor de NH ₃	T = 0.2704x - 271.96
T ₆	Entrada absorbedor/Vapor de NH ₃	T = 0.2706x - 272.16
T ₇	Entrada absorbedor/Solución pobre en NH ₃	T = 0.2726x - 274.30
T ₈	Salida economizador/Solución pobre en NH ₃	T = 0.2695x - 271.09
T ₉	Entrada economizador/Solución pobre en NH ₃	T = 0.2689x - 270.48
T ₁₀	Salida generador/Solución pobre en NH ₃	T = 0.2682x - 269.51
T ₁₁	Entrada generador/ Solución rica en NH ₃	T = 0.2682x - 269.55
T ₁₂	Salida economizador/Solución rica en NH ₃	T = 0.2743x - 276.42
T ₁₃	Entrada economizador/ Solución rica en NH ₃	T = 0.2743x - 276.42
T ₁₄	Salida absorbedor/Solución rica en NH ₃	T = 0.2687x - 270.13
T ₁₅	Salida generador/Agua tibia	T = 0.2672x - 268.45
T ₁₆	Entrada generador/Agua caliente	T = 0.2656x - 266.56
T ₁₇	Entrada condensador/Agua del enfriador	T = 0.2673x - 268.58
T ₁₈	Salida condensador/Agua hacia el enfriador	T = 0.2700x - 271.63

Capítulo IV: Descripción del equipo

T ₁₉	Entrada evaporador/Agua a enfriar	$T = 0.2696x - 271.22$
T ₂₀	Salida evaporador/Agua fría	$T = 0.2716x - 273.37$
T ₂₁	Entrada absorbedor/Agua del enfriador	$T = 0.2740x - 276.04$
T ₂₂	Salida absorbedor/Agua hacia el enfriador	$T = 0.2715x - 273.39$
T ₂₃	Temperatura ambiente	$T = 0.2664x - 267.63$
T ₂₄	Entrada absorbedor/Vapor de NH ₃	$T = 0.2704x - 272.05$
P ₁	Salida generador/Vapor de NH ₃	$P = 9.969x - 8.614$
P ₂	Salida condensador/Líquido de NH ₃	$P = 10.032x - 8.685$
P ₃	Salida evaporador/Vapor de NH ₃	$P = 9.977x - 8.615$
P ₄	Salida absorbedor/Solución rica en NH ₃	$P = 9.969x - 8.604$
F ₁	Salida generador/Agua tibia	$F = 0.157x + 0.349$
F ₂	Entrada condensador/Agua del enfriador	$F = 0.156x + 0.268$
F ₃	Salida evaporador/Agua fría	$F = 0.160x + 0.252$
F ₄	Entrada absorbedor/Agua del enfriador	$F = 0.159x + 0.227$
C ₁	Salida absorbedor/Solución rica en NH ₃	$C = 626.11x - 5.003$
C ₂	Salida generador/Solución pobre en NH ₃	$C = 700.99x - 2.809$
C ₃	Salida condensador/Líquido de NH ₃	$C = 31.351x - 0.1258$
C ₄	Recirculación absorbedor/Solución rica en NH ₃	$C = 626.09x - 2.5024$

Una vez instalados todos los sensores, la señal que emite cada uno de éstos fue recogida por medio de las dos tarjetas multifunción. Cada tarjeta posee 22 canales, de los cuales, los 20 primeros sirven para medir voltaje o resistencia, y los dos últimos corriente.

En la tarjeta número uno, en los canales del uno al nueve, están conectados todos los sensores de temperatura de flujo externo (T₁₅ - T₂₃, respectivamente), mientras que en los canales 10, 12, 14 y 16 están los cuatro flujómetros (F₁ - F₄, respectivamente), por último en los canales 21 y 22 se encuentran conectados los sensores tipo Coriolis dos y tres (C₂ y C₃, respectivamente). La Figura 4.27 muestra la tarjeta número uno con todos los sensores conectados en su correspondiente canal.

En la tarjeta número dos, en los canales del 1 hasta el 14, permanecen conectados todos los sensores de flujo interno (T₁ - T₁₄, respectivamente), los canales del 15 al 18 se emplearon para conectar los cuatro sensores de presión (P₁ - P₄, en orden ascendente) y por último, en el canal 21 y 22 está conectado el sensor tipo Coriolis número uno y cuatro (C₁ y C₄, respectivamente), figura 4.28.



Figura 4.27.- Tarjeta multifunción Agilent 34907A número uno, con los sensores conectados.



Figura 4.28.- Tarjeta multifunción Agilent 34907A número dos, con los sensores conectados.

Ambas tarjetas van montadas sobre el adquisidor de datos (figura 4.29), el cual es el medio de comunicación entre la computadora y las señales provenientes de las mediciones de los distintos sensores.



Figura 4.29.- Adquisidor de datos marca Agilent modelo 34972A.

Para poder que cada señal sea registrada por la computadora, fue necesario crear un programa de adquisición de datos, el cual está basado en el software Agilent Vee Pro 9.3. El cual, aparte de

registrar las mediciones hechas, sirve para monitorear en tiempo real el funcionamiento del sistema de refrigeración (figura 4.30).

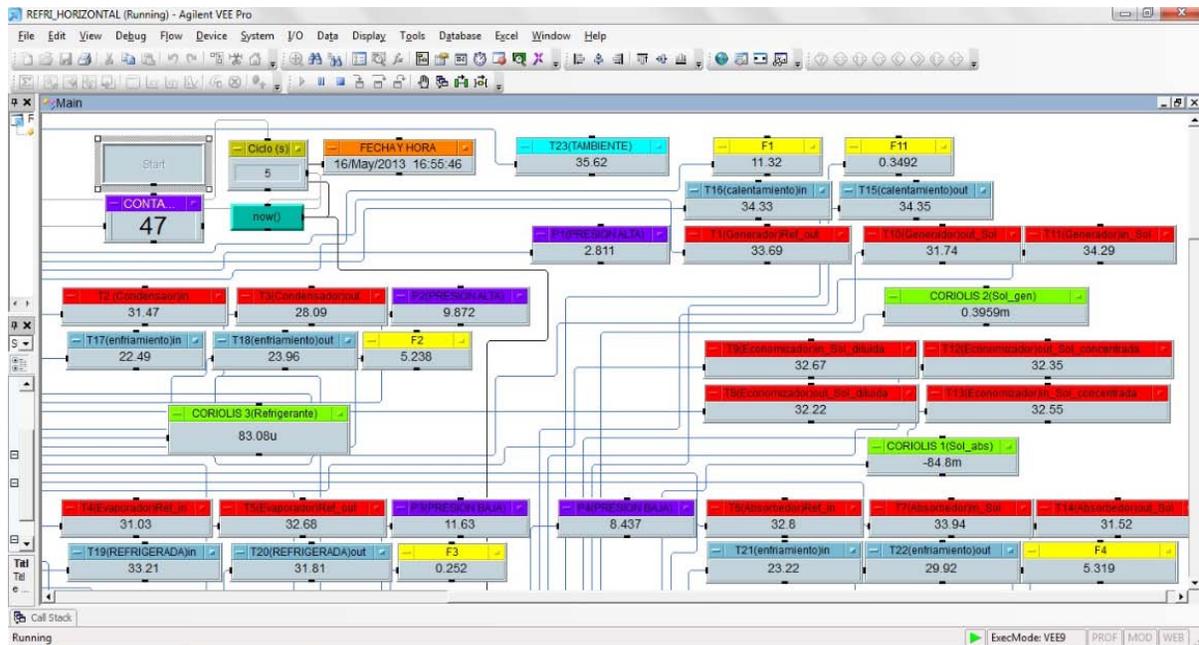


Figura 4.30.-Programa de adquisición de datos creado en la plataforma Agilent Vee Pro 9.3.

Con la medición de cada uno de los sensores, el programa va generando un archivo de datos, el cual es un ejecutable por medio de Excel, donde guarda el registro de cada sensor, así como el número de mediciones, fecha y hora.

4.3.- Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares son el conjunto de equipos que apoyan la realización del proceso de enfriamiento y hacen posible que el sistema opere adecuadamente. Estos equipos de gran importancia son: el sistema de calentamiento de agua para la generación de vapor refrigerante, el depósito de agua a enfriar, así como el enfriador empleado para retirar el calor del absorbedor y el condensador.

El enfriador es de la marca Transfer Marker, serie MCHA, el cual tiene una capacidad nominal de 17.6 kW. Bajo condiciones normales de operación, entrega agua de salida a una temperatura de entre 4 °C y 7 °C, con un suministro de agua de entrada a 10 °C, para un gasto de 600 l/h por cada 3.5 kW; con temperaturas ambientales que van desde los 0 hasta los 40 °C. El compresor que utiliza dicho componente emplea el refrigerante R-22 y necesita de un suministro eléctrico de 220V/3F/60 Hz para su operación.



Figura 4.31.- Sistema de enfriamiento auxiliar compuesto por el enfriador y tanque de depósito.

Aunque el sistema es adecuado de acuerdo a las necesidades de la experimentación, al ponerlo a prueba fue posible percatarse que éste accionaba y detenía su operación de una manera muy variable, lo cual se llegó a la conclusión de que era ocasionado debido a la baja capacidad del depósito de agua. Por lo tanto, con la finalidad de no tener estas variaciones dentro de las pruebas experimentales, se tomó la decisión de sustituir dicho depósito por uno externo de mayor capacidad. Así, el depósito seleccionado fue de 450 litros de capacidad.

Una vez realizadas las modificaciones, se percató que efectivamente la operación del enfriador ya no era tan intermitente, y con ello las temperaturas de salida del agua fría no presentaban mayores variaciones. Para que el nuevo conjunto lograra operar en acorde, fue necesario instalar una bomba centrífuga de $\frac{3}{4}$ HP, ya que al sustituir el depósito interno del enfriador se puso fuera de circulación la bomba que este manejaba.

Todos estos nuevos aditamentos se pueden ver en la figura 4.31. En ésta, además, se logra apreciar un sistema de disipación de calor de 15 kW (debajo del depósito de 450 litros), el cual se tenía planeado usar para retirar parte del calor del agua proveniente del sistema a evaluar, cuando este lo requiriera. Para tratar de evitar ganancias de calor, el nuevo depósito del enfriador fue recubierto con aislamiento térmico de espuma elastomérica (Armaflex); principalmente cuando se tuvieran temperaturas por debajo de la ambiente.

Las líneas de comunicación entre el sistema de aire acondicionado solar y el enfriador fueron hechas a partir de tubería de PVC de 1" y $\frac{3}{8}$ " de diámetro, con válvulas de compuerta de 1" de diámetro fabricadas en bronce, con las cuales se regulaba el flujo deseado hacia el condensador y absorbedor.



Figura 4.32.- Control de la resistencia eléctrica y bomba vertical presentes en el sistema de calentamiento auxiliar.

El sistema de calentamiento de agua, el cual es circuito cerrado, es de la marca Hubbell, modelo V624R-XX. Consta de una resistencia eléctrica de 24 kW alimentada a 208V/3F/60Hz la cual está inmersa en un tanque con una capacidad de 22.7 litros (6 galones). Para enviar el agua hasta el sistema de aire acondicionado solar, posee una bomba vertical de la marca Grundfos de 1 HP, de frecuencia variable, capaz de entregar un gasto máximo de 25 litros por minuto a una presión de 6 bar.

El accionamiento de la resistencia eléctrica fue por medio de un controlador electrónico, el cual posee una precisión de ± 0.5 °C, con respecto a la temperatura seleccionada; beneficiando la estabilidad de la temperatura del agua que era enviada al sistema (figura 4.32). Además, dicho sistema cuenta con un tanque de almacenamiento de 700 litros, al cual llega el agua que retorna del generador. Este tanque está cubierto con aislante térmico que disminuye las pérdidas de temperatura, así como con una capa de lamina metalizada, facilitando que la resistencia eléctrica logre su objetivo de incremento de temperatura de una manera más rápida (figura 4.33).



Figura 4.33.- Tanque de almacenamiento de 700 litros acoplado al sistema de calentamiento auxiliar.

Para evitar la evaporación del agua durante el proceso de calentamiento y transporte, en el sistema de calentamiento, ésta está mezclada con etilenglicol en una relación 80:20; además de mantenerse presurizada. Las líneas de distribución del agua caliente son de cobre de $\frac{1}{2}$ " de diámetro, con válvulas de globo y válvulas de compuerta de $\frac{1}{2}$ " de diámetro, fabricadas en bronce; con las que se obstruye y regula el flujo, respectivamente.



Figura 4.34.- Tanque de almacenamiento de agua a enfriar, con tres resistencias eléctricas y bomba.

El depósito que suministra el agua a enfriar durante el proceso, lo componen una bomba y un depósito de la marca Rotoplas, el cual es su interior posee tres resistencias eléctrica; que son empleadas para mantener con cierta carga térmica el depósito de agua a enfriar, cuando este lo requiere. En la figura 4.34 se aprecian los componentes antes dichos.

La interconexión con el sistema de aire acondicionado solar es por medio de tubería de PVC de $\frac{3}{8}$ " y 1" de diámetro, dos mangueras Coflex con conexiones de $\frac{3}{4}$ " a NPT, dos válvulas de globo de PVC de 1" de diámetro y una válvula de compuerta de 1" de diámetro, fabricada en bronce.

4.4.-Prueba de hermeticidad

Una vez que el sistema estuvo armado en su totalidad, con todos los sensores, líneas, conexiones y demás componentes, se procedió a llevar a cabo la prueba de hermeticidad, con la finalidad de verificar que no existieran fugas en los componentes y conexiones. El primer paso fue abrir todas las válvulas del sistema, de tal manera que todo estuviera interconectado. Una vez hecho esto, se introdujo agua al sistema por medio del generador, hasta que todo el sistema se llenó. Posteriormente, se inyectó nitrógeno por la parte superior del generador, y se elevó la presión lentamente dentro de todo el sistema. Una vez que el absorbedor llegó a la presión manométrica de 10 bar, se aisló, cerrando las válvulas que lo comunican con los demás componentes. Para el generador y los componentes restantes del sistema, se siguió inyectando nitrógeno hasta que el manómetro registró una presión manométrica cercana a los 20 bar, e inmediatamente después se procedió a cerrar la válvula por la cual se inyectaba el nitrógeno, aislando el sistema del exterior y dejándolo presurizado (figura 4.35).



Figura 4.35.- Sistema presurizado a 10 bar en el absorbedor y 20 bar en el resto del sistema de aire acondicionado solar.

La presión de 10 bar a la cual es sometido el absorbedor, es tomando en consideración que este componente se espera que trabaje a una presión de entre 2 bar y 5 bar, como máximo. Mientras que, el generador, al operar por encima de los 10 bar de presión, se dejó a 20 bar para tener una mayor seguridad de su hermeticidad.

La prueba de hermeticidad concluyó pasadas 48 horas, dentro de las cuales la caída de presión fue mínima, o nula, y no se presentaron fuga de agua o gas por alguna conexión.



Figura 4.36.- Resultado final de la integración de los diversos componentes del sistema de aire acondicionado solar.

En la figura 4.36 se observa como quedó el sistema de aire acondicionado solar, una vez pasada la prueba de hermeticidad, con el generador y diversas líneas aisladas, el sistema de adquisición de datos puesto a punto para registrar mediciones y las protecciones de seguridad que llevan cada mirilla. En este punto, el sistema estaba listo para ser cargado con la solución y comenzar la experimentación.

4.5.- Preparación de la mezcla

Debido a que en maestría las pruebas que se llevaron a cabo fueron con una concentración en masa del 50 %, una de las modificaciones planeadas para doctorado fue manejar una concentración más elevada, con la finalidad de producir más refrigerante y esperar obtener mejores resultados de la evaluación del sistema. Por lo tanto, se decidió probar con una relación en masa del 54:46 %, de amoníaco y nitrato de litio, respectivamente. Los pasos y consideraciones que se siguieron para llevar a cabo la preparación de dicha solución son los mostrados a continuación.

1.- Realizar el cálculo del volumen en el generador y absorbedor, tomando en consideración que la solución llegue aproximadamente a tres cuartas partes de la mirilla en cada uno de ellos. El cálculo fue hecho en el software AutoCAD, tomando en consideración las dimensiones de cada equipo, obteniendo como resultado un volumen de 0.0108 m^3 de solución para ambos componentes.

2.- Medir la longitud aproximada de las tuberías de $\frac{1}{2}$ " de diámetro y de $\frac{3}{4}$ " de diámetro, que conforman las interconexiones, y calcular el volumen que ambas ocupan. El resultado fue de 0.0019 m^3 .

3.- Calcular la densidad de la solución, para lo cual se utiliza alguna correlación reportada en la literatura. Para este caso se hizo a partir de la correlación reportada por Infante Ferreira [55], tomando en consideración la concentración en masa del 54 % de refrigerante en la solución y una temperatura de $40 \text{ }^\circ\text{C}$. La correlación empleada se muestra a continuación:

$$\rho_{sol} = -1409.653 \sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463 T - 0.0039 T^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.1)$$

Donde X representa la concentración del refrigerante en la solución, y T , la temperatura a la que está expuesta la solución, en $^\circ\text{C}$.

4.- Con el volumen total del sistema (0.0127 m^3) y la densidad de la solución calculada (950.2508 kg/m^3), la cantidad de masa necesaria la calculamos a partir de la siguiente ecuación:

$$m = V \rho \quad [\text{kg}] \quad (4.2)$$

El resultado de la masa total del sistema fue entonces de 12.0682 kg . Sin embargo, tomando en consideración un factor de seguridad, por cualquier inconveniente que se pudiera presentar (fuga, derrame, mal cálculo o cualquier otra consideración), se definió que en total se prepararan 16.3 kg de solución.

Una vez conocida la cantidad de masa de sal necesaria (7.5 kg) y teniendo en consideración la gran capacidad que posee el nitrato de litio para absorber humedad del medio ambiente, humedad no deseable en el sistema de refrigeración, se procedió a realizar el secado siguiendo como base la metodología reportada por Cuevas [74]. El secado se tuvo que efectuar en dos ciclos de horneado, de

3.75 kg cada uno, ya que las charolas contenedoras no son lo suficientemente grandes para hacerlo en uno solo.

La metodología que se siguió se muestra a continuación:

- i. Conseguir los elementos necesarios para el secado de la sal, los cuales son: charolas para depositar la sal, papel aluminio, guantes de lates, guates para alta temperatura, embudo, bata, mascarillas, lentes protectores, martillo de goma, desarmador de pala, contenedor de sal (LiNO_3), báscula de precisión para pesar la sal, tanque de carga y preparación de la solución, báscula para pesar el tanque de carga, plástico protector y cartón para cubrir la zona de trabajo y así poder retirar los residuos de forma segura. Una vez reunido todo lo necesario, se situó en el área designada del Laboratorio de Bombas de Calor y Refrigeración del IER donde se encuentra el horno para el secado y una campana de extracción.
- ii. Cubrir cada charola con papel aluminio para evitar la contaminación de la sal y facilitar el manejo de residuos, así como la extracción de la sal una vez que salga del horno.
- iii. Enumerar las charolas y pesarlas.
- iv. Abrir el contenedor y moler la sal utilizando el martillo de goma y el desarmador.
- v. Con la sal triturada, llenar cada charola con 625 gramos y esparcirla lo más homogéneamente posible.
- vi. Meter la sal al horno, conforme se van llenando las charolas, el cual desde un inicio se precalienta a $180\text{ }^\circ\text{C}$.
- vii. Dejar los seis recipientes en el horno por un lapso de dos horas a la temperatura de $180\text{ }^\circ\text{C}$.
- viii. Extraer una a una cada charola e ir triturando con cuidado la sal para romper la aglomeración creada por el secado y pesarla.
- ix. Abrir la válvula del tanque de carga, colocar el embudo y vaciar lo más rápido posible la sal dentro de tanque para evitar que ésta gane humedad.
- x. Una vez realizado el primer ciclo de secado, se vuelven a pesar las charolas y se regresa al punto “iv” para realizar el segundo ciclo de secado.
- xi. Finalmente, se monta el taque de carga sobre la báscula y se pesa para saber la cantidad exacta de sal que contiene.

La figura 4.37 muestra el área asignada para el secado de la sal, así como algunos de los elementos necesarios para llevar a cabo el proceso.



Figura 4.37.- Área asignada para el secado de la sal y elementos necesarios para el proceso.

Tabla 4.10.- Datos de la sal durante el primer ciclo de horneado.

Horneado de sal #1	Peso de la charola [g]	Charola con la sal [g]	Charola horneada con sal [g]	Humedad perdida [g]	Humedad perdida [%]
Charola #1	179.4	804.4	800.3	4.1	0.51
Charola #2	184.6	809.6	806.2	3.4	0.42
Charola #3	195.1	820.1	817.8	2.3	0.28
Charola #4	185.1	810.1	807.4	2.7	0.33
Charola #5	192.7	817.7	814.3	3.4	0.42
Charola #6	191.2	816.2	812.7	3.5	0.43
Total				19.4	2.39

Tabla 4.11.- Datos de la sal durante el segundo ciclo de horneado.

Horneado de sal #2	Peso de la charola [g]	Charola con la sal [g]	Charola horneada con sal [g]	Humedad perdida [g]	Humedad perdida [%]
Charola #1	179.4	804.4	801.6	2.8	0.35
Charola #2	184.7	809.7	805.7	4.0	0.49
Charola #3	195.9	820.9	817.7	3.2	0.39
Charola #4	185.1	810.1	807.8	2.3	0.28
Charola #5	192.5	817.5	814.8	2.7	0.33
Charola #6	191.3	816.3	814.0	2.3	0.28
Total				17.3	2.13

El resultado obtenido del proceso de secado de la sal se muestra en las tablas 4.10 y 4.11. De

donde se puede apreciar que la sal que fue primeramente horneada perdió mayor cantidad de humedad, respecto a la segunda. Sin embargo, al no contar con condiciones de ambiente controlado en el área de secado, no fue posible saber finalmente la cantidad de humedad con la que llegó la sal al tanque de carga. Por ello, el proceso de secado entra en discusión, al no saber si en realidad benefició o no a la preparación de la solución, bajo las condiciones en que se llevó a cabo.

La cantidad final de sal registrada, al pesar el tanque de carga, fue de 7.42 kg, lo que significa que además de la humedad perdida durante el proceso de secado hubo pérdidas durante su manejo y depósito.

4.6.- Carga de amoníaco

Después del proceso de deshidratación de la sal y de su colocación dentro del tanque de carga, el siguiente paso para la formación de la solución fue la inyección de amoníaco líquido. Al ser la concentración de la solución del 54 % en masa, la cantidad de amoníaco que debe inyectarse en el tanque es de 8.71 kg. El procedimiento que se siguió, así como los elementos necesarios para la carga de amoníaco se describen a continuación:

- i. Reunir los elementos necesarios para la carga de amoníaco, los cuales son: tanque de carga con la sal, báscula, tanque contenedor de amoníaco, recipientes con agua, mangueras de teflón con recubrimiento de acero inoxidable, mangueras de plástico, juego de conexiones con manómetro y válvulas para el tanque de amoníaco, herramienta necesaria para ajustar las mangueras y poder abrir el tanque de amoníaco, así como protección personal para el manejo de amoníaco (figura 4.38).
- ii. Colocar el tanque con la sal sobre la báscula y pesarlo.
- iii. Situar el tanque de amoníaco de manera horizontal e inclinar la salida de éste un poco, de tal forma que a la hora de abrir la válvula salga amoníaco líquido y no vapor.
- iv. Interconectar la manguera de teflón a la válvula del juego de conexiones y a la parte inferior del tanque de carga.
- v. Conectar las mangueras de plástico, una a la parte superior del tanque de carga y la otra a la válvula de purga del juego de conexiones, e introducir ambos extremos libres al recipiente con agua.
- vi. Abrir un poco la válvula del tanque de amoníaco, al mismo tiempo que las válvulas del juego de conexiones, de tal forma que se libere el aire contenido dentro de las mangueras así como el vapor de amoníaco que pueda tener el tanque.

- vii. Una vez que empieza a salir amoníaco líquido se cierran todas las válvulas.
- viii. Abrir lentamente la válvula del tanque de amoníaco, posteriormente la válvula del juego de conexiones y por último la válvula inferior del tanque de carga, para dejar pasar el amoníaco líquido y empezar la inyección.
- ix. Verificar el peso en la báscula para estar atentos al incremento de la cantidad de masa de amoníaco, así como al medidor de nivel para ver el incremento de formación de solución.
- x. En caso de que se igualen las presiones de ambos tanques, la inyección de amoníaco cesara, es necesario abrir lentamente la válvula superior del tanque de carga para dejar liberar la presión y poder seguir con el suministro.
- xi. Una vez cumplido la carga de amoníaco requerida, se cierran todas las válvulas junto con la del tanque de amoníaco, y posteriormente se abre la válvula de purga, del juego de conexiones, para liberar el amoníaco que haya quedado atrapado dentro de las mangueras.



Figura 4.38.- Elementos empleados para la carga de amoníaco.

4.7.- Procedimiento de carga de solución al sistema

Pasada la prueba de hermeticidad y al tener lista la preparación de la solución, el sistema está predispuerto a ser cargado. El primer paso a realizar es hacer vacío al sistema, por lo cual todas las válvulas deben estar abiertas para lograr la intercomunicación entre componentes, conectando la bomba de vacío a la parte superior del generador y dejándola trabajar por un lapso aproximado de 10 minutos (figura 4.39). El objetivo de hacer vacío es eliminar en lo posible la humedad del sistema y a su vez, facilitar la carga de solución, ya que la solución se encuentra presurizada dentro del tanque de almacenamiento.



Figura 4.39.- Bomba de vacío conectada al sistema de aire acondicionado solar.

El segundo paso es conectar el tanque de carga a la parte inferior del absorbedor, por medio de una manguera de teflón recubierta con acero inoxidable, cerrando todas las válvulas que conectan al absorbedor con otros componentes del sistema y solo dejando abierta la válvula por donde ingresará la solución. Abrir lentamente la válvula inferior del tanque de carga la solución, permitiendo que empiece a fluir hacia el absorbedor la solución; debido al diferencial de presiones. Cuando llegue el momento en que las presiones se igualen es necesario introducir un poco de vapor de amoníaco al tanque de carga, con el objetivo de lograr la inyección total de solución (figura 4.40).

Cabe destacar que la inyección de vapor de amoníaco, aunque eleva la presión del tanque de solución considerablemente, no afecta en gran medida la concentración de la mezcla. Esto se debe a que el volumen de amoníaco inyectado es muy pequeño en masa, por lo tanto no existe un cambio considerable en la concentración de la solución.



Figura 4.40.- Inyección de la mezcla amoníaco/nitrato de litio al sistema de refrigeración solar.

Al final de la carga se cierran las válvulas del absorbedor y del taque de carga, se purgan las mangueras empleadas, de la misma manera que en la carga de amoníaco, se desconectan con cuidado todos los componentes empleados y se regresan a su correcta ubicación.

4.8.- Operación del sistema

El objetivo de este trabajo es evaluar el sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla amoníaco/nitrato de litio, con una relación en masa del 54 % en amoníaco y 46 % en nitrato de litio, y comparar el desempeño a diferentes condiciones de operación. Lo cual, para poder lograrlo, es necesario realizar trabajos de experimentación. Por lo tanto, a continuación se describen los procedimientos y protocolos que se deben de seguir para la puesta en marcha y correcta operación del sistema de aire acondicionado solar, junto con las medidas que se deben de tomar en caso de que se presente alguna contingencia durante el proceso.

4.8.1.- Preparativos para la puesta en marcha

- Vestirse adecuadamente con el equipo necesario de protección para los operarios, el cual debe estar compuesto mínimamente por el uso de una bata de laboratorio, lentes protectores o caretas de protección, así como guantes y un calzado tipo cerrado. Además, tener a la mano las mascarillas protectores que puedan contrarrestar los gases de la solución en caso de presentarse una fuga.
- Verificar que las válvulas que suministran vapor refrigerante a la entrada del condensador, vapor refrigerante al absorbedor y la válvula de expansión a la entrada del evaporador estén cerradas. Así como también la válvula de expansión de salida de solución del generador y la válvula de salida de solución del absorbedor. Todas la demás válvulas del sistema deben de

estar abiertas.

- Energizar el sistema de calentamiento de agua y el enfriador, por medio del centro de carga que se encuentra a un costado del tanque de almacenamiento del agua a enfriar, accionando las interruptores marcados con los nombres LINOX y CHROMALOX.
- Conectar el cableado que alimenta al No break, para posteriormente encender las fuentes de alimentación, los transductores de los Coriolis, el adquisidor de datos y la laptop.

4.8.2.- Procedimiento de arranque del sistema

- Abrir el programa REFRI_HORIZONTAL.vee, que se encuentra en el escritorio de la laptop, dar la ubicación donde se quiere que se guarden los datos y hacer clic en “Start” para que el programa empiece a registrar las mediciones de los sensores.
- En el sistema de calentamiento de agua: abrir las válvulas que permiten el paso del agua caliente, encender la resistencia eléctrica, seleccionar la temperatura que se desea llegue al generador y poner en marcha la bomba.
- Abrir las válvulas de entrada y salida de agua del enfriador, ponerlo en operación y seleccionar la temperatura del agua de salida que llega el condensador y absorbedor.
- Abrir las válvulas del tanque de almacenamiento de agua a enfriar y encender la bomba para que empiece a mandar flujo de agua al evaporador.
- Regular los flujos deseados de agua a la entrada del generador, absorbedor, condensador y evaporador, apoyándose en los valores registrados en el programa de adquisición de datos, por medio de las válvulas de compuerta que posee cada componente.
- Abrir la válvula de salida de solución del absorbedor y poner en marcha la bomba.
- Vigilar los niveles en las mirillas del absorbedor y generador, de tal forma que en el absorbedor siempre se vea el nivel y no supere más de la mitad.
- Regular la válvula de expansión que se encuentra a la salida de solución del generador, de tal forma que la suma de la producción de refrigerante más la cantidad de solución que abandona el generador, sean lo más cercano posible a la cantidad de solución que es bombeada hacia el generador, apoyándose en las lecturas de flujo que registran los transmisores de los Coriolis uno, dos y tres.

4.8.3.-Procedimiento de equilibrio térmico

- Una vez que se tiene el flujo de agua caliente a la temperatura deseada, se deja que permanezca así por un par de minutos para que empiece la generación de vapor e inmediatamente después se abre la válvula que suministra el vapor refrigerante al

condensador.

- Posteriormente se abre la válvula que suministra vapor refrigerante al absorbedor y por último se abre un poco, y lentamente, la válvula de expansión del evaporador para que comience el proceso de enfriamiento del agua.
- Se vuelven a revisar los niveles y se reajusta la válvula a la salida de solución pobre del generador, en caso de ser necesario.
- Se monitorea en la pantalla de la laptop el proceso de enfriamiento y se revisan los cambios que puedan existir, para realizar las acciones correctivas de ser necesario. Si todo marcha bien, el sistema se estabiliza cuando no hay cambios considerables en las mediciones y se empieza a ver el proceso de enfriamiento, al bajar la temperatura del agua en el evaporador.

4.8.4.- Protocolo de operación

Una vez que el sistema se mantiene estable, a las condiciones de operación deseadas, ya se tiene el primer punto de la experimentación, el cual finaliza transcurrido el tiempo de estabilidad seleccionado para su evaluación. Para los puntos restantes es necesario ir variando diversos parámetros, lo cual se explica a continuación.

- Manteniendo fija la temperatura de generación, así como los flujos de entrada de agua al condensador, absorbedor, generador y evaporador, se va modificando la temperatura del enfriador en aumento de un par de grados centígrados hasta llegar a la temperatura deseada, a partir de la cual se modifica la abertura de la válvula de expansión del evaporador.
- Una vez modificada la temperatura del enfriador, es necesario esperar unos minutos hasta que el sistema se vuelva a estabilizar, a partir del cual inicia el siguiente estado estable de medición.
- Concluidos todos los puntos de análisis para una temperatura de generación fija, variando la temperatura del enfriador, ahora se varía la temperatura de generación en un par de grados centígrados, para posteriormente volver a variar la temperatura de salida del agua del enfriador y repetir todo el proceso antes mencionado hasta cubrir el rango de temperaturas de la experimentación.
- Con cada cambio de alguna variable dentro del sistema, se tiene que estar muy pendiente de los niveles de solución en el generador y absorbedor, así como de la apertura de la válvula de salida de solución del generador y de la válvula de expansión.

4.8.5.- Procedimiento de paro

Concluida la experimentación es necesario dejar el sistema en un estado conveniente que facilite la puesta en marcha para futuras pruebas. Además, se debe tener la seguridad de que el sistema no tendrá variaciones que puedan generar situaciones de peligro durante el lapso de tiempo que esté sin operar. Es por ello, que se deben de tener en cuenta las siguientes consideraciones al terminar la experimentación.

- Quitar el suministro de agua caliente apagando la bomba del sistema de calentamiento, quitar el suministro de energía eléctrica a la resistencia y cerrar las válvulas que dejan pasar el flujo de agua al generador.
- Cerrar las válvulas que suministran vapor al condensador, vapor al absorbedor y la válvula de expansión del evaporador.
- Quitar el suministro eléctrico a la bomba del tanque de agua a enfriar para que deje de mandar flujo de agua al evaporador.
- Apagar la bomba de solución y proceder a cerrar la válvula de expansión que está a la salida de solución del generador, solo una vez que el nivel de solución en el absorbedor este aproximadamente a la mitad de la mirilla.
- En cuanto se apague la bomba cerrar la válvula de salida de solución rica del absorbedor.
- Una vez que la presión en el absorbedor disminuya un poco, apagar el enfriador y posteriormente desenergizarlo.
- Detener el sistema de adquisición de datos, copiar el archivo generado, cambiarlo de carpeta y renombrarlo de tal forma que se identificable con la experimentación hecha.
- Cerrar el programa de adquisición de datos, dar “SI” a guardar cambios.
- Apagar las fuentes de voltaje, los transmisores de los Coriolis, la laptop y No break.
- Por último, si el sistema estará fuera de operación por un largo periodo, es recomendable retirar toda la solución y confinarla en el tanque donde se preparó, resguardándola en un lugar seguro.

4.8.6.- Protocolo en caso de fugas

- Colocarse la protección personal adecuada para atacar la fuga (mascarilla, guantes y protección ocular).
- Detectar la fuga, si es visible.
- En caso de no ser visible, pasar una mecha de azufre que ayude a la detección de la fuga. El azufre reaccionará con el amoniaco produciendo humo de color blanco.

- Aislar el elemento o sección donde se encuentre la fuga, cerrando las válvulas más cercanas a su alrededor.
- Colocar un trapo húmedo sobre la fuga para que disminuya el aroma y absorba un poco de amoníaco.
- Apretar las conexiones, en caso de que sea ahí la fuga, con la herramienta correcta y teniendo cuidado si el proceso de operación continua en marcha.
- Si la fuga es en una válvula, abrirla y cerrarla con cuidado para ver si corrige el problema. Si no se corrige, apretar el vástago de ser posible.
- Si la fuga es mayor o no se puede corregir con las acciones anteriores, parar el proceso de operación y buscar la mejor forma de corregir el problema, sin poner en peligro la integridad física.
- En caso de derrame, rociar con agua el lugar y colocar una manta de tamaño considerable al derrame, que sirva para disminuir el olor y a su vez para tratar de detenerlo.

4.8.7.- Protocolo de seguridad en caso de contingencias

En caso de que llegara a ocurrir alguna contingencia, de tal magnitud que ponga en peligro la permanencia cerca del sistema de aire acondicionado solar, los pasos que se deben de seguir son los siguientes:

- Guardar la calma.
- Cortar el suministro eléctrico del sistema de calentamiento, de la bomba del tanque de agua a enfriar y de la bomba de solución.
- Dejar operando el enfriador.
- Reportar la contingencia lo más rápido posible al asesor inmediato.
- No dejar que nadie se aproxime al lugar en caso de no ser necesario.
- Estar al tanto de lo que pase, resguardado en un lugar seguro y con la protección adecuada que permita cuidar la integridad física de la persona así como de los compañeros.
- En caso de que la contingencia se calme, aplicar el procedimiento de paro.
- Si la contingencia no cede, dejar que personal especializado se encargue del problema.

Capítulo V

EVALUACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

En este capítulo se muestra la descripción del procedimiento experimental desarrollado, se exponen los resultados del análisis de estabilidad del sistema de refrigeración solar y se lleva a cabo una comparación e interpretación de los datos obtenidos en función de las evaluaciones llevadas a cabo bajo diferentes configuraciones de flujo másico interno; desarrollando las ecuaciones necesarias para el cálculo del coeficiente de desempeño externo e interno. Además, se muestra un análisis detallado del efecto que conlleva la recirculación dentro del absorbedor y sus implicaciones en el desempeño del sistema. Finalmente, se demuestra que el sistema de refrigeración solar presenta repetibilidad, a través de la comprobación de los resultados obtenidos, y se analizan la efectividades de cada uno de los componentes principales que conforman el sistema de refrigeración solar.

5.1. Procedimiento de experimentación

Uno de los objetivos específicos del desarrollo del tema de tesis es la evaluación del sistema por medio de la determinación del coeficiente de desempeño, en función de las temperaturas de operación, siendo estas: la temperaturas de generación, la temperatura de absorción, la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación. Sin embargo, para poder lograr esto, fue necesario realizar diversas corridas experimentales, bajo diferentes condiciones de operación, y hacer una interpretación de los datos obtenidos; con la finalidad de corroborar que a través de los resultados recabados fuese posible llevar a cabo el análisis pertinente del sistema.

Fueron en total 121 pruebas experimentales las que se lograron llevar a cabo durante el periodo de doctorado, dentro de las cuales fue posible analizar la estabilidad del sistema, determinar los coeficientes de desempeño externos e internos, comprobar que el sistema presenta repetibilidad en sus evaluaciones, determinar el efecto que conlleva la recirculación de solución en el absorbedor y encontrar las efectividades de cada uno de los componentes que integran al sistema de refrigeración.

Durante cada corrida experimental que se realizó, se fijó una temperatura de generación, a través del agua caliente proveniente del sistema de calentamiento, y se seleccionó una temperatura de condensación, a partir de la salida del agua fría del enfriador. Así, el rango de temperaturas de generación fue desde los 80 °C hasta los 100 °C, con incrementos de 5 °C a la vez. Mientras que, para el agua procedente del enfriador fue desde los 20 °C hasta los 34 °C, en incrementos de 2 °C. A partir de esto, con cada temperatura de generación seleccionada se hizo un barrido de las temperaturas de condensación, partiendo de la temperatura más baja a la más alta posible.

Antes de dar inicio a cada corrida experimental, se iniciaba con el proceso de precalentamiento, el cual consistía en hacer recircular el agua contenida en el tanque de almacenamiento del sistema de calentamiento auxiliar, hasta que ésta llegara a la temperatura adecuada con la cual se llevaría a cabo la evaluación. Dicho proceso tenía como objetivo disminuir el tiempo de accionamiento de la resistencia eléctrica que aporta la energía para el calentamiento del agua, durante el transcurso de la evaluación, con la finalidad de que las variaciones en la temperatura de entrada hacia el sistema no fuesen más allá de ± 0.5 °C, con respecto a la temperatura deseada. Una metodología similar fue llevada a cabo para la obtención de la temperatura de condensación, en la cual se hacía recircular agua entre el enfriador y su correspondiente tanque de almacenamiento, hasta que se lograra la temperatura deseada.

Sin embargo, antes de dar inicio a las evaluaciones experimentales fue necesario determinar los flujos máscicos con los cuales se llevarían a cabo las pruebas. Dichos flujos, se catalogan como externos e internos, siendo los externos aquellos provenientes de los equipos auxiliares y los internos aquellos relacionados con la mezcla de trabajo.

Con la finalidad de no consideraban flujos aleatorios, los cuales condujeran a la incertidumbre de no saber qué resultados esperar durante la evaluación del sistema de refrigeración, se llegó a la determinación de llevar a cabo una modelación matemática del ciclo de refrigeración, con la cual se pudiera predecir los flujos máscicos necesarios para lograr obtener una potencia de enfriamiento externa de 3.5 kW; la cual corresponde a la potencia de diseño del sistema de refrigeración.

La simulación se basó en el conocimiento que se tiene sobre las temperaturas de entrada y salida, los calores internos y externos, y las efectividades de cada uno de los componentes, procedentes de datos preliminares. Así, al tomar en consideración todas estas variables, se obtuvo que para lograr una temperatura interna de evaporación de 8 °C, con una temperatura interna de absorción de 40 °C, temperaturas de condensación externas en el rango de 20 °C a 34 °C y una temperatura de generación interna de 80 °C; los flujos máscicos externos necesarios eran del orden de 25 a 30 kg/min para el generador, de 20 kg/min para el condensador, de 15 a 18 kg/min para el absorbedor y de 20 kg/min para el evaporador. Por otro lado, los flujos internos fueron de 1 a 3.2 kg/min para la solución que entra al absorbedor y de 1.3 a 3.5 kg/min para la solución que llega al generador, con la intención de obtener de 256 a 276 g/min de refrigerante, con lo cual fuese posible lograr los 3.5 kW de enfriamiento externa.

Una vez obtenidos los flujos máscicos de forma teórica, estos se pusieron en práctica por medio del sistema de refrigeración, probando diversas combinaciones de flujos en forma experimental, con la finalidad de conocer la posibilidad de operar el sistema y saber cuál era su comportamiento al operar en conjunto con los equipos auxiliares. Finalmente, de acuerdo con los datos recabados, y debido a ciertas limitaciones de los equipos auxiliares, los flujos externos seleccionados para llevar a cabo las pruebas experimentales se delimitaron a 25 kg/min para el generador, 20 kg/min para el condensador, 18 kg/min para el absorbedor y 20 kg/min para el evaporador.

En lo que respecta a la selección de los flujos internos, la posibilidad de llevar a cabo pruebas experimentales bajo estas condiciones puede ser infinita, ya que existe una gran combinación de flujos bajo los cuales es posible operar el sistema; por lo que fue necesario llegar a una delimitación. Con

base a esto, se tomó la decisión de que lo adecuado sería conocer el desempeño del sistema de la manera más amplia posible, por lo cual se decidió que se llevaran a cabo diferentes pruebas experimentales, a condiciones de flujo máximo y mínimo; los cuales estuvieran lo más cercano posible a los encontrados de forma teórica.

En conclusión, al tomar en consideración lo anterior, los flujos máximos seleccionados estuvieron en el orden de 2.7 kg/min para la solución que ingresa al generador y de 2.4 kg/min para la solución que retorna hacia el absorbedor. Mientras que, los flujos mínimos estuvieron alrededor de 1.4 kg/min para la solución que entra al generador y 1.2 kg/min para la solución que regresa al absorbedor. Siempre ajustando los flujos de retorno hacia el absorbedor de acuerdo a la producción de refrigerante que se tuviera, con el objetivo de cumplir con el balance de flujo interno.

En lo que respecta al proceso de adquisición de datos, para cada una de las pruebas experimentales llevadas a cabo, este daba inicio una vez que el sistema se encontraba en estado estable; es decir, una vez que el sistema no presentaba variaciones de temperatura, presión y flujo, por un periodo de 10 minutos, estando éste en plena operación. A partir de este punto, se mantenían las condiciones de operación durante periodos de estabilidad mínimos de 40 minutos, llegando a intervalos en los cuales la estabilidad se mantuvo hasta por tres horas, durante los cuales el sistema de adquisición de datos recababa información del proceso cada 15 segundos.

Una vez delimitadas las condiciones de operación, bajo las cuales se llevarían a cabo las pruebas experimentales, el ciclo de pruebas dio inicio por medio de la evaluación a través de flujo máximos de solución, para posteriormente hacer el análisis bajo diferentes configuraciones. Los resultados obtenidos en función de las pruebas experimentales llevadas a cabo, se muestran a continuación.

5.2.- Resultados de estabilidad del sistema

La demostración de la estabilidad del sistema, al tomar en consideración que es un equipo experimental, es de gran importancia; ya que con ello se corrobora que es posible operar dicho equipo en forma controlada. Es decir, una vez que son alcanzadas las condiciones de operación deseadas, éstas logran permanecer constantes hasta finalizar el periodo de evaluación establecido. Por lo tanto, manifestar la estabilidad del sistema bajo diferentes condiciones de operación da una muestra de que el sistema puede operar por largos periodos, y no solo con la inercia del cambio de temperaturas o flujos.

A partir de la figura 5.1 a la 5.4, se muestran los resultados de estabilidad obtenidos a partir del primer ciclo de pruebas realizadas, en función del tiempo. La representación de los datos que se muestran en cada una de las figuras son los datos reales registrados por cada medición, y no poseen ningún tipo de suavizado.

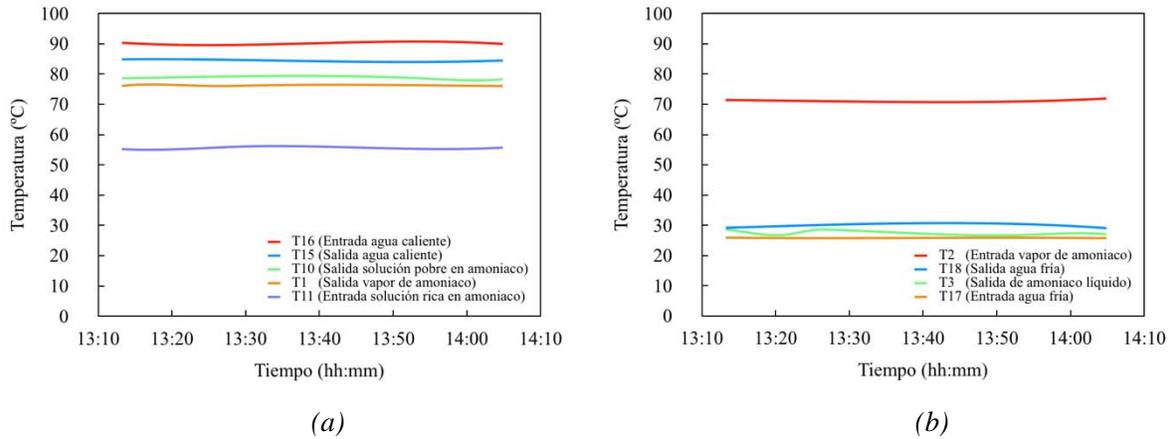


Figura 5.1.- Perfil de temperaturas para el generador y condensador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación.

La figura 5.1(a) muestra los perfiles de temperatura para el generador en función del tiempo, para la evaluación a 90 °C de generación, a 26 °C de condensación. El primer perfil de temperatura que se muestra es el correspondiente al suministro de agua caliente, el cual entra a una temperatura de 90 °C, proporcionando la energía térmica necesaria para la producción del vapor refrigerante. Una vez que esta corriente cede parte de su energía, durante el proceso de generación de vapor, su temperatura tiende a decaer, abandonando el generador en promedio con 5 °C menos, respecto a su temperatura de entrada. Por otro lado, la solución de trabajo con alta concentración en refrigerante, que ingresa hacia el generador, representa la temperatura más baja dentro de este componente, registrando un valor cercano a los 55 °C. Sin embargo, su temperatura de salida llega cercanamente a los 80 °C, ganando aproximadamente 30 °C debido a su paso a través de los haces de tubos, lugar donde se lleva a cabo la evaporación del refrigerante. Finalmente, el vapor producido a través del intercambio de calor, entre la corriente de agua caliente y la solución de trabajo, abandona el generador con un par de grados centígrados por debajo de la temperatura de salida de la solución pobre en refrigerante. El hecho de que la salida de solución pobre en refrigerante sea un poco mayor a la salida de vapor, es debido a que este último en cuanto es generado tiende a salir de la coraza, mientras que la solución tiende a acumularse en la parte inferior del generador; ganando un poco más de temperatura. A través del análisis de los perfiles de temperatura se hace notar que la estabilidad

del generador es muy buena, presentando variaciones mínimas en los perfiles de temperatura a través del tiempo.

La estabilidad del condensador mostrado a través de los perfiles de temperatura, evaluado bajo las mismas condiciones del generador se muestra en la figura 5.1(b). Así, por medio de su análisis, se hace notar que la corriente con mayor temperatura que ingresa a este componente es la correspondiente al vapor refrigerante procedente del generador, a una temperatura cercana a los 71 °C. Dicha corriente pierde cerca de 6 °C en su trayecto, desde la salida del generador hasta su entrada al condensador, lo cual es benéfico para el proceso de condensación, al tener que disipar una menor cantidad de calor para llevar a cabo su función. Por otro lado, la salida del refrigerante en estado líquido registró una temperatura promedio de 27 °C, gracias al calor cedido hacia la corriente de agua fría que se emplea en el proceso de condensación. Debido a que el sistema es enfriado por agua, tanto el condensador como el absorbedor disponen de ella para llevar a cabo cada uno de sus procesos. Por lo anterior, en el condensador se registran dos temperaturas más, correspondientes a la entrada y salida del agua fría. La entrada del agua fría tuvo la temperatura más baja dentro de este análisis, registrando una temperatura muy constante de 26 °C. Mientras que, respecto a su salida del condensador, se nota como ésta presenta un claro aumento de temperatura, debido al calor latente que gana del proceso de condensación, saliendo en promedio a 30 °C.

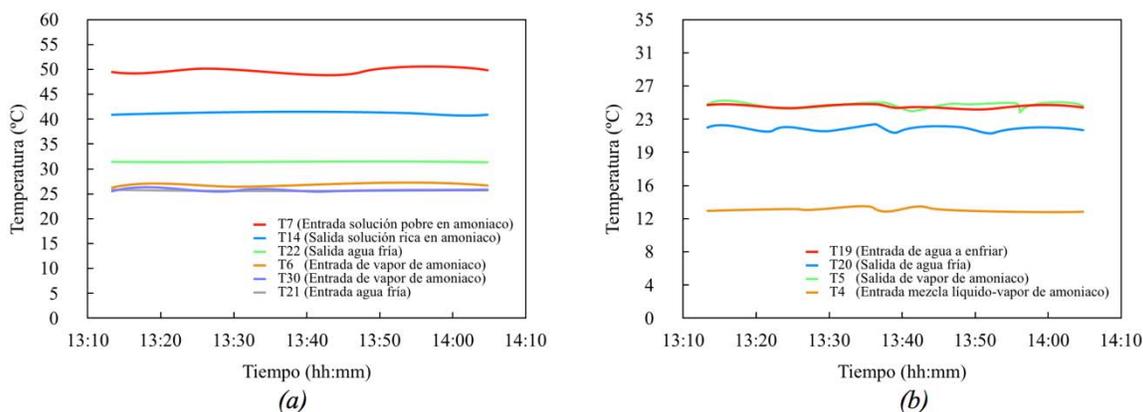


Figura 5.2.- Perfil de temperaturas para el absorbedor y evaporador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación.

La figura siguiente (5.2), representa el comportamiento del absorbedor y evaporador, en función del tiempo, siguiendo las mismas condiciones de operación que las dos figuras anteriores. La figura 5.2(a) muestra la representación de la estabilidad del absorbedor, dentro

del cual se lleva a cabo el proceso de absorción entre el vapor refrigerante y la solución con baja concentración de refrigerante, procedente del evaporador y generador, respectivamente. Bajo este análisis, la mayor temperatura que se presenta en el absorbedor es la correspondiente a la solución procedente del generador, la cual pasa por el economizador antes de entrar al absorbedor, con una temperatura cercana a los 50 °C. Posteriormente, la segunda corriente con mayor temperatura corresponde a la salida de la solución rica en refrigerante, la cual se obtiene del proceso de absorción entre las corrientes antes descritas, con una temperatura de aproximadamente 41 °C. Debido a que el proceso de absorción es llevado a cabo a través de una reacción exotérmica, se tiene la necesidad de retirar de manera continua dicho calor, para lo cual se emplea agua como el agente quien absorbe el calor producido. Por lo anterior, en la figura 5.2(a) existen dos perfiles de temperatura correspondientes a la entrada y salida del agua. La entrada de agua fría se ve registrada con una temperatura muy cercana a los 26 °C, la cual es muy similar a la temperatura empleada en el proceso de condensación; ya que ambas corrientes derivan de mismo sistema de enfriamiento. Por otro lado, la temperatura de salida del agua se ve incrementada aproximadamente en 5 °C, debido al calor ganado del proceso de absorción. Los dos perfiles de temperatura restantes corresponden a las temperaturas de entrada de vapor, los cuales tuvieron una diferencia entre ellos de 2 °C, estando alrededor de los 25.5 °C.

La figura 5.2(b) muestra el perfil de temperaturas del evaporador. En este componente, dentro del cual recae el proceso de enfriamiento, se registra la temperatura más baja del sistema de refrigeración, correspondiente a la mezcla refrigerante de líquido/vapor proveniente de la válvula de expansión, la cual fue de 12.7 °C para las condiciones de operación específicas. Esta temperatura es la responsable del proceso de enfriamiento. Por lo tanto, entre mayor sea la diferencia de temperatura entre ésta y el agua a enfriar, mejor será el proceso de transferencia de calor y más evidente la potencia de enfriamiento. Lo anterior queda remarcado al analizar los perfiles de temperatura del agua, a través de los cuales se aprecia como ésta ingresa al evaporador alrededor de los 25 °C y como el agua fría sale aproximadamente 2.7 °C por debajo de su temperatura de entrada. La temperatura de salida del vapor refrigerante tiende a ser muy similar a la entrada del agua a enfriar. Sin embargo, en esta evaluación presenta ligeras variaciones, las cuales fueron debido a la temperatura ambiente de 34 °C que hubo ese día, lo cual contribuyó a que el vapor absorbiera calor de este medio. Para contrarrestar la disminución de la temperatura del agua a enfriar que se da en el evaporador se emplearon resistencias eléctricas, las cuales simulan una carga térmica, tratando que la entrada de agua al

evaporador siempre fuese constante a 25 °C.

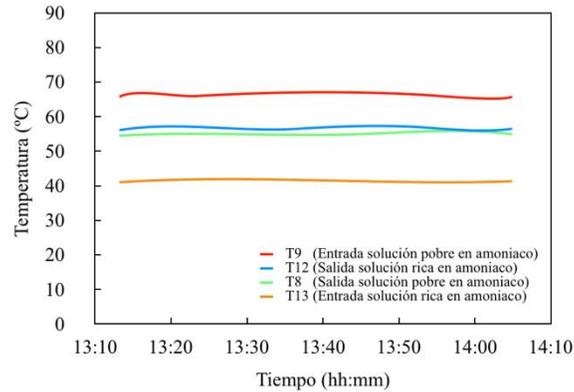


Figura 5.3.- Perfil de temperaturas para el economizador en función del tiempo, durante la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación.

La figura 5.3 muestra el perfil de temperaturas del economizador en función del tiempo. A través de éste componente circulan dos corrientes, correspondientes al flujo de solución pobre y solución rica en refrigerante, provenientes del generador y absorbedor, respectivamente. La finalidad del economizador es el intercambio mutuo de calor entre ambas corrientes, con el objetivo de disminuir la temperatura de la solución que ingresa al absorbedor y a su vez incrementar la temperatura de la solución que va hacia el generador. Entre más cercana sea la temperatura de salida de la solución rica en refrigerante, con respecto a la entrada de solución pobre en refrigerante, menor será la potencia de generación necesaria para la producción de refrigerante. Por otro lado, mientras más cercana sea la temperatura de salida de solución pobre en refrigerante, con respecto a la entrada de solución rica al economizador, se verá beneficiado el procesos de absorción; ya que será menor la cantidad de calor que habrá que retirar debido al proceso exotérmico de absorción. Al analizar esta figura, se aprecia que la corriente de mayor temperatura corresponde a la solución pobre en refrigerante que llega desde el generador, con 66 °C. Mientras que, la salida de esta misma, estuvo alrededor de los 55 °C. La segunda temperatura más alta es la correspondiente a la salida de solución rica en refrigerante, la cual registró la temperatura de 57 °C. Mientras que su entrada fue alrededor de los 41 °C.

A partir de la comparación entre los perfiles de temperatura correspondientes a la solución rica en refrigerante, se puede notar que entre su entrada y salida hay una ganancia de 16 °C en promedio. Mientras que, entre la entrada y la salida de la solución pobre en refrigerante hay una disminución de 11 °C.

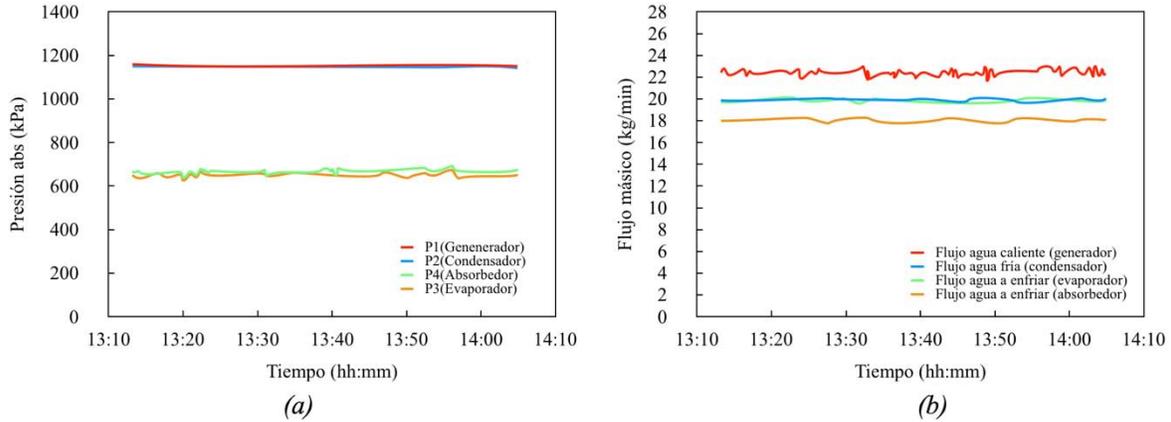


Figura 5.4.- Perfil de presiones y flujos másicos dentro del sistema en función del tiempo, para la evaluación experimental a 90 °C de generación y 26 °C de condensación.

En función de las condiciones de operación bajo las cuales se presenta la figura 5.4(a), se aprecia que las máximas presiones de trabajo del sistema de refrigeración estas regidas por la presión de condensación y generación, siendo esta última ligeramente mayor. Teóricamente, la presión en condensador es quien establece el punto máximo, siendo la presión en el generador similar a ésta. Sin embargo, al analizar la figura 5.4(a) se aprecia un ligero incremento en la presión del generador sobre la correspondiente del condensador, lo cual se debió a la acumulación de vapor dentro de este componente. Por otro lado, la presión mínima fue registrada por medio del evaporador, siendo ligeramente mayor la presión registrada dentro del absorbedor . La presión absoluta máxima para esta evaluación fue de aproximadamente 1160 kPa, mientras que la mínima estuvo en el orden de los 660 kPa.

Por medio de la figura 5.4(b) se evidencian los perfiles de flujo másico correspondientes a las corrientes externas, con los cuales fue llevada a cabo dicha evaluación. A partir de la simulación realizada, antes de dar inicio a las pruebas experimentales, se estableció que los flujos másicos serían de 25 kg/min para el generador, 20 kg/min para el evaporador y condensador y de 18 kg/min para el absorbedor. Al tomar en consideración esto, se aprecia que efectivamente dichos flujos son los correspondientes para el condensador, evaporador y absorbedor, existiendo solo un contraste en función del flujo de agua caliente hacia el generador. Como se puede apreciar en la figura, el flujo másico hacia el generador presentó un valor menor al establecido, además de mostrar múltiples variaciones a lo largo de la evaluación del sistema. Sin embargo, esto fue ocasionado debido a que el sensor de medición de flujo para esta corriente sufrió desgaste; ya que no era el correcto a utilizar de acuerdo a las temperaturas de generación empleadas. Pero, debido a que la bomba del sistema de

calentamiento opera por medio de un variador de frecuencia, y al mantenerse estables las condiciones de temperatura y presión en este sistema, fue posible garantizar que aunque el sensor de flujo de agua caliente registró valores erróneos, en realidad estos pertenecen al flujo deseado, ya que las características de operación del sistema de calentamiento fueron las necesarias de acuerdo a la demanda de flujo deseado. En lo que respecta a los flujos restantes, las variaciones mínimas fueron debidas a los pequeños cambios de flujo que se presentaron en las bombas, sin presentar mayores problemas.

5.3.- Pruebas bajo diferentes patrones de flujo interno

Como se mencionó al inicio del capítulo, la evaluación bajo diferentes flujos máxicos internos puede ser muy extensa, ya que se pueden dar un gran número de combinaciones bajo las cuales operar el sistema. Sin embargo, a continuación se muestra el análisis llevado a cabo bajo las condiciones de delimitación de flujo interno máximo y mínimo, mostrando una comparación entre resultados; basado principalmente en la determinación del coeficiente de desempeño.

El coeficiente de desempeño del sistema se puede calcular dos formas distintas, una de ellas utilizando las corrientes externas del sistema y la otra es por medio de las corrientes internas. Para el caso en el cual se utilizan las corrientes externas se hace llamar coeficiente de desempeño externo (COP_E) y coeficiente de desempeño interno (COP_I) cuando se emplean las corrientes internas del sistema. La evaluación bajo dichos coeficientes de desempeño se muestra a continuación.

5.3.1.- Determinación del coeficiente de desempeño externo del sistema (COP_E)

La evaluación del sistema de refrigeración, por medio del coeficiente de desempeño externo (COP_E), se basó exclusivamente en las corrientes de entrada y salida del agua dentro del sistema, las cuales fueron, la corriente proveniente del sistema de calentamiento y la corriente del agua a enfriar que se envía hacia el evaporador.

La ecuación correspondiente para el cálculo del coeficiente de desempeño externo se expresa como:

$$COP_E = \frac{Q_{EE}}{Q_{GE} + \Sigma W_{PE}} \quad (5.1)$$

donde Q_{EE} y Q_{GE} representan los calores de evaporación y generación, respectivamente. Mientras que ΣW_{PE} corresponde a la suma de la potencia eléctrica consumida por las bombas externas. Cada

uno de los términos anteriores se calculan de la siguiente manera,

$$Q_{E_E} = \dot{m}_{agua\ a\ enfriar} C_{p_{agua}} \Delta T_{agua\ a\ enfriar} \quad (5.2)$$

$$Q_{G_E} = \dot{m}_{agua\ caliente} C_{p_{agua}} \Delta T_{agua\ caliente} \quad (5.3)$$

$$\Sigma W_{P_E} = W_{P_G} + W_{P_{C,A}} + W_{P_E} \quad (5.4)$$

donde \dot{m} corresponde el flujo másico, C_p al calor específico del agua, T a la temperatura del agua, W_{P_G} a la potencia de la bomba del sistema de calentamiento (la cual se considera constante e igual a 0.75 kW), $W_{P_{C,A}}$ a la potencia de la bomba del sistema de enfriamiento (la cual se considera constante e igual a 0.56 kW) y W_{P_E} a la potencia de la bomba del agua a enfriar (la cual se considera constante e igual a 0.19 kW). El valor del calor específico del agua fue considerado igual a 4.2 kJ/kg K para realizar los cálculos, tomando en consideración que las variaciones que éste presenta para los rangos de temperatura empleados son despreciables. Por otro lado, el flujo másico del agua a enfriar es el correspondiente al registrado por medio del flujómetro tres (F₃), ubicado a la salida del evaporador. Mientras que, el correspondiente al agua caliente es a través del flujómetro uno (F₁), ubicado a la salida del generador. La diferencia de temperatura del agua a enfriar, corresponde a la resta de los valores registrados por medio de la temperatura de entrada de agua a enfriar y de la temperatura de salida del agua fría en el evaporador, sensores T₁₉ y T₂₀, respectivamente. Mientras que, para la diferencia de temperatura del agua caliente, se restaron la temperatura de entrada y salida del agua al generador, la cuales corresponden a los sensores T₁₆ y T₁₅, respectivamente. La ubicación de estos sensores se puede apreciar por medio de la figura A, mostrada en la primera sección del anexo uno.

Los puntos de medición, bajo los cuales se llevó a cabo el cálculo del coeficiente de desempeño externo, corresponden a aquellos donde la temperatura de generación tuviera como máximo una variación de ± 0.5 °C, con respecto a la temperatura seleccionada (80 °C, 85 °C, 90 °C, 95 °C o 100 °C). Mientras que, la temperatura de entrada del agua al condensador fue el otro filtro, seleccionando los valores que estuvieran ± 0.5 °C respecto a la temperatura seleccionada, que fue desde los 20 °C hasta los 34 °C. Una vez obtenidos los datos de interés, estos se promediaron para cada estado estable que se iba obteniendo y a partir de estos fue como se realizaron los cálculos.

Los resultados del cálculo del coeficiente de desempeño externo, en función de las temperaturas de condensación, para cada una de las temperaturas de generación; se muestran por medio de la figuras 5.5 y 5.6. Estos resultados fueron obtenidos bajo diferentes aperturas en la válvula de

expansión, siempre tratando de maximizar el flujo de refrigerante producido para cada temperatura de condensación seleccionada, bajo la condición de operar a flujo interno máximo.

En la figura 5.5 se muestra la comparación de los resultados obtenidos para el coeficiente de desempeño externo en función de las diferentes temperaturas de condensación, para temperaturas fijas de generación de 80 °C, 85 °C, 90 °C, 95 °C y 100 °C.

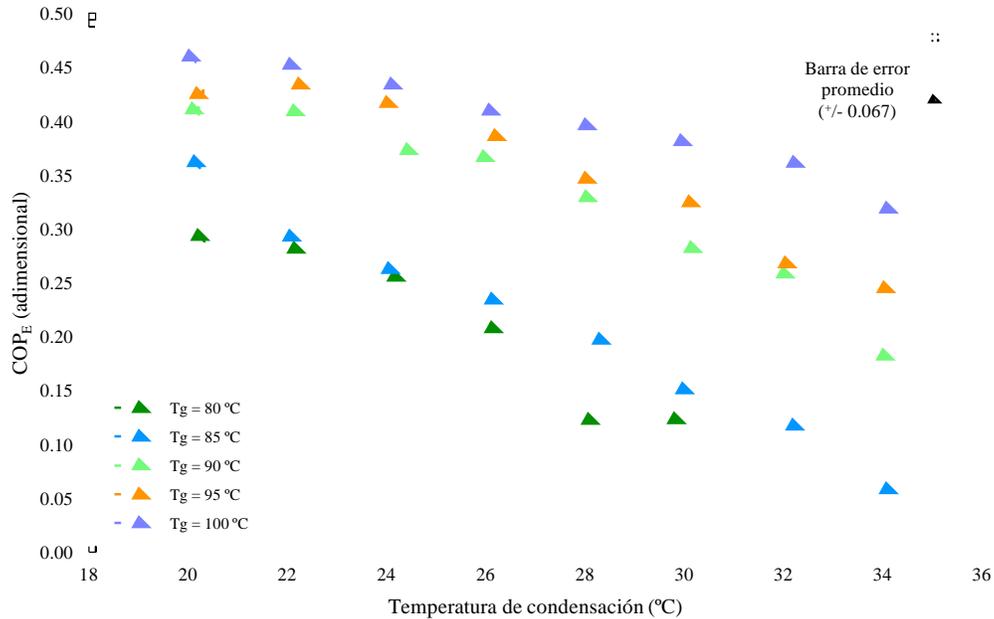


Figura 5.5.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de condensación, para las diversas temperaturas constante de generación, a flujo interno máximo.

Una tendencia muy marcada que se hace notar a través de la figura 5.5, es la disminución del coeficiente de desempeño externo conforme va incrementando la temperatura de condensación, manteniéndose constante la temperatura de generación. Esta disminución se debe al aumento de presión que se da en el generador, debido al incremento gradual de la temperatura de condensación; ya que ésta modifica el punto de ebullición de la solución en el generador, aumentándolo. Al obtener un punto de ebullición mayor, bajo el mismo suministro de calor, éste repercute en la producción de refrigerante, disminuyéndolo; trayendo con sigo una decremento en la potencia de enfriamiento, mientras que la potencia de generación es más constante.

Dentro de esta misma figura, se observa que el mayor coeficiente de desempeño externo registrado fue de 0.46, a la temperatura de condensación de 20 °C y temperatura de generación de 100

°C; con lo cual se logró obtener una potencia de enfriamiento externa cercana a los 6 kW, a expensas de 11.5 kW de potencia de generación externa. Por otra parte, el menor coeficiente de desempeño alcanzado fue de 0.06, a la temperatura de condensación de 34 °C y temperatura de generación de 85 °C, para una potencia de enfriamiento externa de 0.4 kW y un suministro de calor de 5.4 kW. De acuerdo a las tendencias marcada por medio de la figura 5.5, el menor coeficiente de desempeño externo debió ser para la temperatura de condensación de 34 °C y 80 °C de generación. Pero esto no fue posibles, debido a que a partir de los 30 °C de condensación la producción de refrigerante ya no fue constante, y por lo tanto los datos obtenidos no fueron considerados para su evaluación.

Por otro lado, a las temperaturas constantes de generación de 80 °C y 85 °C, con temperaturas de condensación de 22 °C y 24 °C, se aprecia como el valor del coeficiente de desempeño es muy cercano para ambos puntos. Esto es debido en gran medida a la problemática que lleva la manipulación manual de la válvula de expansión, en cuyos puntos específicos de medición se trató siempre de obtener la mayor producción de refrigerante, como se mencionó anteriormente, sin llegar a saber con certeza si esto es posible. Debido a lo anterior, se podría decir que en algunos casos la potencia de enfriamiento obtenida es la mayor; pero bajo condiciones de operación diferentes ésta se podría ver restringida, afectando el desempeño del sistema. Posiblemente esto sucedió para los puntos específicos de evaluación mencionados anteriormente, donde la potencia de enfriamiento a 85 °C de generación pasó de ser de 4.1 kW a 20 °C de condensación, a 2.9 kW a 22 °C y de 2.38 kW a 24 °C. Mientras que las potencias correspondientes de enfriamiento a 80 °C de generación fueron de 2.85 kW, 2.61 kW y 2.16 kW a temperaturas de condensación de 20 °C, 22 °C y 24 °C, respectivamente. A partir de estos datos se aprecia como a 22 °C y 24 °C de condensación, es muy poca la diferencia entre ambas potencia de enfriamiento; para las diferentes temperaturas de generación. Mientras que, para 20 °C de condensación la diferencia de potencias es mayor. Esto daría una explicación de este comportamiento, tomando en consideración que la potencia de generación para ambas temperaturas de generación posee un comportamiento más constante.

Una forma distinta de ver la tendencia del coeficiente de desempeño más claramente es por medio de la figura 5.6, la cual refleja la comparación entre el coeficiente de desempeño externo y la temperatura de generación, para cada una de las diferentes temperaturas de condensación constantes. Claramente se aprecia que conforme se aumenta la temperatura de generación, a una temperatura de condensación fija, el coeficiente de desempeño externo tienden a incrementarse. Con esto, se hace ver que los mayores coeficientes de desempeño externos se obtienen a la menor temperatura de condensación, y estos van aumentando conforme es mayor el suministro de calor; por medio de un

incremento en la temperatura de generación.

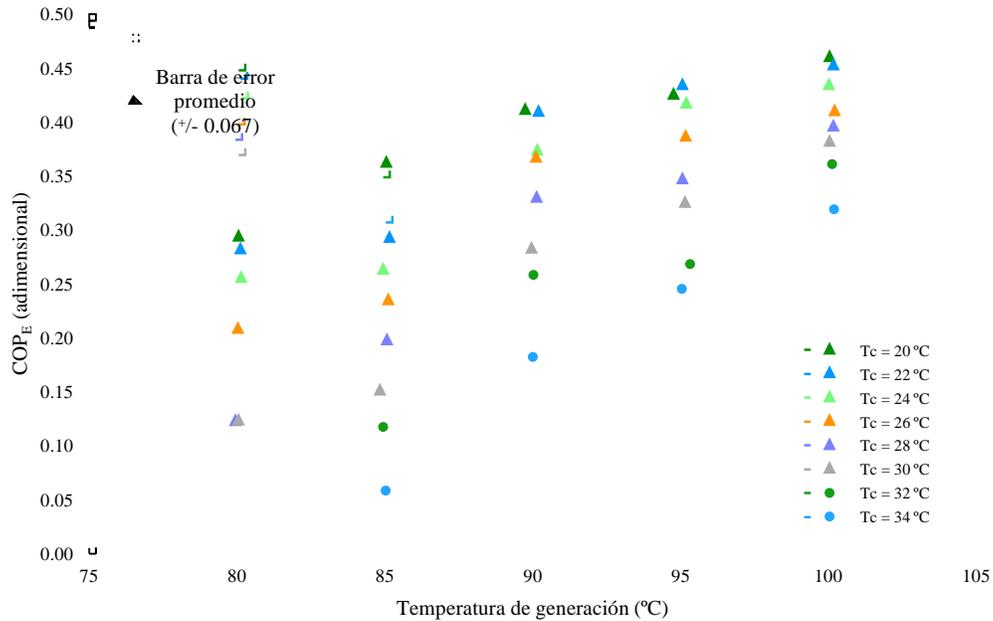


Figura 5.6.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de generación, a las diversas temperaturas constantes de condensación, a flujo interno máximo.

De nueva cuenta, el cruce de tendencias entre los valores del coeficiente de desempeño a 20 °C y 22 °C de condensación, a la temperatura de 95 °C de generación, es debido a los explicado con anterioridad, referente a la producción de la potencia de enfriamiento.

A partir del análisis de las figuras anteriores, un punto importante a recalcar sobresale ¿por qué no se muestran datos para temperaturas de condensación por encima de los 34 °C?, y no es porque el equipo no haya podido operar, sino que el enfriador ya no encendía bajo esas condiciones y con ello no fue posible lograr un estado estable de medición con temperaturas de condensación más altas. Sin embargo, se sabe que el sistema sigue generando refrigerante y que por lo tanto es posible llegar a obtener condiciones de operación por encima de los 34 °C de condensación.

Los datos correspondientes para cada uno de los puntos de medición utilizados en el cálculo del coeficiente de desempeño externo, así como el valor del error asociado al cálculo del coeficiente de desempeño para cada punto de medición, se muestran en la tabla 1 del anexo A.

Por otro lado, los resultados obtenidos bajo la consideración de flujo interno mínimo, el cual

se fija al restringir la solución que es bombeada hacia el generador por medio de una válvula de estrangulamiento, bajo las mismas condiciones de temperaturas de generación y condensación mostradas en la figura 5.5, se manifiestan por medio de la figura 5.7. En esta figura se puede apreciar que el mayor coeficiente de desempeño externo es bajo las condiciones de 100 °C de generación y 20 °C de condensación, con un valor de 0.37; con lo cual se logró obtener una potencia de enfriamiento externa de 4.1 kW, con un suministro de calor de 9.7 kW. Por otro lado, el menor coeficiente de desempeño externo que se obtuvo fue a las condiciones de 85 °C de generación y 34 °C de condensación, siendo de 0.08. Operando bajo estas condiciones, el sistema logró generar una potencia de enfriamiento externa de 0.5 kW, con la necesidad de un suministro de calor de generación externo de 4.7 kW.

Al igual que en la figura 5.5, el sistema muestra una tendencia de disminución del coeficiente de desempeño conforme se aumenta la temperatura de condensación, manteniendo constante la temperatura de generación. Sin embargo, esto se debe a la repercusión del aumento del punto ebullición de la solución, que lleva consigo un incremento en la temperatura de condensación, como se ha explicado.

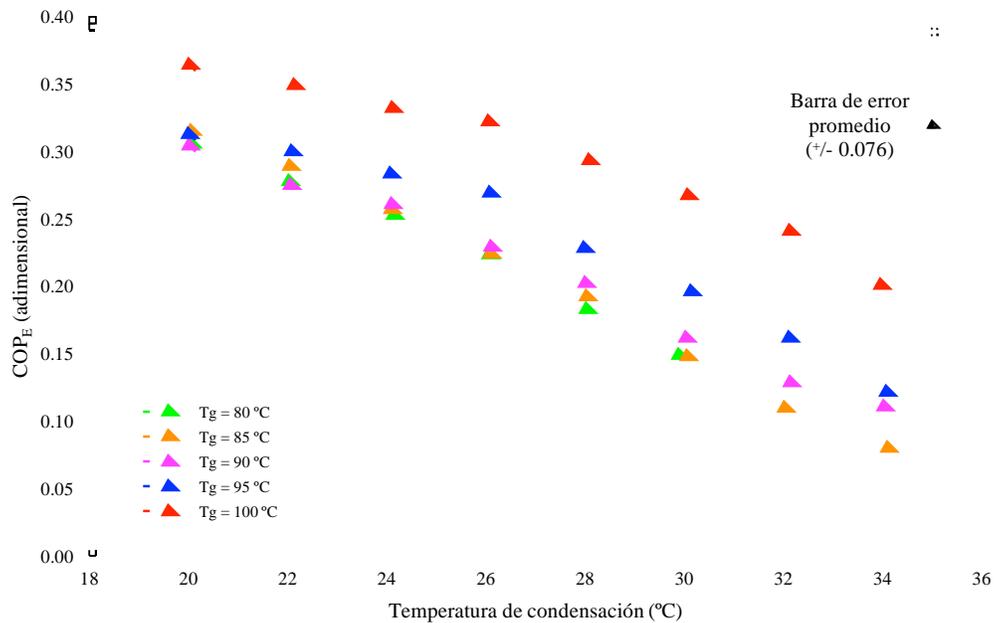


Figura 5.7.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de condensación, para las diversas temperaturas constante de generación, a flujo interno mínimo.

Al comparar los valores obtenidos entre las figuras 5.5 y 5.7 se hace evidente que a partir de

los 90 °C hasta los 100 °C de generación, los coeficiente de desempeño en la figura 5.5 son más altos. Este comportamiento fue causado debido al mayor flujo de solución interna que se manejó hacia el generador, beneficiando que se pudiera desprender mayor vapor refrigerante y con ello obtener una mayor potencia de enfriamiento.

Como se explicó anteriormente, la diferencia entre ambas pruebas fue solo en los flujos internos de solución dentro del sistema. Mientras que los flujos externos fueron los mismos. Debido a esto, el suministro de calor hacia el generador fue siempre el mismo, mientras que el aprovechamiento de éste por medio de la solución a flujo mínimo para la producción de vapor refrigerante decayó. Es decir, la potencia de generación estaba sobrada para la cantidad de refrigerante producido. Sin embargo, esto no se sabía desde un inicio y fue por ello que se llevó a cabo la evaluación solo cambiando el flujo de solución interna dentro del sistema de refrigeración.

Una consideración importante que hay que explicar, a través de la figura 5.7, es porque los coeficientes de desempeño a 80 °C, 85 °C y 90 °C, presentan un valor muy similar desde los 20 °C hasta los 26 °C, empezando a marca un diferencia a partir de los 28 °C de condensación. El motivo principal de esto fue la pequeña diferencia de producción de refrigerante que se dio entre cada uno de ellos, mientras que la potencia de generación presentó un aumento más considerable. Recordemos que la válvula de expansión es manual, y aunque siempre se trata de obtener la mayor producción de refrigerante, al ir modificando la apertura de ésta, no se garantiza que sea siempre la óptima apertura; lo que seguramente estaba restringiendo más de lo debido el paso de refrigerante hacia el evaporador, explicación que concuerda con lo expuesto en el análisis de las figuras 5.5 y 5.6 (la tendencia de producción de refrigerante se puede ver en la figura 5.12).

Al igual que la figura 5.6, por medio de la figura 5.8 se puede ver el comportamiento del coeficiente de desempeño externo en función de la temperatura de generación, para las diferentes temperaturas de condensación constante, pero ahora a flujo interno mínimo. De nueva cuenta, se hace notar la tendencia de aumento del coeficiente de desempeño conforme se va incrementando la temperatura de generación, siguiendo una línea constante de temperatura de condensación. Este comportamiento se debe que a mayor temperatura de generación, bajo la misma temperatura de condensación, existen una mayor producción de refrigerante y con ello una potencia de enfriamiento más elevada; lo que conlleva a un coeficiente de desempeño superior.

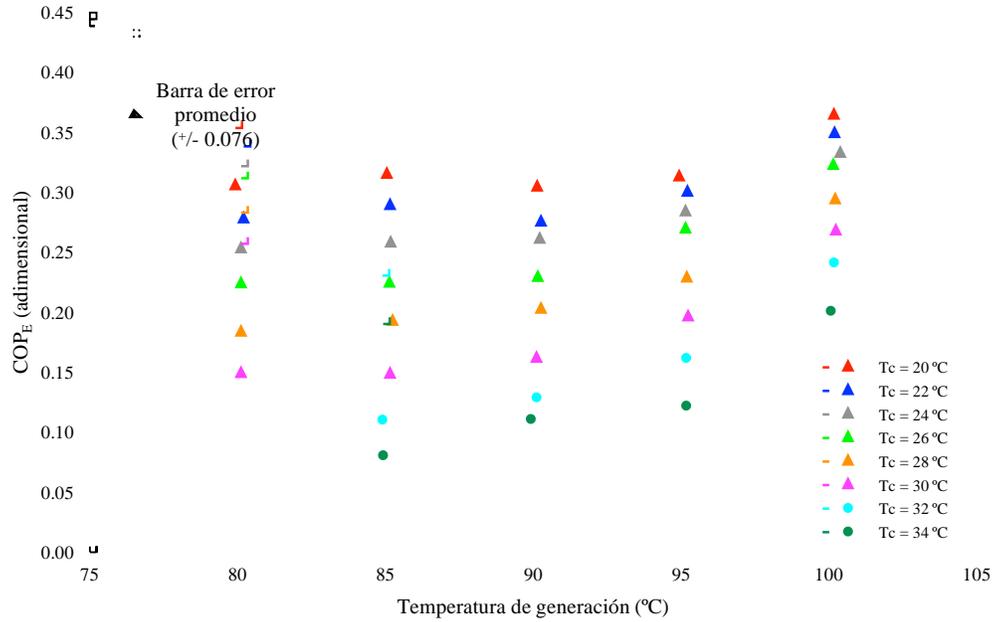


Figura 5.8.- Comparación del COP_E en función de la temperatura de generación, a las diversas temperaturas constantes de condensación, a flujo interno mínimo.

Así como estas pruebas realizadas se tendrían que realizar muchas más, si lo que se desea es obtener el punto óptimo para las diferentes configuraciones, donde el sistema logre operar lo mejor posible; con los menores requerimientos de entrada de energía.

Los datos correspondientes para cada uno de los puntos de medición utilizados en el cálculo del coeficiente de desempeño externo a flujo interno mínimo, así como el valor del error asociado al cálculo del coeficiente de desempeño, debido a los instrumentos de medición, se muestran en tabla 2 del anexo A.

5.3.2.- Determinación del coeficiente de desempeño interno del sistema (COP_I)

En el apartado anterior se hizo el cálculo y análisis del sistema por medio del coeficiente de desempeño externo, mostrando sus resultados en forma gráfica. Por lo que ahora, se procederá a hacer el cálculo del coeficiente de desempeño por medio de las corrientes internas del sistema, las cuales corresponden al flujo másico del refrigerante, al flujo másico de solución pobre en refrigerante y al flujo másico de solución rica en refrigerante. El cálculo del coeficiente de desempeño interno es llevado a cabo por medio de balances de masa y energía en los componentes del sistema, los cuales son en nuestro caso, generador y evaporador.

Las ecuaciones a utilizar se muestran a continuación:

$$COP_I = \frac{Q_{E_I}}{Q_{G_I} + W_p} \quad (5.5)$$

donde Q_{E_I} , Q_{G_I} y W_p son el calor de evaporación interno, el calor de generación interno y el trabajo de la bomba del sistema de refrigeración, respectivamente. Cada uno de ellos se calcula de la siguiente manera,

$$Q_{E_I} = \dot{m}_{NH_3} (h_5 - h_4) \quad (5.6)$$

$$Q_{G_I} = (\dot{m}_{vapor\ de\ NH_3} h_1) + (\dot{m}_{solución\ pobre\ en\ NH_3} h_{10}) - (\dot{m}_{solución\ rica\ en\ NH_3} h_{11}) \quad (5.7)$$

$$W_p = v(P_{alta} - P_{baja}) \dot{m}_{solución\ rica\ en\ NH_3} \quad (5.8)$$

donde \dot{m} representa al flujo másico, h la entalpía, v el volumen específico de la solución y P la presión. El flujo másico de refrigerante es el correspondiente al registrado por el Coriolis tres (C_3), mientras que para la solución pobre en refrigerante es el correspondiente a la medición del Coriolis dos (C_2) y para la solución rica en refrigerante es el valor registrado por el Coriolis uno (C_1). La entalpía cinco (h_5) es el valor correspondiente al vapor refrigerante que sale del evaporador, la entalpía cuatro (h_4) corresponde al valor de la mezcla líquido/vapor del refrigerante que entra al evaporador, la entalpía uno (h_1) es la correspondiente al vapor refrigerante que sale generador, la entalpía diez (h_{10}) es para la salida de solución pobre en refrigerante del generador y la entalpía once (h_{11}) es para la solución rica en refrigerante que entra al generador. De nuevo, la figura A mostrada en el anexo uno sirve de guía para identificar estos puntos de medición.

Tanto las entalpías, como el volumen específico, se obtuvieron en función de las temperaturas, presiones y flujos másicos registrados por el sistema de adquisición de datos, aplicando balances de masa y energía. Solo la entalpía cuatro que corresponde a la salida de la válvula de expansión, se obtuvo a partir de los datos correspondientes de presión y temperatura registrados a la salida del condensador; ya que al considerarse la válvula como isentálpica, la entalpía a la salida del condensador es igual a la entalpía a la salida de la válvula de expansión. Para calcular los valores de las propiedades de la solución amoníaco/nitrato de litio se utilizaron las correlaciones reportadas por Infante Ferreira [55] y Libotean [28, 29]. Mientras que, para las propiedades del amoníaco puro se empleó el software REFPROP, tomando como punto de referencia que a 0 °C la entalpía del líquido saturado de amoníaco debe ser igual a cero.

A partir de la figura 5.9 se muestran los resultados obtenidos bajo la condición de flujo interno máximo, en la cual se lleva a cabo una comparación entre los correspondientes coeficientes de desempeño internos y externos, en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación. La figura 5.9(a) muestra los coeficientes de desempeño a la temperatura de generación constante de 80 °C, la figura 5.9(b) para 85 °C de generación, la figura 5.9(c) para 90 °C de generación, la figura 5.9(d) para 95 °C de generación, y finalmente, la figura 5.9(e) para 100 °C de temperatura de generación. Por otro lado, en la figura 5.10 se muestra la comparativa del coeficiente de desempeño interno en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación.

En cada una de las gráficas que conforman la figura 5.9 se puede apreciar que la tendencia del coeficiente de desempeño interno es similar a la ya conocida y mostrada del coeficiente de desempeño externo, de seguir una tendencia de disminución conforme se da un incremento en la temperatura de condensación, debido a las mismas razones ya expuestas en la sección anterior. Sin embargo, hay que resaltar que los valores obtenidos por medio del coeficiente de desempeño interno son mayores a los registrados por su contraparte. Esto debido a las potencias de generación y enfriamiento empleadas para el cálculo correspondiente del coeficiente de desempeño, las cuales son diferentes para cada caso. Como ya se mencionó, para el cálculo del coeficiente de desempeño externo se emplean las corrientes externas del sistema. Mientras que, para el cálculo del coeficiente de desempeño interno se utilizan las internas. Así, si comparamos las potencias de ambas corrientes, externa e interna, veremos que la potencia de generación siempre será mayor para la corriente externa, mientras que la potencia de enfriamiento siempre será mayor para la corriente interna; y en el mejor de los casos, ambas potencias podrían ser iguales si la eficiencia de los intercambiadores de calor fuese del 100 por ciento. La comparación de estas potencias se puede apreciar por medio del análisis de las tablas mostradas en los anexos A y B.

Partiendo de lo descrito con anterioridad, dentro de la figura 5.9 se hace notar que el mayor valor del coeficiente de desempeño dentro de cada una de las comparativas es el correspondiente al calculado a través del coeficiente de desempeño interno. Así, el mayor valor del coeficiente de desempeño interno que se logró obtener fue bajo las condiciones de 20 °C de condensación y 100 °C de generación, figura 5.9(e), con un valor de 0.62. Bajo estas condiciones, la potencia de enfriamiento interna fue de 6.7 kW, mientras que la potencia de generación interna fue de 10.7 kW. Por otro lado, el coeficiente de desempeño externo, bajo las mismas condiciones, registró un valor de 0.46. Con una potencia de enfriamiento de 6 kW, al suministrar 11.5 kW de generación, como se mostró a partir de

la figura 5.5.

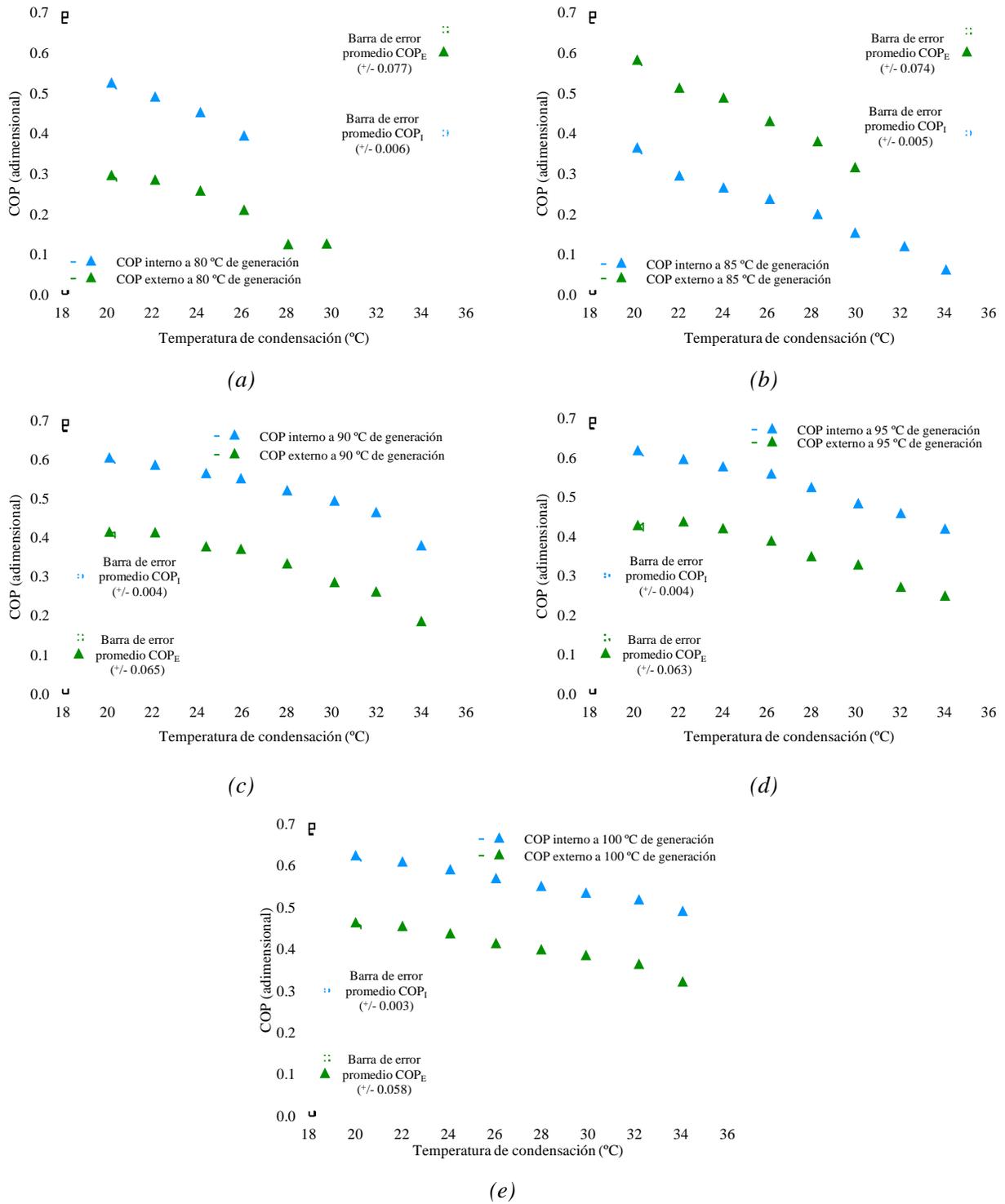


Figura 5.9.- Comparación entre el COP externo e interno en función de la temperatura de condensación, para las diferente temperaturas de generación, a flujo interno máximo.

Como se acaba de explicar, esta diferencia es debido a las potencias que se utilizan para lograr su obtención. Sin embargo, existe otro factor determinante en el comportamiento del sistema, que es la efectividad de los componentes, la cual puede llegar a lograr que estos valores sean muy similares o muy diferente. Esto se describe secciones posteriores.

Por otro lado, el valor más pequeños del coeficiente de desempeño interno se registró a la temperatura de generación de 85 °C y temperatura de condensación de 30 °C, con un valor de 0.32, figura 5.9(b). Para estas condiciones, la potencia de enfriamiento interna fue de 1.1 kW y la potencia de generación interna necesaria de 3.5 kW. Desafortunadamente, para las condiciones de operación a 80 °C y 85 °C de generación no se logró hacer una confrontación total entre ambos valores del coeficiente de desempeño, debido a que no fue posible seguir registrando el valor de refrigerante que fue producido. Por ello, en las primeras dos gráficas de la figura 5.9 los valores del coeficiente de desempeño interno solo llegan a los 26 °C y a los 30 °C de condensación, respectivamente.

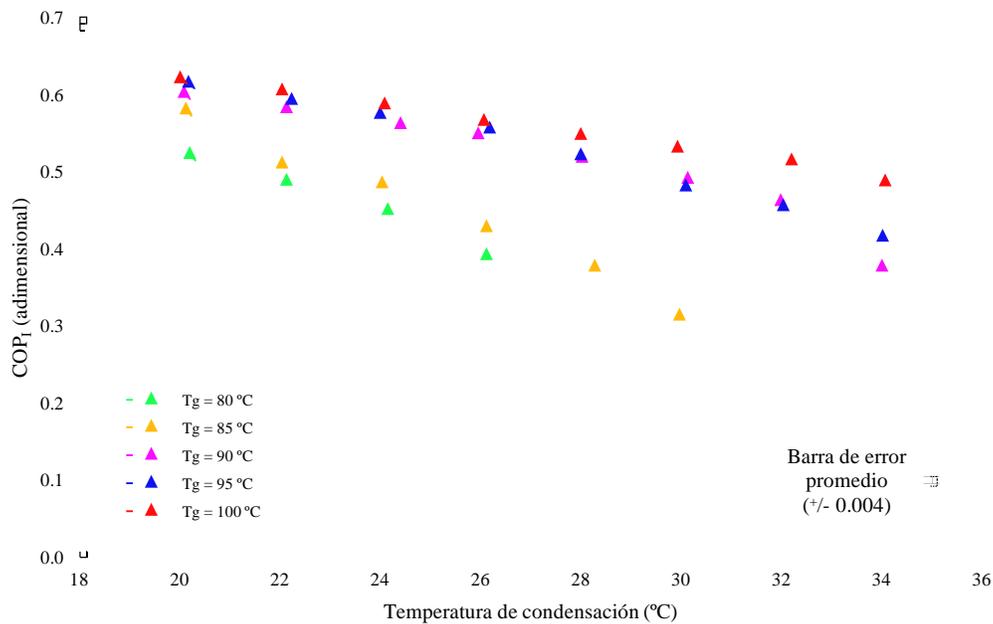


Figura 5.10.- Comparación del COP_I en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constante de generación, a flujo interno máximo.

En lo que respecta a la figura 5.10, se muestra la comparación entre los valores del coeficiente de desempeño interno, en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación constantes. En esta figura se puede ver que conforme la temperatura de generación se va incrementando, a una misma temperatura de condensación, el valor del coeficiente de desempeño

interno se incrementa. Mientras que presenta una tendencia de disminución conforme la temperatura de condensación es mayor. Los valores máximos que presenta son para a la temperatura de generación de 100 °C, mientras que los mínimos corresponden a la temperatura de generación de 85 °C, como se acaba de mencionar.

El comportamiento mostrado por la figura 5.10 es de sumo interés, ya que se puede apreciar una tendencia clara de a que temperatura de generación es mejor operar el sistema de refrigeración, con el fin de obtener el máximo coeficiente de desempeño.

Por otro lado, la obtención de esta tendencia es gracias a las modificaciones en la apertura de la válvula de expansión que se iban haciendo, con la finalidad de obtener la mayor producción de refrigerante en el sistema. Muestra de ello es al figura 5.11(a), que exhibe la producción de refrigerante que se obtuvo durante la primer evaluación a flujo interno máximo, en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación.

Como se puede ver a partir de esta figura, existe una diferencia muy marcada en cuanto a la producción de refrigerante, disminuyendo conforme se incrementa la temperatura de condensación, a temperatura constantes de generación. Mientras que fue aumentando para una temperatura de condensación fija, al incrementarse la temperatura de generación.

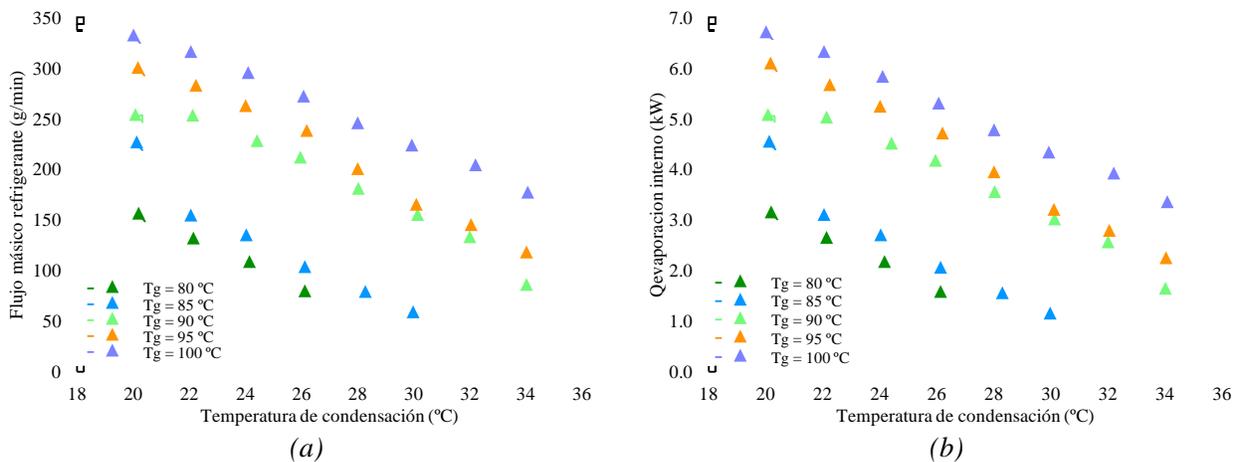


Figura 5.11.- Producción de refrigerante y potencia de enfriamiento interna en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constantes de generación, a flujo interno máximo.

La máxima producción de refrigerante que se obtuvo fue de 330 g/min, a 100 °C de generación

y 20 °C de condensación; con lo cual fue posible obtener una potencia de enfriamiento de 6.7 kW, como se aprecia por medio de la figura 5.11(b). Mientras que la mínima registrada fue de 57 g/min, a 85 °C de generación y 30 °C de condensación, con una potencia de enfriamiento de 1.12 kW. Fue debido a esta gran producción de refrigerante que se lograron obtener buenos resultados al llevar a cabo esta evaluación experimental, y que gracias a ello se alcanzaron potencias de enfriamiento externas cercanas a los 6 kW.

Los datos correspondientes para cada uno de los puntos de medición utilizados en el cálculo del coeficiente de desempeño interno, a flujo interno máximo, se muestran en la tabla 1 del anexo B.

En lo que respecta a los resultados obtenidos por medio de la evaluación a flujo interno mínimo, estos se muestran a partir de la figura 5.12 y 5.13. Que al igual que en la figura 5.9, muestran el comportamiento del coeficiente de desempeño en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación constantes.

Para esta serie de evaluaciones experimentales con consideraciones de flujo interno mínimo, el mayor coeficiente de desempeño interno fue de 0.62, a 20 °C de condensación y 100 °C de generación, figura 5.12(e), con una potencia de evaporación interna de 4.5 kW, ante un suministro de calor de generación interno de 7.3 kW. Por otro lado, el menor coeficiente de desempeño interno fue para la temperatura de generación de 85 °C y 34 °C de condensación, con un valor de 0.27, obteniendo una potencia de evaporación interna de 0.5 kW, al aprovechar 1.9 kW de potencia de generación interna.

Antes de llevar a cabo esta serie de evaluaciones experimentales fue posible hacer un cambio dentro de los instrumentos de medición del sistema de refrigeración, el cual consistió en sustituir un sensor del tipo Coriolis. En dicho cambio, se reemplazó el sensor encargado de medir el flujo de refrigerante producido, por otro similar, pero capaz de medir flujos más pequeños. Por lo cual, para cada comparación entre los coeficientes de desempeño que se muestran en la figura 5.12 se tienen las tendencias completas.

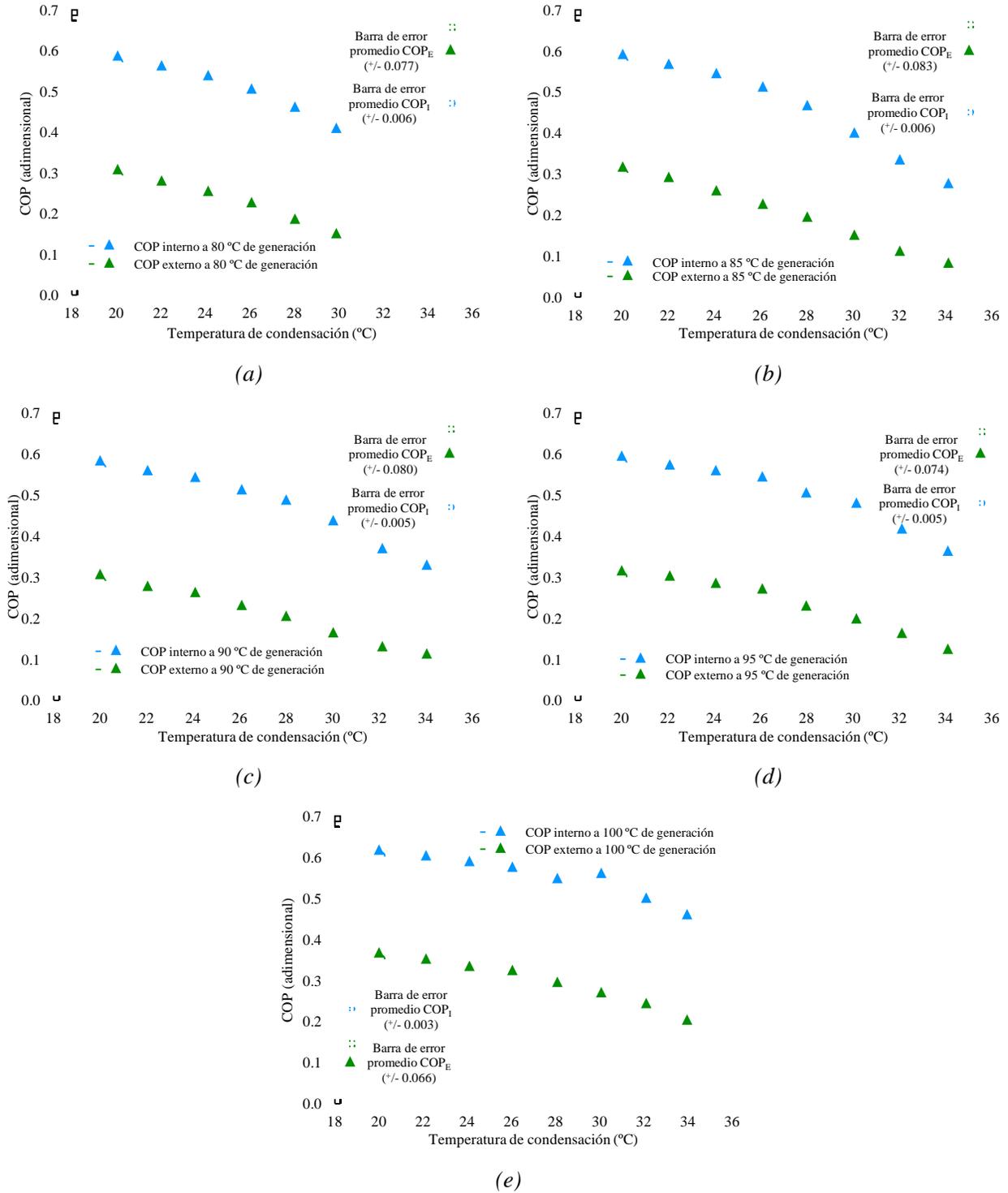


Figura 5.12.- Comparación entre el COP externo e interno en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación, a flujo interno mínimo.

En lo que respecta a la figura 5.13 se muestra el comportamiento del coeficientes de desempeño interno en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación constantes. A través de esta figura se aprecia que todos los coeficientes de desempeño internos tuvieron un valor inicial muy cercano al 0.6, el cual fue decayendo conforme se incrementaba la temperatura de condensación, por las razones que se han descrito con anterioridad. El hecho de que los coeficientes de desempeño internos estuvieran en el rango inicial de 0.6 se debe a la baja diferencia de producción de refrigerante conforme se aumentaba la temperatura de generación, lo cual generó potencia de enfriamiento muy cercanas una de otras, como se puede apreciar al ver la figura 5.14.

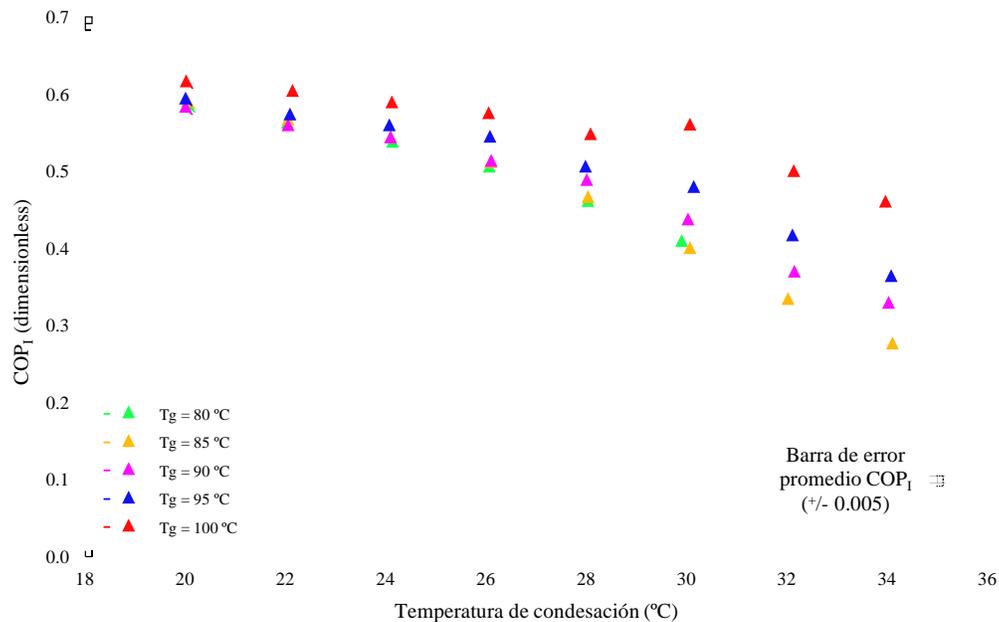


Figura 5.13.- Comparación del COP₁ en función de la temperatura de condensación, para las temperaturas constante de generación, a flujo interno mínimo.

La figura 5.14(a), muestra la producción de refrigerante en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación. La producción de refrigerante dio inicio alrededor de los 140 g/min para la temperatura de generación de 80 °C y 20 °C de condensación, disminuyendo conforme se aumentó la temperatura de condensación, con lo cual fue posible obtener una potencia de enfriamiento interna de 2.8 kW, la cual se observa por medio de la figura 5.14(b). La máxima generación de refrigerante fue a los 100 °C de generación y 20 °C de condensación, con un producción de 220 g/min, generando una potencia de enfriamiento interna de 4.5 kW. Se puede ver que a los 90 °C de generación la producción de refrigerante inició siendo menor que para 85 °C de generación, algo que no debió suceder; ya que a mayor temperatura de generación se espera una

mayor producción de refrigerante. Sin embargo, esta condición tiene mucha probabilidad de que se haya efectuado debido a la no correcta apertura de la válvula de expansión, ya que el suministro de calor hacia el generador era mayor, con lo cual se espera una mayor producción de refrigerante. Además, conforme se fue modificando la apertura de la válvula de expansión, a partir de los 26 °C de condensación se nota como la producción de refrigerante, a la temperatura de 90 °C, fue aumentando; en comparación a la producción de refrigerante a la temperatura de generación de 85 °C.

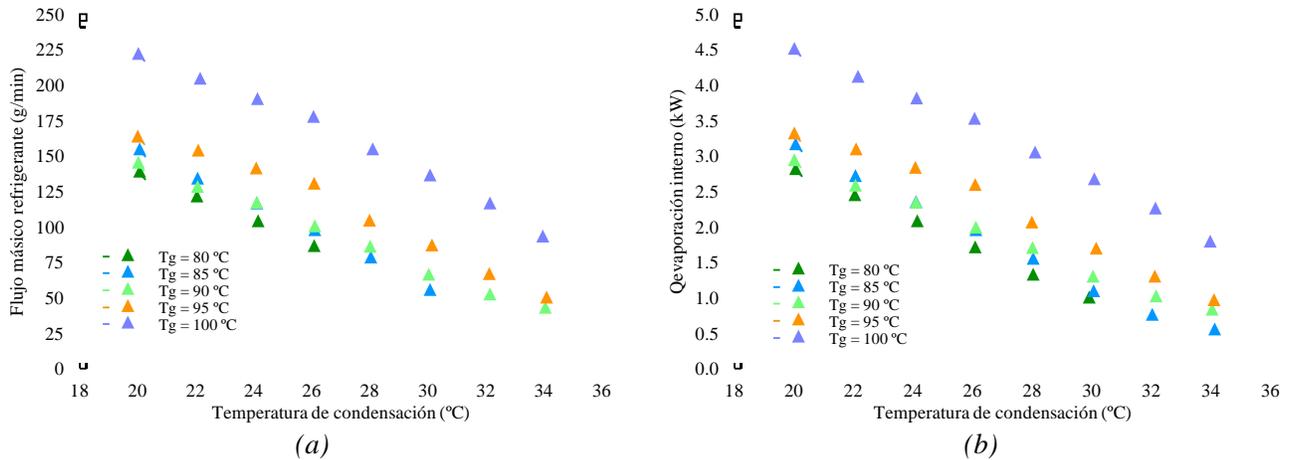


Figura 5.14.- Producción de refrigerante y potencia de enfriamiento interna en función de la temperatura de condensación, para las diferente temperaturas de generación, a flujo interno mínimo.

De nueva cuenta, este tipo de análisis es necesario para ir delimitando las condiciones bajo las cuales el sistema opera de manera más óptima, y así poder establecer las bases de una mejor evaluación y obtención de resultados. Los datos correspondientes para cada uno de los puntos de medición utilizados en el cálculo del coeficiente de desempeño interno a menores flujos internos, se muestran en la tabla 2 del anexo B.

5.4.- Evaluación experimental bajo condiciones de recirculación

Las pruebas experimentales hechas bajo la condición de recirculación en el absorbedor fueron llevadas a cabo con temperaturas de generación de 90 °C, 95 °C y 100 °C. Variando la temperatura de condensación desde los 24 °C hasta los 28 °C, en incrementos de 2 °C, para cada una de las temperaturas de generación. La selección de las temperaturas de generación antes establecidas fue al tomar en consideración que a partir de ellas se han logrado obtener los mejores coeficientes de desempeño. Así, al dejar de lado las temperaturas de generación de 80 °C y 85 °C, también se trató de evitar la baja producción de refrigerante que se obtiene por medio del suministro de calor de generación a estas temperaturas. En lo que respecta a las temperaturas de condensación, estas fueron fijadas al tomar en consideración que el enfriador que suministra el agua para los procesos de condensación/absorción opera bajo un régimen más estable bajo estas condiciones.

Bajo cada punto de medición se fue modificando la recirculación en el absorbedor, dando inicio con un flujo másico de 5 kg/min y finalizando con 3 kg/min, con decrementos de 0.5 kg/min. Lo anterior fue establecido debido a la capacidad que mostró la bomba del sistema de absorción, la cual permitió un flujo máximo de recirculación en el absorbedor de 5 kg/min y un flujo mínimo de 3 kg/min de solución. En total fueron 43 puntos de medición registrados, con una duración aproximada de 40 minutos cada uno.

Los flujos externos que se manejaron para llevar a cabo las pruebas experimentales fueron similares a los ya establecidos, 25 kg/min para el generador, 20 kg/min para el condensador, 18 kg/min para el absorbedor y 20 kg/min para el evaporador. Por otro lado, los flujos internos de solución rica en refrigerante hacia el generador y solución pobre en refrigerante hacia el absorbedor se fueron ajustando, de tal manera que permaneciera constante el flujo de recirculación hacia el absorbedor. Los resultados obtenidos para cada ciclo de pruebas se muestran a continuación.

5.4.1 Resultados en función del análisis de recirculación a 100 °C de generación

La figura 5.15 muestra la producción de refrigerante para 100 °C de generación, en función del flujo másico en el absorbedor, en representación de las temperaturas de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C. En esta figura se puede ver que con un flujo másico de 5 kg/min de recirculación, la producción de refrigerantes es la más baja que se logró obtener y que conforme se va restringiendo el flujo de recirculación se obtiene un máximo de producción de refrigerante a 3.5 kg/min de recirculación; para decrecer nuevamente con 3 kg/min de recirculación. Sin embargo, hay que tomar en cuenta que al estar recirculando la mayor parte de la solución hacia el absorbedor, es muy poca la cantidad de flujo

másico que se envía hacia el generador, provocando que ésta sea la mayor causa de la baja producción de refrigerante. En lo que respecta al punto donde la recirculación es de 3 kg/min, y la cantidad de solución que se envía al generador es máxima, se hace notar que aunque llega mayor solución al generador, esta no es aprovechada para la producción de refrigerante. Por lo tanto, bajo esta condición de flujo no es factible operar el sistema de refrigeración.

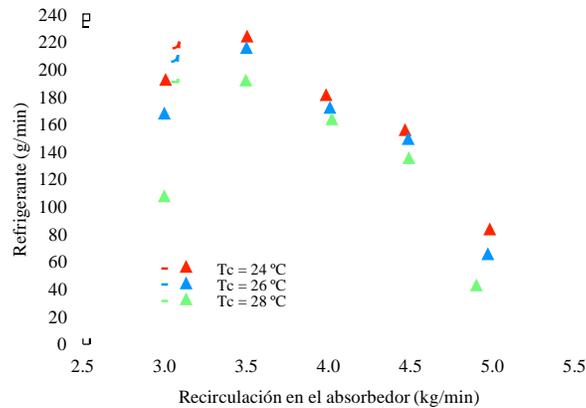


Figura 5.15.- Producción de refrigerante a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Con esta producción de refrigerante podemos ver, por medio de la figura 5.16(a), que la potencia de enfriamiento interna sigue una tendencia muy similar, obteniendo un máximo de calor de evaporación a 3.5 kg/min de recirculación. Sin embargo, por medio de la figura 5.16(b) se nota que el calor de generación interno también es máximo bajo esta mismas condiciones.

Bajo las condiciones mostradas de potencia de generación y evaporación internas, podemos ver por medio de la figura 5.17 que el coeficiente de desempeño interno es máximo a 5 kg/min de recirculación y que conforme el flujo de recirculación disminuye éste tiende a decrecer un poco, hasta llegar a la recirculación mínima, donde el coeficiente de desempeño interno sube un poco para las temperatura de condensación de 24 °C y 26 °C, mientras que decrece a 28 °C de condensación. En lo que respecta a la disminución del coeficiente de desempeño interno en función del aumento de la temperatura de condensación, la tendencia que muestran es de esperarse, debido a los efectos de incremento de presión que conlleva una temperatura de condensación más alta.

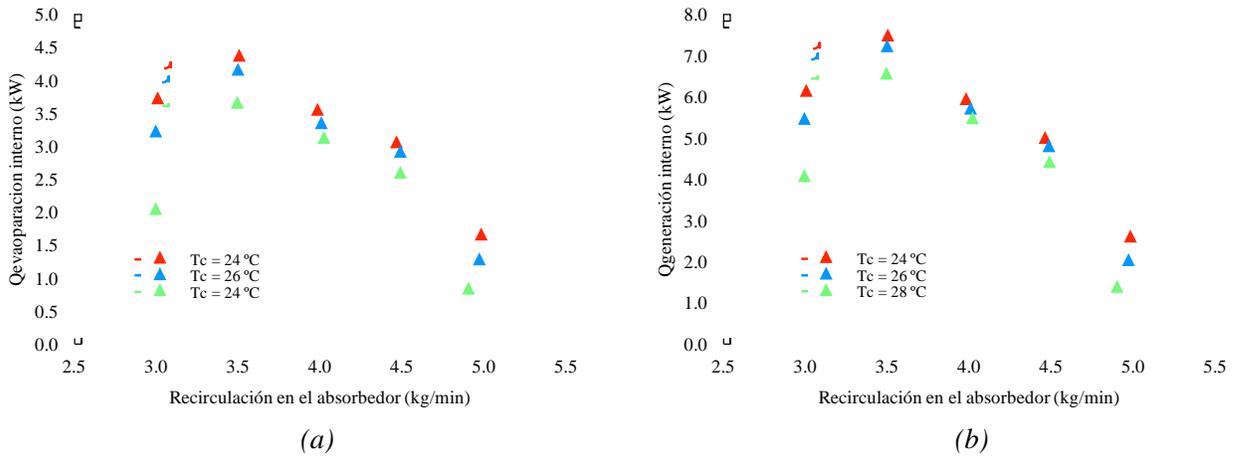


Figura 5.16.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

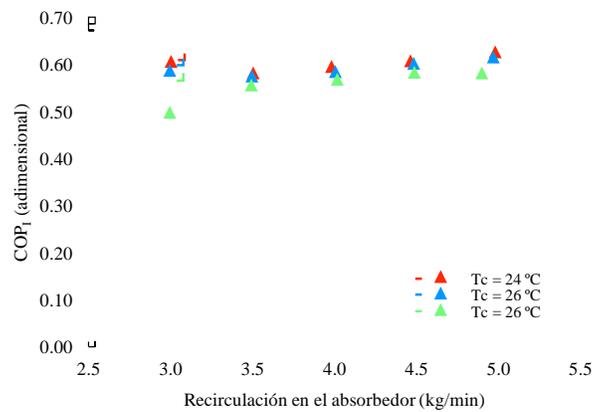


Figura 5.17.- COP₁ a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Bajo estas mismas condiciones de operación, por medio de la figura 5.18(a) se muestra como la temperatura a la salida de la válvula de expansión es menor a un flujo de recirculación alto; y que conforme la recirculación va decreciendo, la temperatura a la salida de la válvula se va incrementando. Por otro lado, en la figura 5.18(b) se nota que el perfil de presiones en el absorbedor muestra una tendencia muy similar al perfil de temperaturas de la válvula de expansión. Por lo anterior, se llega a la conclusión de que bajo estas condiciones de operación la dependencia de la presión en el absorbedor, y por lo tanto de la temperatura de la válvula de expansión, están regidas por la temperatura de entrada de solución pobre hacia el absorbedor, como se había previsto en evaluaciones anteriores. Si la temperatura de la solución pobre en refrigerante que ingresa al

absorbedor se incrementa, esto genera que la presión dentro del absorbedor también lo haga. Mientras que, al presentar una disminución de temperatura, provoca que la presión dentro del absorbedor tienda a disminuir.

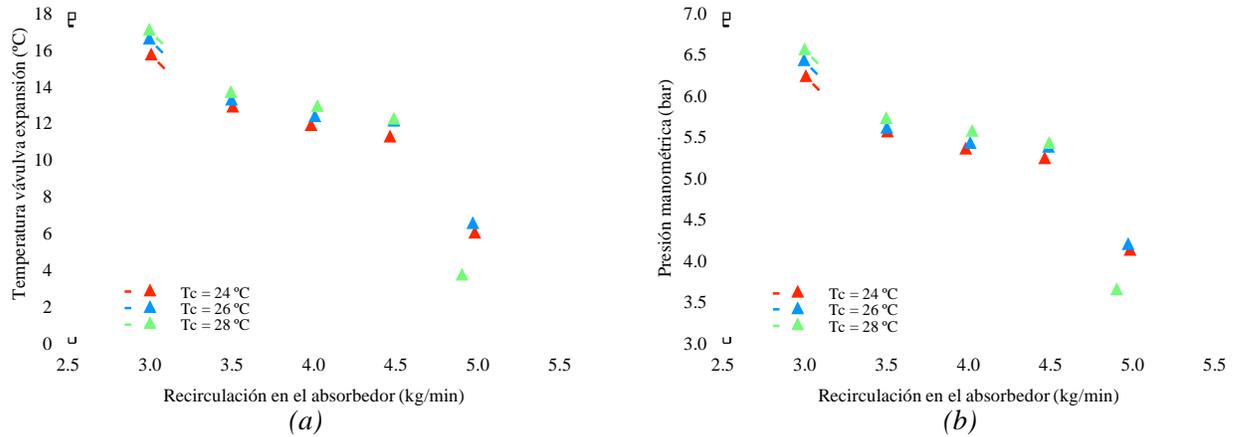


Figura 5.18.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 100 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

En lo que respecta a las potencias externas de evaporación y de generación, se aprecia por medio de la figura 5.19(a) como el calor de evaporación presenta un comportamiento de campana, mostrando tendencias mínimas y máximas. La potencia de evaporación inicia siendo pequeña a flujos de recirculación altos, y tiende a incrementarse conforme el flujo de recirculación disminuye, logrando un máximo a 4 kg/min, para posteriormente decrecer y registrar valores muy similares a la potencia de enfriamiento de inicio. Con lo anterior, se puede ver que aunque la mayor potencia de enfriamiento interna fue a la condición de 3.5 kg/min de recirculación (figura 5.16), el mayor aprovechamiento de esta potencia de enfriamiento se vio reflejada externamente a la condición de 4 kg/min de recirculación, principalmente.

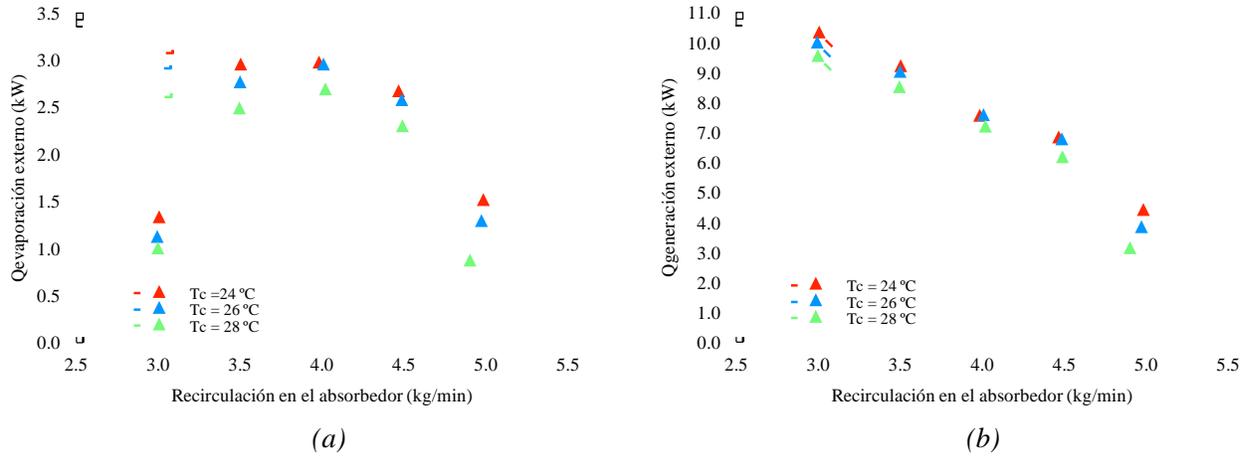


Figura 5.19.- Potencia de enfriamiento y generación externos a $100\text{ }^\circ\text{C}$ de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Por otro lado, en la figura 5.19(b) se muestra como la potencia de generación externa muestra un incremento conforme la recirculación va decreciendo, logrando un máximo bajo las condiciones de flujo de recirculación mínimo. Esto es debido al hecho de que al existir un mayor flujo de solución hacia el generador este intercambia una mayor cantidad de calor con la solución que ingresa. Esto se puede demostrar llevando a cabo un análisis de la temperatura de solución pobre en refrigerante que sale del generador, la cual mostrará un incremento en su temperatura debido a la ganancia de calor conforme la recirculación es menor.

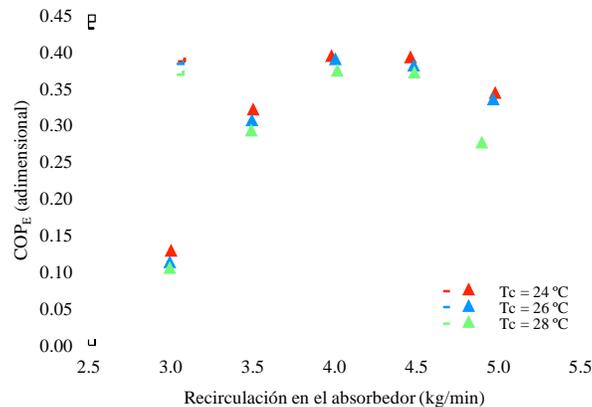


Figura 5.20.- COP_E a $100\text{ }^\circ\text{C}$ de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Finalmente, por medio de la figura 5.20 se puede apreciar como el coeficiente de desempeño externo es menor a un flujo másico de recirculación bajo y como éste se va incrementado conforme

la recirculación va en aumento, hasta llegar a un máximo a 4 kg/min recirculación, para posteriormente decrecer. El comportamiento de esta tendencia se entiende claramente al analizar la figura 5.19, en la cual se ve que la potencia de generación es máxima a flujos pequeños de recirculación y su potencia de evaporación es de las más bajas bajo estas condiciones, lo que provoca un menor coeficiente de desempeño. Por otro lado, se ve que se encuentra un balance a 4 kg/min de recirculación, donde se encuentran la mayor potencia de evaporación externa, por medio de una potencia de generación media.

5.4.2 Resultados en función del análisis de recirculación a 95 °C de generación

El siguiente análisis corresponde a los resultados obtenidos bajo la prueba experimental llevada a cabo a 95 °C, con temperaturas de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C, variando el flujo de recirculación en el absorbedor. Los resultados obtenidos presentan tendencias similares a los mostrados con anterioridad a 100 °C de generación, sin embargo existen pequeñas diferencias entre ambos.

En la figura 5.21 se puede apreciar que el comportamiento de producción de refrigerante es muy similar al mostrado en la figura 5.15, en el cual, a 5 kg/min de recirculación la producción de refrigerante es la más baja, obteniendo un máximo con la recirculación de 3.5 kg/min para posteriormente decrecer la producción de refrigerante a 3 kg/min; esto para las temperaturas de condensación de 24 °C y 28 °C. Sin embargo, para 26 °C de condensación y 3 kg/min de recirculación se ve un pequeño incremento en la producción de refrigerante, lo cual es debido a la apertura de la válvula de expansión; la cual se hace manualmente y por lo cual en algunos puntos se llega a obtener el máximo de producción de refrigerante, mientras que en otros se está restringiendo esta producción.

Una diferencia a destacar con respecto a los resultados obtenidos a 100 °C de generación, es que la producción de refrigerante en la mayoría de los puntos de evaluación, a los diferentes flujos de recirculación, son menores. Lo cual es debido a la menor potencia de generación que se suministra al sistema, ya que la temperatura de generación está 5 °C por debajo, trayendo consigo que la capacidad para producir refrigerante tienda a ser menor.

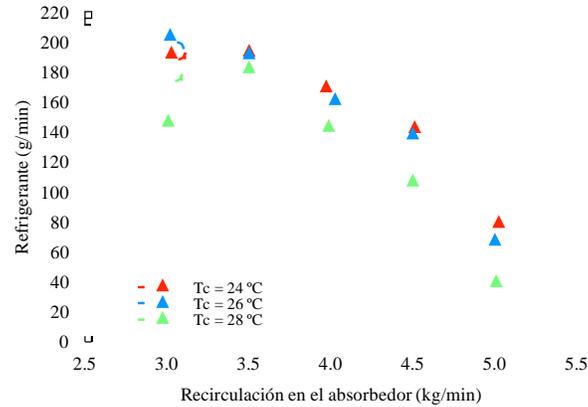


Figura 5.21.- Producción de refrigerante a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Por medio de la figura 5.22 se muestran las potencias de evaporación y generación internas, para la prueba experimental a 95 °C de generación, a 24 °C, 26 °C y 28 °C de condensación. En la figura 5.22(a) se ve que la potencia de enfriamiento interna es mínima a 5 kg/min de recirculación, obteniendo su máximo a 3.5 kg/min, para posteriormente decaer; siguiendo el mismo comportamiento de acuerdo a la generación de refrigerante. En lo que respecta a la potencia de generación interna, figura 5.22(b), se aprecia que sigue una tendencia muy similar a la mostrada en la figura 5.22(a), obteniendo un máximo a 3.5 kg/min de recirculación, para las temperatura de condensación de 24 °C y 28 °C.

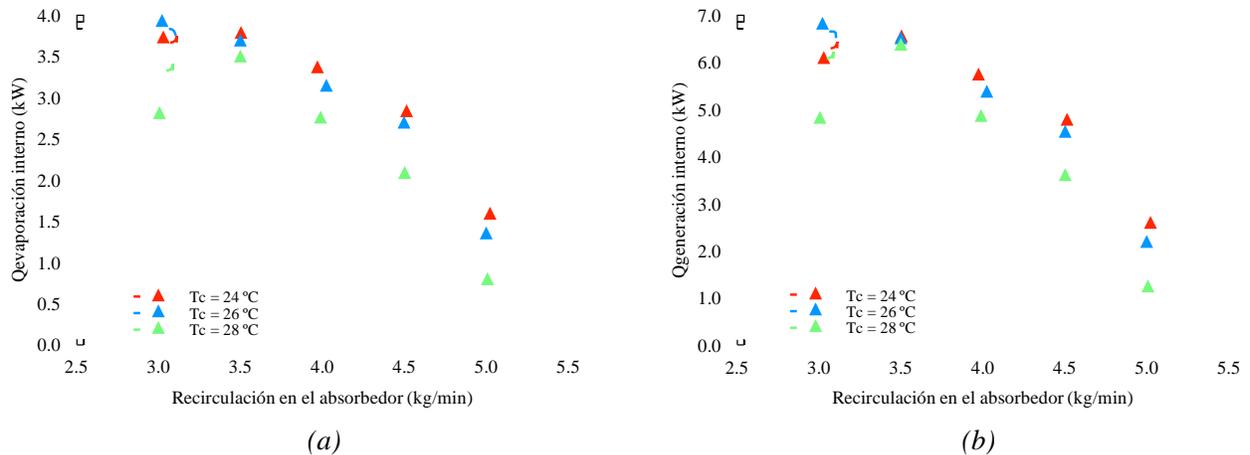


Figura 5.22.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Las potencias de evaporación y generación internas, a 95 °C de generación, son más pequeñas

que las mostradas por medio de la figura 5.16, las cuales son 100 °C de generación. Esto es debido a los explicado con anterioridad, respecto a los 5 °C menos con los que el suministro de agua caliente llega al generador, ocasionado una menor potencia de enfriamiento debido a la menor producción de refrigerante.

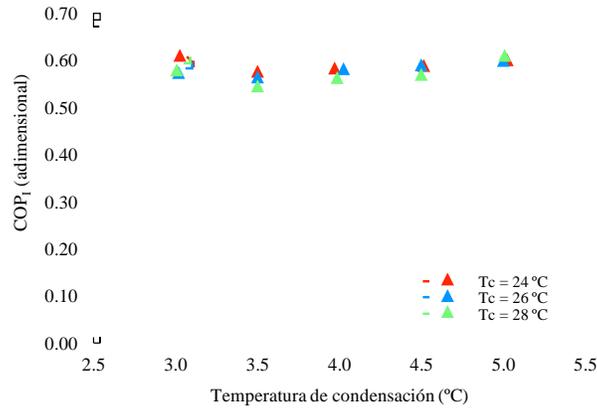


Figura 5.23.- COP_1 a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

En la figura 5.23 se muestra el coeficiente de desempeño interno en función del flujo másico de recirculación, para las diferentes temperaturas de condensación. Los valores máximos del coeficiente de desempeño interno se obtiene a 5 kg/min de recirculación y tienden a decrecer conforme va disminuyendo la recirculación en el absorbedor, hasta llegar a los valores mínimos correspondientes a 3 kg/min de recirculación, a 26 °C y 28 °C de condensación. Para el caso de recirculación de 3 kg/min y 24 °C de condensación, el coeficiente de desempeño presenta un leve incremento, donde el calor de evaporación interno tuvo un decremento de centésimas de kW con respecto al valor obtenido a 3.5 kg/min, pero se se vio beneficiado por la disminución de la potencia de generación, ocasionando el incremento del coeficiente de desempeño interno.

La figura 5.24(a) es la representación de la temperatura a la salida de la válvula de expansión, en función de la recirculación en el absorbedor, para las diferentes temperatura de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C. Los valores mínimos de temperatura son a flujos de recirculación de 5 kg/min, mientras que estos tiende a incrementarse conforme la recirculación disminuye; debido a la ganancia de calor que tiene la solución pobre en refrigerante en el generador, conforme llega mayor solución hacia el generador. En comparación a los resultados obtenidos a 100 °C, las temperaturas en la válvula de expansión son un poco menores; debido a que el paso del refrigerante necesita una menor apertura en la válvula de expansión y por lo tanto hay una mayor caída de presión.

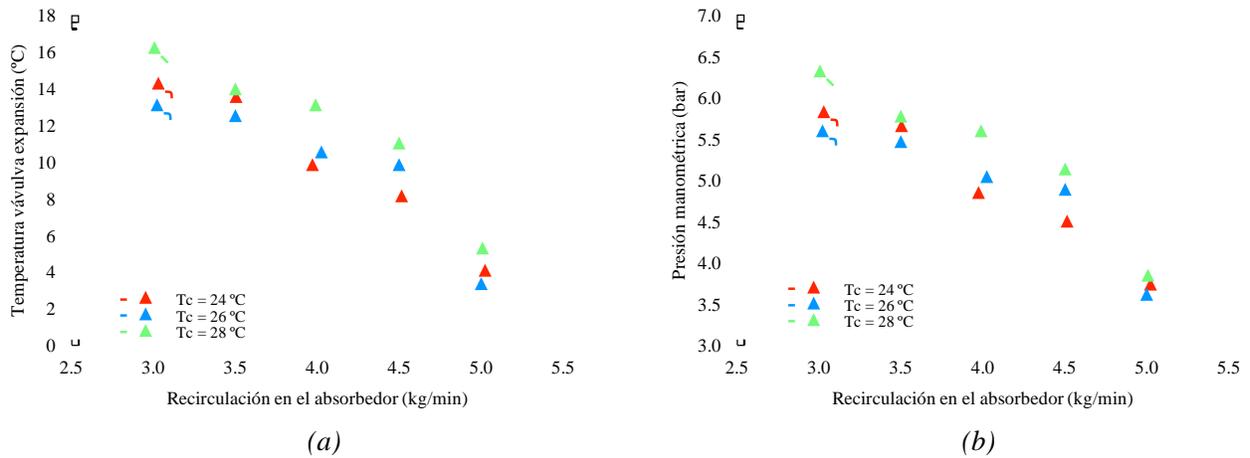


Figura 5.24.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Por otro lado, las presiones registradas por medio de la figura 5.24(b) siguen una tendencia muy similar a la registrada por medio de la temperatura de la válvula de expansión, debido a lo explicado con anterioridad en el caso a 100 °C de generación. Sin embargo, un beneficio extra que conlleva una menor producción de refrigerante, bajo las mismas condiciones de recirculación, genera que el proceso de absorción sea mejor; ayudando a que la presión en el absorbedor disminuya. De igual manera, al ser menor la cantidad de vapor refrigerante que ingresa al absorbedor, la generación de calor producto de la reacción exotérmica decrece, lo que beneficia en la presión del absorbedor. Además, la solución que abandona el generador gana una menor temperatura y con ello llega menos caliente hasta el absorbedor, ayudando de igual manera en la disminución de la presión. Por lo tanto, la presión en el absorbedor registró valores menores que los obtenidos con la prueba experimental a 100 °C.

En los que respecta a los valores para la temperatura de la válvula de expansión y para la presión dentro del absorbedor, a 24 °C de condensación, se muestra un comportamiento un poco inestable y tendencioso; presentando incrementos de temperatura y presión, con respecto a la temperatura de condensación de 26 °C. Lo anterior se debe principal a la temperatura cambiante con que ingresaba la solución pobre en refrigerante hacia el absorbedor, la cual posee un efecto crítico dentro de la presión de éste, logrando que ésta varíe con un cambio mínimo que se de en la temperatura. Por lo tanto, se nota claramente como para los datos de recirculación a 5 kg/min, 3.5 kg/min y 3 kg/min, tanto la presión como la temperatura de la válvula de expansión muestran valores por encima de los

registrados a las temperatura de 26 °C, debido al hecho de una mayor temperatura con que ingresó la solución pobre en refrigerante al absorbedor.

En la figura 5.25(a) se ve el comportamiento que tuvo la potencia de enfriamiento externa en función del flujo de recirculación, para las temperaturas de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C. De nueva cuenta, la potencia de enfriamiento inicia siendo mínima a máxima recirculación y a partir de ahí tiene a irse incrementando conforme la recirculación decrece. La mayor potencia de enfriamiento estuvo a 3 kg/min para la temperatura de condensación de 24 °C, y a 3.5 kg/min para las temperaturas restantes de 26 °C y 28 °C de condensación. Para 24 °C de condensación y 3 kg/min de recirculación se muestra una potencia muy baja, en comparación con las restantes temperaturas de condensación al mismo flujo de recirculación, debido al decremento en la producción de refrigerante que se obtuvo bajo esas condiciones (figura 5.21). Este hecho trajo consigo que fuese muy poco el efecto refrigerante sobre la temperatura del agua a enfriar, provocando la caída de la potencia de enfriamiento externa.

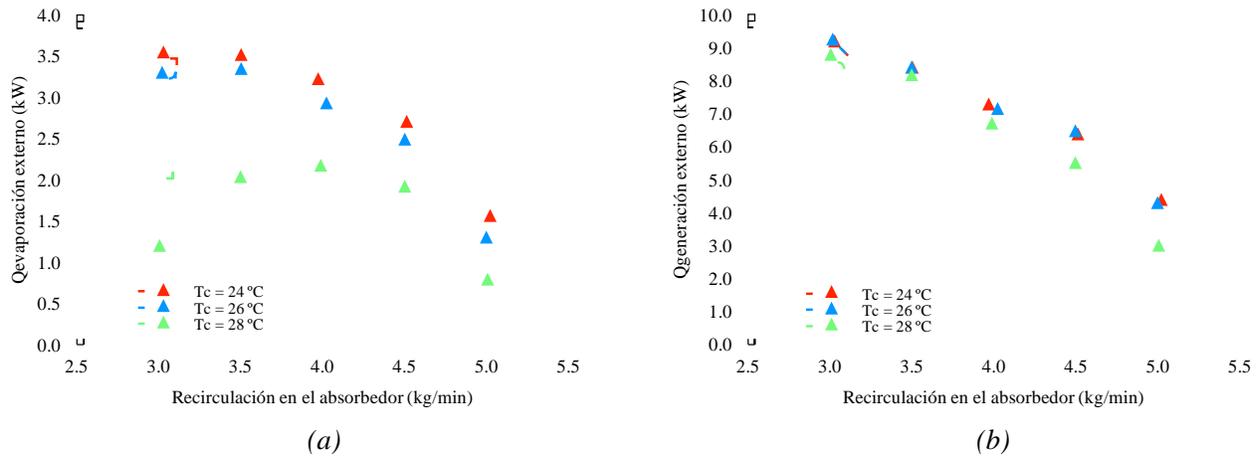


Figura 5.25.- Potencia de enfriamiento y generación externas a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

En la figura 5.25(b) se aprecia el comportamiento que tuvo la potencia de generación externa bajo las mismas condiciones de la figura 5.25(a). En este caso, la potencia de generación de nuevo inicia registrando los valores más bajos a altos flujos de recirculación y tiende a incrementarse conforme decrece el flujo másico de recirculación. Para las temperatura de condensación de 24 °C y 26 °C, la potencia de generación fue muy similar. Mientras que, para la temperatura de condensación de 28 °C la potencia de generación muestra un pequeño decremento.

El comportamiento del coeficiente de desempeño externo en función del flujo másico de recirculación en el absorbedor, para las diferentes temperatura de condensación, se muestra en la figura 5.26. En esta figura se puede apreciar que el coeficiente de desempeño externo máximo se encuentra a un flujo de recirculación de 4 kg/min, para las temperaturas de condensación de 24 °C y 26 °C. Mientras que, para la temperatura de condensación de 28 °C se encuentra a un flujo de recirculación de 4.5 kg/min.

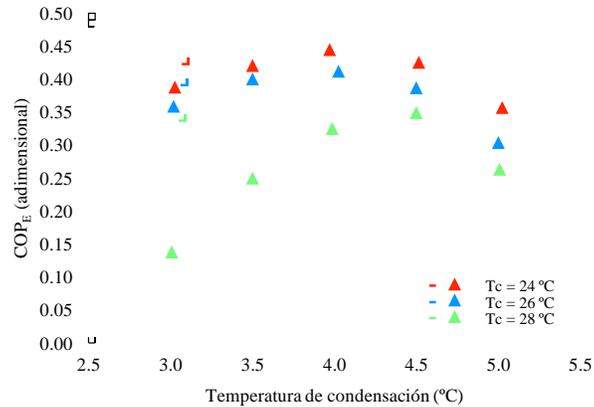


Figura 5.26.- COP_E a 95 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Aunque las potencia máximas de enfriamiento externo se obtuvieron principalmente a 3.5 kg/min de flujo de recirculación en el absorbedor, estas no se compensaron con la potencia de generación externa necesaria para la producción del refrigerante. Por lo tanto, la mejor relación de potencia de enfriamiento externa, con potencia de generación externa, fue a un flujo másico de recirculación de 4 kg/min, al igual que la prueba experimental a 100 °C de generación. Solo para 28 °C de condensación no se cumplió esta condición.

5.4.3 Resultados en función del análisis de recirculación a 90 °C de generación

Los resultados restantes de la prueba experimental que se llevó a cabo bajo las condiciones de flujo de recirculación en el absorbedor a 90 °C de generación, con las temperaturas de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C, se muestran a partir de la figura 5.27 a la figura 5.32.

La producción de refrigerante, bajos las condiciones de operación de la prueba experimental a 90 °C de generación se muestran en la figura 5.27. En ella, se puede ver que la producción de refrigerante es la menor de las tres pruebas que se llevaron a cabo, debido al hecho de que la potencia de generación que se suministró es la más baja dentro de las tres pruebas. En la figura 5.27 se sigue

mostrando que a menor flujo de recirculación la producción de refrigerante es mínima, y a partir de ahí tiende a incrementarse conforme la recirculación disminuye. En estas figura, se aprecia más claramente el efecto que provoca la operación a diferentes temperaturas de condensación, obteniéndose mayor flujo de refrigerante a la temperatura de condensación más baja.

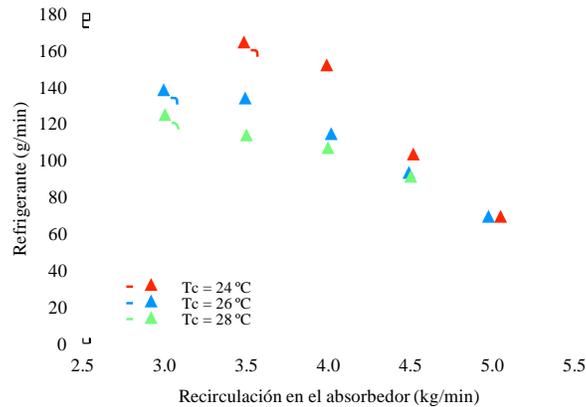


Figura 5.27.- Producción de refrigerante a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

El comportamiento de las potencia de enfriamiento y generación internas, para la temperatura de generación a 90 °C, con 24 °C, 26 °C y 28 °C de temperatura de condensación, se muestra en la figura 5.28. Dentro de esta figura se sigue marcando el comportamiento de bajas potencias a flujos de recirculación altos, y como éstas tienden a incrementarse conforme la recirculación en el absorbedor decrece.

Para la figura 5.28(a) se aprecia que la mayor potencia de enfriamiento interna es con un flujo de recirculación de 3 kg/min, para las temperaturas de condensación de 26 °C y 28 °C. Mientras que, para la temperatura de condensación de 24 °C es a 3.5 kg/min, ya que a 3 kg/min no fue posible lograr que operara el sistema de refrigeración. Por otro lado, la menor potencia de enfriamiento fue con un flujo de recirculación de 5 kg/min, para las temperaturas de condensación de 24 °C y 26 °C. Mientras que, para la temperatura de condensación de 28 °C fue a 4.5 kg/min, ya que no fue posible obtener datos a un flujo de recirculación de 5 kg/min.

Para el calor de generación interno mostrado en la figura 5.28(b), las potencias máximas y mínimas son a condiciones similares a las registradas mediante la potencia de evaporación interna; siguiendo las mismas tendencias mostradas con anterioridad.

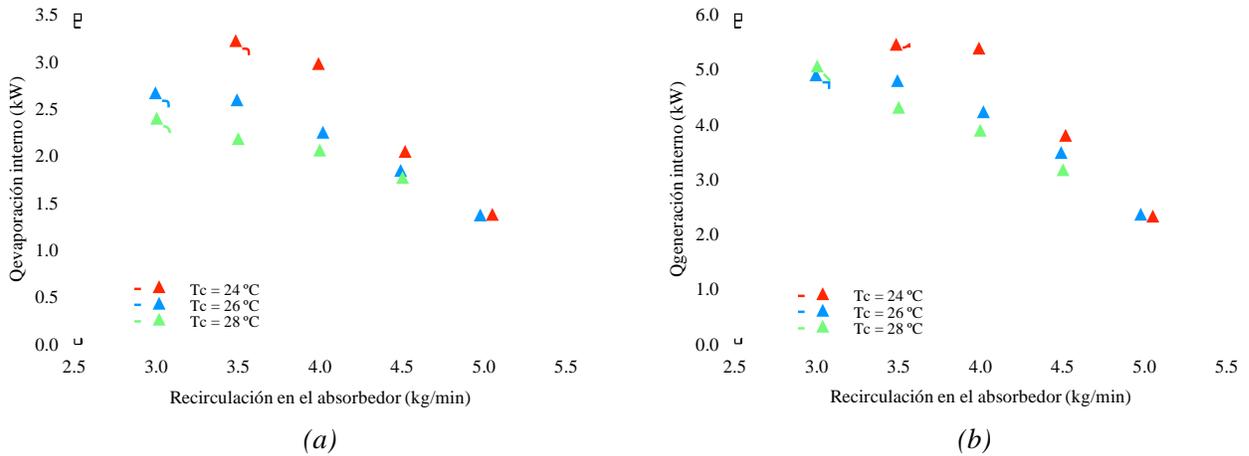


Figura 5.28.- Potencias de enfriamiento y generación internas a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

La figura 5.29 muestra el coeficiente de desempeño interno en función del flujo másico, para las diferentes temperaturas de condensación. En esta figura, los valores máximos del coeficiente de desempeño interno para las temperaturas de condensación de 24 °C, 26 °C y 28 °C son a flujos de recirculación de 3.5 kg/min, 5 kg/min y 4.5 kg/min, respectivamente. El comportamiento que presentan el coeficiente de desempeño interno no muestra una tendencia similar en cada uno de ellos. Sin embargo, para flujos de recirculación grande el coeficiente de desempeño tiende a ser el mayor y empieza a decrecer conforme la recirculación disminuye. Solo para 24 °C de condensación se aprecia que el coeficiente de desempeño interno más alto a es la menor recirculación.

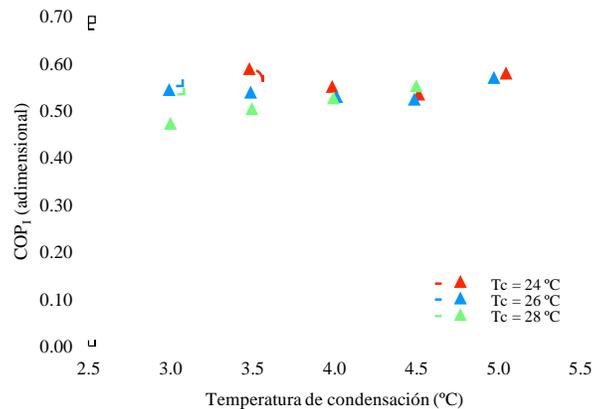


Figura 5.29.- COP₁ a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

El hecho de que a 28 °C de condensación y un flujo de recirculación de 4.5 kg/min se obtengan un mayor coeficiente de operación, que para las restantes temperatura de condensación, es debido, primeramente, a la similitud en la producción de refrigerante entre ambas temperaturas de condensación, y por lo tanto en su potencia de enfriamiento interna. Por ello, y conjugado con una menor potencia de generación interna necesaria, fue que se obtuvo un mayor valor del coeficiente de operación interno. Sin embargo, esto no significa que sea mejor operar el sistema bajo estas condiciones, debido a que primero hay que cerciorarse que la producción de refrigerante para cada una de las diferentes temperaturas de condensación sea la máxima posible y a partir de ahí tomar una decisión. En la obtención de estos valores, de nueva cuenta, tiene mucho que ver la apertura de la válvula de expansión, ya que no es posible garantizar que sea la correcta y con ello lograr obtener el mayor desempeño posible del sistema.

El perfil de temperaturas a la salida de la válvula de expansión, para la evaluación hecha a 90 °C de generación, se muestra en la figura 5.30(a). Durante esta prueba experimental, se registraron los valores de temperatura más bajos correspondientes dentro de las tres pruebas experimentales que se llevaron a cabo. Sin embargo, este comportamiento es de esperarse, ya que la mínima producción de refrigerante también fue bajo estas condiciones. Al existir un flujo de refrigerante bajo, la apertura necesaria en la válvula de expansión es menor y con ello la caída de presión a la salida de la válvula se incrementa. Además, la temperatura con la cual ingresó la solución pobre en refrigerante hacia el absorbedor fue la mínima que se registró, lo que ayudó a disminuir la presión en el absorbedor y con ellos mejorar el proceso de absorción.

El comportamiento de la presión en el absorbedor se aprecia por medio de la figura 5.30(b) donde se puede comparar que fueron las presiones más bajas registradas dentro de las pruebas experimentales que se llevaron a cabo con las tres diferentes temperaturas de generación. En esta misma figura se puede ver que se sigue conservando la tendencia de aumento en la presión del absorbedor conforme la recirculación es menor y como los valores mínimos se encuentran a recirculación máxima, algo que ya se explicó con anterioridad. De igual manera, se hacen presentes variaciones en cuanto a las tendencias de los valores de la presión y temperatura, mostrando que a 24 °C de condensación las presiones tienden a ser mayores que las restantes temperatura de condensación, algo que no debería de suceder, pero de nueva cuenta la obtención de estos valores es debido a la temperatura con la cual ingresó la solución pobre en refrigerante al absorbedor.

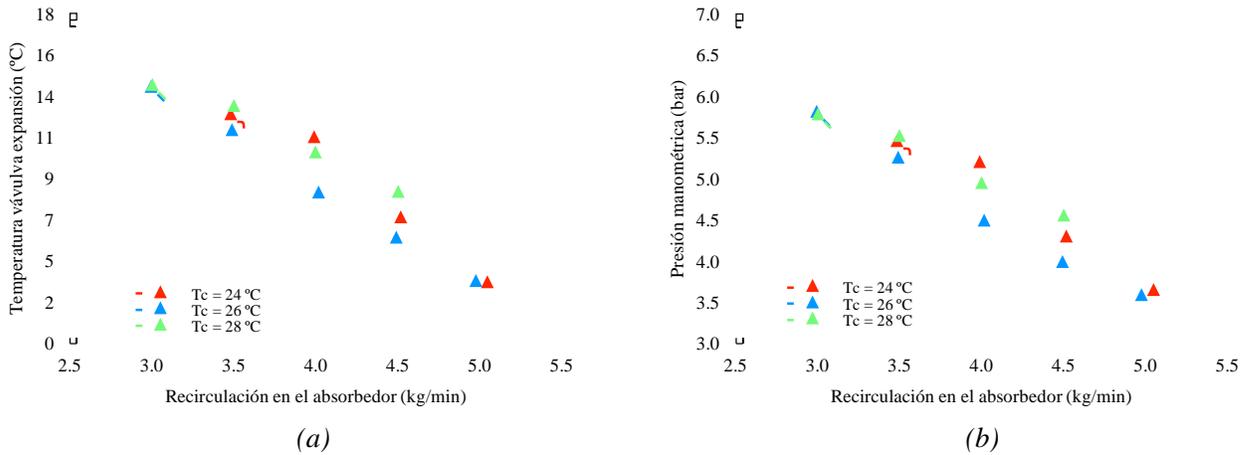


Figura 5.30.- Perfil de temperaturas en la válvula de expansión y presiones en el absorbedor a 90°C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

El registro de las potencias externas de enfriamiento y generación se muestran en la figura 5.31, la cual esta en función del flujo másico de recirculación en el absorbedor, para la temperatura de generación de 90°C . Las potencias mostradas en la figura 5.31(a) son las más pequeñas que se registraron dentro de las pruebas experimentales, con valores mínimos a 5 kg/min de recirculación y máximos a 3.5 kg/min . La caída en potencia de enfriamiento, en comparación con las otras pruebas, es debido a la baja producción de refrigerante que se dio; y por lo tanto, se ve reflejado en una afectación directa en la producción de frío. Por otro lado, por medio de la figura 5.31(b) se aprecia que las potencias de generación externas también fueron las más pequeñas, en comparación con las diferentes temperaturas de generación. De nueva cuenta, la potencia de generación fue menor a 5 kg/min de recirculación y estas aumentaron conforme fue mayor el flujo másico de solución que se enviaba hacia el generador.

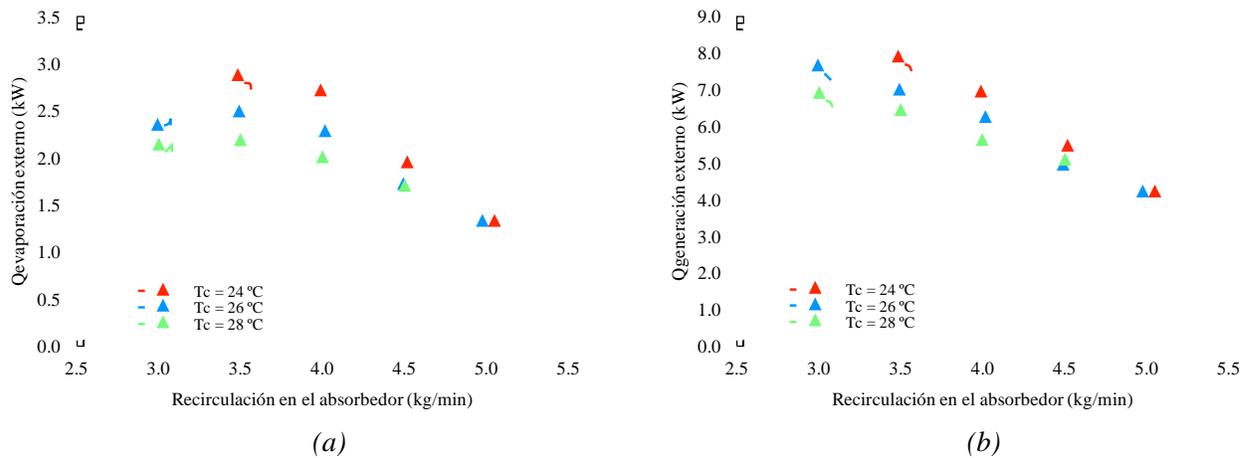


Figura 5.31.- Potencia de enfriamiento y generación externas a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

Por último, en la figura 5.32 se muestra el comportamiento del coeficiente de desempeño externo en función de la recirculación, para las diferentes temperaturas de condensación a 90 °C de generación. Los valores correspondientes del coeficiente de desempeño externo son mínimos en los extremos de la recirculación, esto es a 3 kg/min y 5 kg/min. Mientras que, el máximo es a condiciones de 4 kg/min de recirculación. Algo similar a lo mostrado dentro de las tendencias con las temperaturas de generación de 95 °C y 100 °C. De nueva cuenta, los valores del coeficiente de desempeño externo son mayores a la temperatura de condensación de 24 °C, y estos disminuyen conforme la temperatura de condensación aumenta.

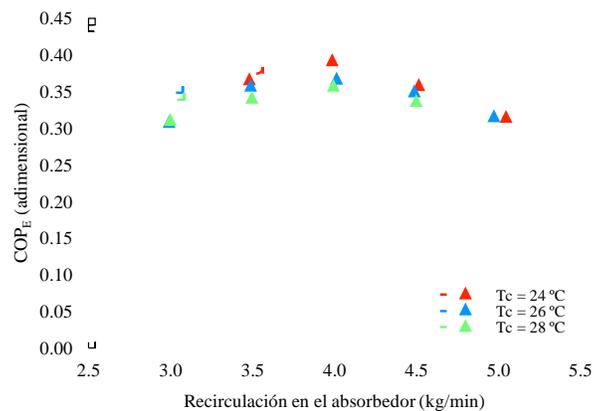


Figura 5.32.- COP_E a 90 °C de generación, para las diferentes temperaturas de condensación, en función del flujo de recirculación en el absorbedor.

A partir de estos resultados es posible llevar a cabo una serie de combinaciones en función de los flujos de recirculación en el absorbedor, tratando de maximizar el desempeño del sistema de refrigeración. Una de estas posibles combinaciones sería aquella en la cual el flujo de recirculación en el absorbedor logró las presiones más bajas dentro del sistema, mientras que la solución que se envía al generador logra la potencia de enfriamiento máxima. Sin embargo, esto no se pudo llevar a cabo, ya que la necesidad de una bomba de mayor capacidad de flujo, así como una mayor cantidad de solución dentro del sistema, no se pudieron poner en práctica.

5.5.- Efectividad de los componentes

De acuerdo a lo descrito por Serth [71], la efectividad a través de un intercambiador de calor se define como la relación de transferencia de calor real entre la máxima posible. Dentro de la cual, esta última sería correspondiente a la tasa de transferencia de calor que se produciría en un intercambiador de calor a contra corriente, el cual posee infinita área de transferencia de calor. En un intercambiador de este tipo, una de las corrientes del fluido ganará, o perderá calor, hasta que su temperatura de salida sea igual a la temperatura de entrada de la otra corriente.

Por lo tanto, al tomar en consideración lo anterior, las efectividades de cada uno de los intercambiadores de calor que integran al sistema de refrigeración quedan definidas de la siguiente manera.

Para el generador,

$$EF_G = \frac{\dot{m}_{\text{solución pobre en NH}_3} h_{10} + \dot{m}_{\text{refrigerante}} h_1 - \dot{m}_{\text{solución rica en NH}_3} h_{11}}{\dot{m}_{\text{solución pobre en NH}_3} h'_{10} + \dot{m}_{\text{refrigerante}} h'_1 - \dot{m}_{\text{solución rica en NH}_3} h_{11}} \quad (5.9)$$

donde la entalpía diez (h_{10}) corresponde a la salida de solución pobre en refrigerante, la entalpía uno (h_1) al vapor refrigerante y la entalpía once (h_{11}) a la entrada de la solución rica en refrigerante, cada una de ellas evaluada a su respectiva temperatura y presión. Por otro lado, la entalpía diez prima (h'_{10}) y la entalpía uno prima (h'_1), corresponde a la salida de solución pobre y vapor refrigerante, respectivamente, pero esta vez evaluadas a la temperatura de entrada del agua caliente.

Para el condensador,

$$EF_C = \frac{\dot{m}_{\text{refrigerante}} (h_2 - h_3)}{\dot{m}_{\text{refrigerante}} (h_2 - h'_3)} \quad (5.10)$$

donde la entalpía dos (h_2) y la entalpía tres (h_3) hacen referencia al vapor refrigerante que ingresa al condensador y al refrigerante en estado líquido que sale de él, respectivamente; a su correspondiente presión y temperatura. Por otro lado, la entalpía tres prima (h'_3) corresponde a la entalpía del refrigerante líquido, evaluada a temperatura de entrada del agua hacia el condensador.

Para el evaporador,

$$EF_E = \frac{\dot{m}_{refrigerante} (h_5 - h_4)}{\dot{m}_{refrigerante} (h'_5 - h_4)} \quad (5.11)$$

donde la entalpía cinco (h_5) y la entalpía cuatro (h_4) son las correspondientes al flujo de refrigerante que sale y entra al evaporador, respectivamente. Mientras que, la entalpía cinco prima (h'_5) corresponde a la salida del vapor refrigerante a la temperatura de entrada del agua a refrigerar.

Para el absorbedor,

$$EF_A = \frac{(\dot{m}_{solución\ pobre\ en\ NH_3} + \dot{m}_{recirculación}) h_7 + \dot{m}_{refrigerante} h_6 - (\dot{m}_{solución\ rica\ en\ NH_3} + \dot{m}_{recirculación}) h_{14}}{(\dot{m}_{solución\ pobre\ en\ NH_3} + \dot{m}_{recirculación}) h_7 + \dot{m}_{refrigerante} h_6 - (\dot{m}_{solución\ rica\ en\ NH_3} + \dot{m}_{recirculación}) h'_{14}} \quad (5.12)$$

donde la entalpía siete (h_7) y la entalpía seis (h_6) corresponden a la solución pobre en refrigerante y al vapor refrigerante que ingresa hacia el absorbedor, respectivamente. Mientras que la entalpía catorce (h_{14}) pertenece a la salida de solución rica en refrigerante. Cada una de ellas calculada mediante su correspondiente temperatura y presión. Finalmente, la entalpía catorce prima (h'_{14}), corresponde a la salida de solución rica en refrigerante, pero esta vez evaluada a la temperatura de entrada del agua hacia el absorbedor.

Conocer que tan eficaz fue cada componente a través de las evaluaciones realizadas, es una característica importante, ya que con este comportamiento podemos darnos una idea si la tarea para la cual fue destinado cada componente del sistema fue bien hecha. Dicho comportamiento, enfocado a los principales elementos que conforma el sistema de refrigeración, es descrito por medio de la figura 5.33.

En la figura 5.33(a), se puede apreciar la efectividad del generador en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas constantes de condensación. A través

de esta figura, se aprecia que la efectividad máxima del generador estuvo alrededor de los 20 °C de condensación, registrando un valor cercano al 90 %. Por otro lado, la efectividad mínima fue a 34 °C de condensación, con un valor de 76 % a una temperatura de generación de 95 °C. En promedio, la efectividad que mostró el generador fue del 83 %, lo que significa que más de tres cuartas partes del calor suministrado hacia el generador fue aprovechado para la producción de refrigerante. Por otro lado, conforme se incrementa la temperatura de condensación no se hace ver una tendencia clara de disminución o incremento en la efectividad, lo cual significa que no tiene gran dependencia en función de dicha temperatura. En función de las temperaturas de generación, se aprecia que conforme estas son menores, la efectividad del generador es un poco mayor y que conforme éstas se va incrementando, el aprovechamiento del suministro de calor cae; posiblemente debido a la existencia de mayores pérdidas de energía hacía el ambiente.

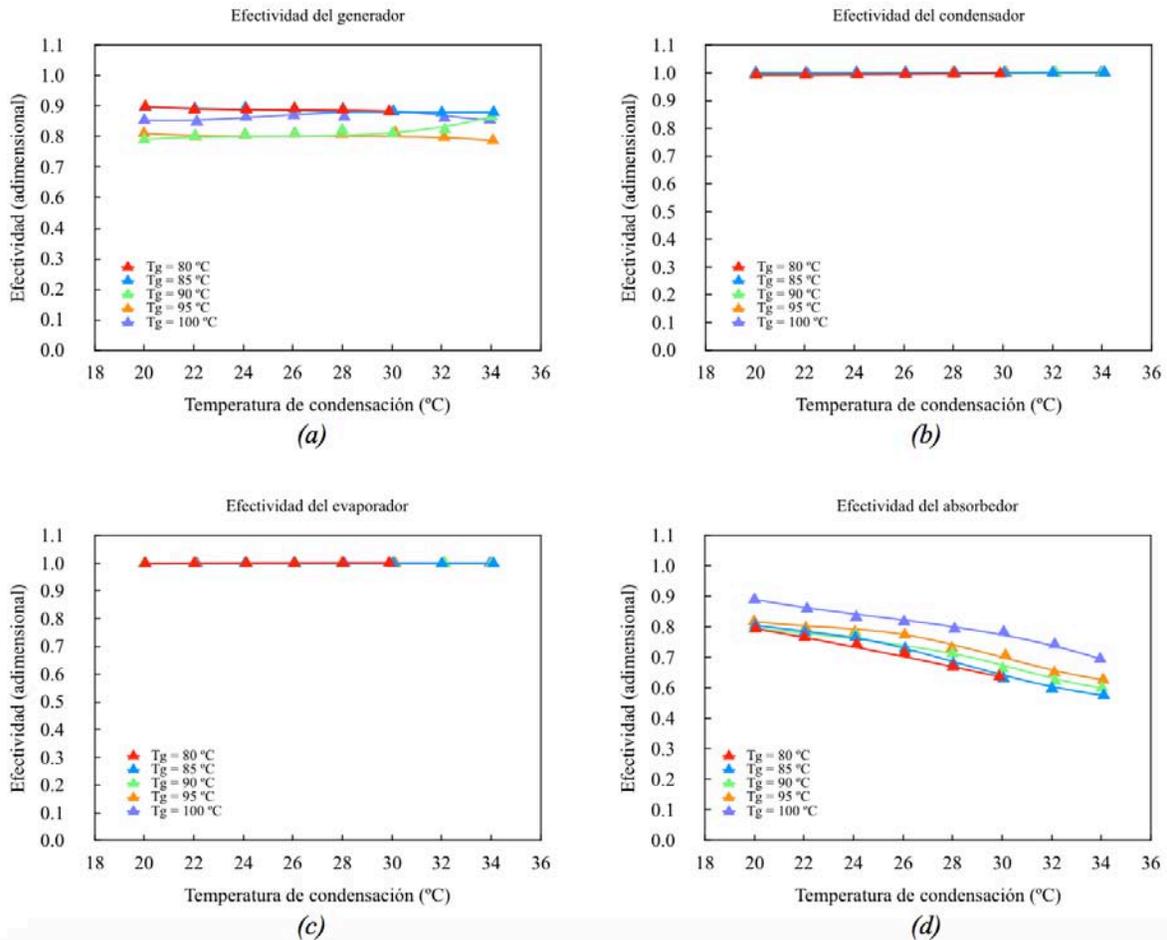


Figura 5.33.- Efectividad del generador, condensador, evaporador y absorbedor en función de la temperatura de condensación, para las diferentes temperaturas de generación.

La figura 5.33(b) muestra la efectividad del condensador, bajo diferentes temperaturas de condensación, a temperaturas constantes de generación. Se aprecia claramente que la efectividad de este componente fue prácticamente del 100 %, para cada una de las pruebas que se llevaron a cabo. Este resultado se puede interpretar al decir que el condensador logró su función de llevar a cabo el cambio de fase sin mayor problema. En el caso de que dicha efectividad hubiera presentado una disminución, tendría el significado de que la temperatura con la cual sale el refrigerante líquido del condensador presentaría una diferencia significativa por encima de la temperatura del agua que se emplea para el proceso de condensación.

En lo que respecta a la figura 5.33(c), correspondiente a la efectividad del evaporador, se ejemplifica que prácticamente este componente obtuvo la misma eficacia del condensador. Por lo tanto, se puede ver que la efectividad fue representada por el 100 %, a través de cada una de las pruebas llevadas a cabo. De nueva cuenta, esto trae consigo que el evaporador llevo a cabo la tarea del proceso de enfriamiento de buena manera.

La efectividad del 100 % en el evaporador refleja que todo el refrigerante que pasa a través de dicho componente es evaporado, al absorber calor del agua a refrigerar, y por lo tanto se ve beneficiado el proceso de enfriamiento.

La figura 5.33(d) representa la efectividad del absorbedor durante las pruebas realizadas. Para este componente, se aprecia que la máxima efectividad fue a la mínima temperatura de condensación de 20 °C y temperatura de generación de 100 °C, con un valor cercano al 90 %. En el otro extremo, la efectividad mínima fue para las condiciones de 34 °C de condensación y temperatura de generación de 85 °C, con un registro del 52 %. En promedio, la efectividad del absorbedor fue del 70 % a través de las pruebas realizadas. Para este componente, se puede ver que existe una cierta tendencia con respecto a la temperatura de condensación, al disminuir la efectividad conforme se incrementa dicha temperatura. Esto es debido a que, un incremento en la temperatura de condensación repercute directamente en la capacidad del agua para ganar calor del proceso de absorción. Así, son cada vez más cercanas las temperaturas entre la solución que fluye a través del absorbedor y el agua, por lo que el proceso de transferencia de calor se ve afectado; reflejándose en una disminución de la efectividad.

Desde otro punto de vista, se aprecia que la efectividad tiende a ser mayor conforme la temperatura de generación se incrementa, bajo una misma temperatura de condensación. Dicho

comportamiento es debido a que, al aumentar la temperatura de generación también se incrementa la temperatura de la solución que sale del generador, y esta a su vez llega con mayor energía hasta el absorbedor. Por lo tanto, en el absorbedor es más fácil llevar a cabo el proceso de transferencia de calor entre dicha solución y el agua, incrementándose el calor retirado del proceso de absorción. Así, conforme este calor tiende a ser mayor, con el incremento de la temperatura, se estrecha la distancia entre el calor máximo que se puede retirar y el que se retira de forma real, contribuyendo con el aumento de la efectividad del absorbedor.

5.6.- Pruebas de repetibilidad del sistema

Tomando en consideración los comentarios generados a través del grupo de trabajo, respecto a la estabilidad del sistema y los resultados obtenidos durante las pruebas experimentales realizadas, se tomó la decisión de llevar a cabo tres diferentes pruebas experimentales de repetibilidad, con el objetivo de demostrar que los resultados ya obtenidos no fueron casuales y que es posible llegar a obtener resultados similares bajos los mismos parámetros de evaluación.

Las pruebas experimentales que se realizaron fueron con temperaturas de generación de 90 °C, 95 °C y 100 °C. Cada una de ellas fue a 28 °C de temperatura de condensación, tratando de reproducir los resultados obtenidos por medio de la evaluación hecha a flujo interno mínimo, bajo las mismas condiciones de evaluación de ésta última. Además, se tomó la decisión de incrementar el tiempo de estabilidad de cada prueba a tres horas, con la finalidad de demostrar que el sistema opera establemente por largos periodos una vez que se alcanza el estado estable.

Los datos promedio, representativos de las evaluaciones experimental a temperatura de generación de 100 °C y temperatura de condensación de 28 °C, para ambas pruebas experimentales, se muestran por medio de la tabla 5.1.

Tabla 5.1.- Datos promedio correspondientes a la pruebas experimentales a 100 °C de generación y 28 °C de condensación.

<i>Variables</i>	<i>Duración de 40 min</i>	<i>Duración de 3 h</i>
T ₁₆ (Temperatura entrada agua caliente generador)	100.2	100.1
T ₁₅ (Temperatura salida agua caliente generador)	95.6	95.7
T ₁₀ (Temperatura salida solución pobre del generador)	87.3	87.3
T ₁ (Temperatura salida vapor del generador)	89.0	87.7

Capítulo V: Evaluación del equipo experimental

T ₁₁ (Temperatura entrada solución rica al generador)	55.4	56.8
T ₇ (Temperatura entrada solución pobre al absorbedor)	44.8	46.4
T ₁₄ (Temperatura salida solución rica del absorbedor)	38.2	39.2
T ₂₂ (Temperatura salida del agua del absorbedor)	32.1	32.3
T ₂₁ (Temperatura entrada del agua al absorbedor)	27.9	27.9
T ₃₀ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	26.3	27.0
T ₆ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	26.6	26.7
T ₂ (Temperatura entrada de vapor al condensador)	81.4	80.3
T ₁₈ (Temperatura salida del agua del condensador)	30.5	30.8
T ₃ (Temperatura salida de líquido refrigerante del condensador)	28.1	28.2
T ₁₇ (Temperatura entrada de agua al condensador)	28.1	28.1
T ₈ (Temperatura salida de solución pobre del economizador)	55.8	56.3
T ₉ (Temperatura entrada de solución pobre al economizador)	-	67.7
T ₁₂ (Temperatura salida de solución rica del economizador)	54.5	56.6
T ₁₃ (Temperatura entrada de solución rica al economizador)	38.7	39.8
T ₁₉ (Temperatura entrada de agua a enfriar)	25.1	25.0
T ₂₀ (Temperatura salida de agua fría)	23.1	22.8
T ₅ (Temperatura salida de vapor del evaporador)	25.4	25.6
T ₄ (Temperatura entrada de líquido refrigerante al evaporador)	9.1	11.0
T ₂₃ (Temperatura ambiente)	32.0	35.2
P ₁ (Presión en el generador)	1269.2	1297.2
P ₂ (Presión en el condensador)	1263.6	1290.9
P ₃ (Presión en el evaporador)	572.4	610.7
P ₄ (Presión en el absorbedor)	567.6	606.3
F ₁ (Flujo másico de agua caliente al generador)	25.26	24.45
F ₂ (Flujo másico de agua al condensador)	20.27	19.87
F ₃ (Flujo másico de agua a enfriar al evaporador)	20.07	20.03
F ₄ (Flujo másico de agua al absorbedor)	18.15	18.00
C ₁ (Flujo másico interno hacia el generador)	1.42	1.44
C ₂ (Flujo másico interno hacia el absorbedor)	1.28	1.24
C ₃ (Flujo másico interno del refrigerante)	0.15	0.16
C ₄ (Flujo másico interno de recirculación en el absorbedor)	4.67	4.08
Q _A (Calor de absorción externo)	5.379	5.599
Q _C (Calor de condensación externo)	3.461	3.756
Q _E (Calor de evaporación externo)	2.818	3.118

Q_G (Calor de generación externo)	8.100	7.449
COP_E (Coeficiente de desempeño externo)	0.348	0.419
Q_A (Calor de absorción interno)	5.404	5.628
Q_C (Calor de condensación interno)	3.311	3.514
Q_E (Calor de evaporación interno)	3.030	3.219
Q_G (Calor de generación interno)	5.470	5.587
COP_I (Coeficiente de desempeño interno)	0.547	0.574
W_p (Trabajo de la bomba)	0.074	0.067
EF_A (Efectividad del absorbedor)	0.76	0.80
EF_C (Efectividad del condensador)	1.00	1.00
EF_E (Efectividad del evaporador)	1.00	1.00
EF_G (Efectividad del generador)	0.84	0.85
EF_{EH} (Efectividad del economizador)	-	0.44

T (°C), Pabs (kPa), F (kg/min), C (kg/min), W_p (kW), COP (adimensional),
EF (adimensional)

Las comparaciones correspondientes entre las pruebas experimentales restantes, realizadas a temperatura generación de 95 °C y 90 °C, se muestran en el anexo C por medio de las tablas 1 y 2, respectivamente.

5.7.- Conclusiones del capítulo

A través del análisis hecho, se puede llegar a la conclusión de que el sistema puede operar de manera estable, presentando mínimas variaciones a través de su evaluación. Por otro lado, por medio de los resultados obtenidos, se demostró como la apertura de la válvula de expansión juega un papel fundamental en el desempeño del sistema de refrigeración, y por lo tanto, es de tomar en consideración como una variable más que hay que tener en cuenta dentro de la evaluación del sistema.

En lo que respecta a la evaluación hecha con diferentes patrones de flujo interno, al mandar un flujo menor de solución rica en refrigerante hacia el generador trajo consigo que se obtuviera una reducida producción de refrigerante, y con ello que los coeficientes de desempeño fueran menores. Sin embargo, al manejar flujos internos menores se tuvieron presiones de absorción bajas, y temperaturas de evaporación inferiores a las registradas por medio del análisis a flujo interno máximo. Por otro lado, al llevar a cabo la evaluación del sistema de refrigeración a un flujo mayor, se lograron obtener mejores resultados en función del coeficiente de desempeño.

En general, al llevar a cabo el análisis de recirculación, se pudo apreciar como dicho flujo en el absorbedor es un punto clave en la operación del sistema de refrigeración, con el se hace notar bajo que condiciones es posible lograr las temperaturas de evaporación más bajas, las mejores potencia de enfriamiento, la presión más baja dentro sistema y otros valores de interés; como son la potencia de generación. Sin embargo, se destaca que se llegó a obtener un punto óptimo de operación, en función del coeficiente de desempeño externo, dentro de cada una de las tres diferentes temperaturas de generación a las cuales se llevaron a cabo las pruebas experimentales, el cual fue mediante un flujo de recirculación de 4 kg/min.

Finalmente, al conocer la efectividad de los componentes fue posible darse cuenta del desempeño de cada uno de ellos, encontrando como afecta la temperatura de generación y condensación en su comportamiento a seguir a lo largo de las pruebas experimentales.

Por medio de la comparación hecha a partir de las pruebas de repetibilidad del sistema, se demostró que el sistema es capaz de reproducir los resultados ya obtenidos, y que es posible otorgarle la credibilidad de repetibilidad bajo las condiciones de operación que ha sido evaluado, logrando con ello que no sea obra de la casualidad su funcionamiento.

Capítulo VI

DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El presente capítulo muestra la evaluación térmica de los intercambiadores de calor tipo coraza y tubo de película descendente, correspondientes al generador y absorbedor, con el propósito de determinar los coeficientes de transferencia de calor para cada uno de ellos. La influencia de variables tales como el flujo de calor, flujo másico y temperatura fueron correlacionadas para la obtención del número de Nusselt, tomando en consideración los coeficientes experimentales de transferencia de calor y diferentes números adimensionales; a través de los cual fue posible encontrar ecuaciones semiempíricas las cuales pueden ser utilizadas para un mejor diseño de este tipo de componentes operando con la mezcla amoniaco/nitrato de litio.

6.1.- Introducción

Los nuevos desarrollos en sistemas de absorción para aplicaciones de aire acondicionado responden a la nueva situación energética y ambiental, la cual requiere sistemas más eficientes, así como el uso de fuentes de energía renovables; como puede ser la energía solar térmica [54].

Los intercambiadores de coraza y tubo han sido utilizados por décadas, pasando desde su principal aplicación en la industria de procesos químicos hasta su uso en sistemas de refrigeración [71, 75]. Dichos intercambiadores de calor son comúnmente clasificados de acuerdo al número de pasos por coraza, así como su número de pasos por tubos; estando estos organizados en un haz, siendo el patrón de arreglo cuadrado uno de los más comunes.

En el área de la refrigeración, éste tipo de intercambiadores han sido utilizados en los procesos de evaporación, típicamente empleados como intercambiadores inundados, teniendo como principal característica al haz de tubos cubierto por el fluido a evaporar; el cual puede ser un fluido puro o una mezcla. Sin embargo, con el paso del tiempo, un nuevo tipo de configuración de película descendente por el lado de la coraza ha surgido, cuyo potencial podría llegar a remplazar a los intercambiadores inundados.

El evaporador de película descendente cumple muchas de las necesidades de la industria del aire acondicionado y refrigeración. Su rendimiento térmico es excelente, es térmicamente superior a evaporadores inundados y competitivo con intercambiadores de calor de placas. Destaca principalmente el uso de menos fluido de trabajo, coeficientes de transferencia de calor más altos, baja caída de temperatura y baja caída de presión, en comparación con los evaporadores inundados. Además, probablemente posee la capacidad de operar con una carga de refrigerante más baja que los intercambiadores de calor de placas [76].

En cuanto a la investigación teórica y experimental de este tipo de intercambiadores de película descendente, los estudios están basados principalmente en análisis de un solo tubo, siendo mayormente utilizados en la investigación de refrigerantes tales como el R134a y el amoníaco puro [77]. Sin embargo, debido al hecho de que los procesos de ebullición son muy frecuentes en la industria, estos han sido objeto de estudio en las últimas décadas. No obstante, debido a la complejidad que presentan los procesos de ebullición, tan solo modelos empíricos están disponibles en la bibliografía para su estudio; donde los coeficientes que estos predicen pueden llegar a tener diferencias entre ellos incluso del 100 % [78].

Durante los últimos 70 años se han llevado a cabo muchos estudios del proceso de ebullición nucleada con componentes puros, lo cual ha permitido ampliar el conocimiento de los procesos físicos que se producen en la generación de burbujas en ebullición, aunque todavía no se han podido establecer modelos teóricos que predigan los coeficientes con suficiente exactitud; debido a la gran cantidad de parámetros de influencia en este tipo de ebullición y a la complejidad que estos presentan, como se comentó anteriormente [78].

En el proceso de producción de vapor en película descendente, las propiedades de la película, así como la ebullición nucleada, juegan un rol primordial en el mecanismo de transferencia de calor; el cual puede estar dominado por efectos de convección y/o conducción. Por lo tanto, es importante la determinación de este mecanismo.

Los datos a través de los cuales se llevó a cabo la evaluación experimental de dichos componentes son aquellos que fueron recabados de las pruebas experimentales realizadas con el sistema de refrigeración por absorción, cuya evaluación en términos del coeficiente de desempeño se mostró en el capítulo anterior.

6.2.- Evaluación del generador

El primer componente analizado dentro del sistema de refrigeración por absorción fue el generador, en donde la figura 6.1 muestra en forma esquemática dicho intercambiador de calor de coraza y tubos, mostrando el diseño de fabricación y las partes que lo componen. Por otro lado, en la tabla 6.1 se muestran los parámetros geométricos de su construcción; así como los rangos de operación empleados en las pruebas experimentales.

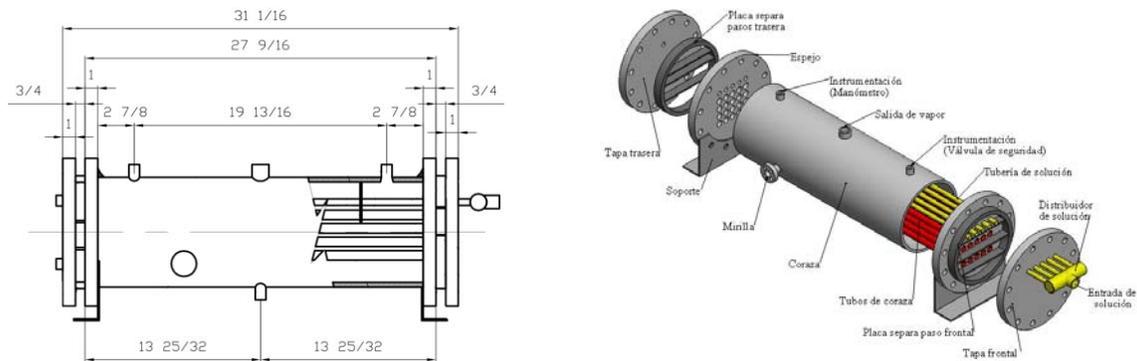


Figura 6.1.- Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos, como generador (medidas en pulgadas).

Tabla 6.1.- Parámetros geométricos y rangos de operación para el generador.

Parámetros geométricos	Valor	Rangos de operación	Valor
Número de tubos	20	Temperatura de generación [°C]	80 -100
Diámetro externo de los tubos [m]	0.0191	Presión absoluta de generación [kPa]	945 - 1500
Área efectiva de transferencia de calor [m ²]	0.84	Concentración solución entrada [%]	48 - 54
Número de tubos de distribución	5	Flujo másico de solución [kg/s]	0.004 - 0.047
Diámetro externo tubos de distribución [m]	0.0127	Flujo másico de agua caliente [kg/s]	0.355 - 0.432
Diámetro interno de la coraza [m]	0.2023	Temperatura de condensación [°C]	20 - 34
Longitud de la coraza [m]	0.65	Flujo de calor [kW/m ²]	3.5 - 13.7
Número de pasos por coraza	1		
Número de pasos por tubos	4		

Para efectos de evaluación del coeficiente de transferencia de calor en el generador, los datos experimentales recabados se pueden delimitar a tres condiciones de operación principales: la primera en la cual la temperatura del suministro de agua caliente hacía el generador es constante, al igual que el flujo de solución que ingresa hacia él, donde la única variación es en la temperatura de condensación. La segunda en la cual las condiciones de operación se mantienen constantes para la temperatura de condensación y el flujo másico de solución, existiendo una variación en la temperatura de generación. Por último, al mantener constantes la temperatura del suministro de agua caliente hacia el generador y la temperatura de condensación, se hicieron variaciones en el flujo másico de la solución que ingresa al generador. Algunas pruebas adicionales se pudieron rescatar de la evaluación experimental; las que sirvieron para cubrir un rango más amplio en la determinación del coeficiente de transferencia de calor, en las cuales las variables fueron la concentración de solución y el flujo másico de agua caliente hacia el generador; cuyos rangos se aprecian en la tabla 6.1.

6.2.1.- Determinación del coeficiente experimental de forma teórica

Como recordatorio del principio de operación del generador, a éste llega la solución procedente del absorbedor, con alta concentración de amoniaco, la cual entra a los tubos de distribución donde se genera la formación de gotas, las cuales caen sobre el haz de tubos del generador. Dichas gotas, al ir cayendo por efecto de la presión y la gravedad, forman una película descendente que va cubriendo los tubos; y con la cual da inicio el proceso de transferencia de calor del agua caliente, contenida en haz de los tubos, hacia la solución. Un punto de ebullición diferente entre la sal de nitrato de litio y el amoniaco (600 °C y -33 °C, a presión atmosférica, respectivamente) provoca que solo se genere vapor de amoniaco, el cual abandona el generador con dirección hacia el condensador. Por otro lado, la solución de nitrato de litio/amoniaco que no es evaporada, abandona el generador hacia el absorbedor, pasando a través del economizador, y es bombeada de nuevo hacia el generador para reinicio del ciclo una vez que se da el proceso de absorción.

El objetivo de la evaluación del generador es encontrar una correlación basada en números adimensionales que ayude a la predicción del coeficiente de transferencia de calor por ebullición de forma teórica, con la finalidad de servir como base para el análisis y diseño de generadores de película descendente en un futuro próximo. Sin embargo, dicha determinación involucra la obtención inicial de este coeficiente de transferencia de calor de forma experimental, por lo que es necesario llevar a cabo un análisis detallado de los mecanismo de transferencia de calor implícitos durante el proceso de generación de vapor, inicialmente.

La obtención experimental de dicho coeficiente se basa en el análisis de los datos recabados a lo largo de cada evaluación realizada, y su metodología de cálculo se muestra a continuación.

El primer mecanismo de transferencia de calor que se da en el generador es debido al suministro de energía térmica por medio del agua caliente que ingresa, cuya cantidad de calor es calculado por medio de la Ec. (6.1),

$$\dot{Q}_G = m_{h,w} c_{p_{h,w}} \Delta T_{h,w} \quad (6.1)$$

donde el calor Q_G se puede determinar a través de la ecuación de transferencia de calor de Fourier, la cual se puede expresar de la siguiente manera,

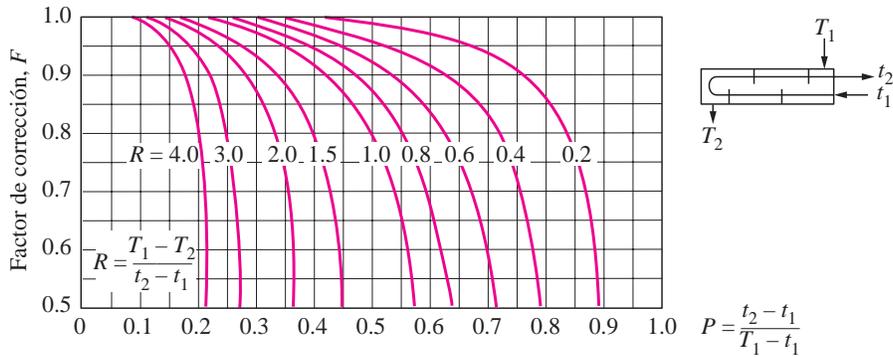
$$\dot{Q}_G = U A_T F \Delta T_{ml} \quad (6.2)$$

Siendo U y A_T , la representación del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia de calor, respectivamente. Mientras que, ΔT_{ml} , corresponde a la diferencia de temperatura media logarítmica; y F , al factor de corrección.

El uso del factor de corrección es necesario para hacer posible la implementación de la diferencia de temperatura media logarítmica, esto debido a que esta diferencia media logarítmica fue desarrollada para el análisis de intercambiadores de calor de flujo cruzado y flujo en paralelo, mientras que en el caso de estudio corresponde a un intercambiador de coraza y tubos.

La obtención del factor de corrección para intercambiadores de coraza y tubo toma su valor a partir de la configuración del intercambiador, tomando en consideración cuantos pasos posee por coraza y por tubos. Por lo tanto, de acuerdo a la configuración que posee el generador, un paso por

coraza y cuatro por tubos, existen un método gráfico y un método analítico para la determinación de su valor adimensional. La implementación del método gráfico es por medio de la figura 6.2, donde los valores de R y P están en función de las temperaturas de entrada y salida del fluido que circula por la coraza y por los tubos [40]. Sin embargo, la implementación de dicho método se vuelve tedioso cuando se trata de cientos de puntos de medición. Además, este conlleva un error asociado debido a la precisión con la cual sea posible la lectura del valor buscado, por lo que se sugiere la implementación del método analítico.



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

Figura 6.2.- Diagrama del factor de corrección F para una configuración específica de intercambiador de calor de coraza y tubos [40].

La implementación del método analítico facilita la disminución del error de lectura, y simplifica la obtención del factor de corrección. La representación del método analítico es por medio de la Ec. (6.3), en la cual los valores de R y P son similares a los empleados en el método gráfico [79].

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - P)}{(1 - RP)}}{(R - 1) \ln \left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)} \quad (6.3)$$

En lo que respecta al cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica, ésta es obtenida por medio de la Ec. (6.4), la cual involucra las temperaturas correspondientes al flujo de agua y solución que circulan a través del generador.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}, \quad \Delta T_1 = T_{h,w-in} - T_{c-out} \quad y \quad \Delta T_2 = T_{h,w-out} - T_{c-in} \quad (6.4)$$

Al despejar U de la Ec. (6.2), y al emplear la información obtenida a través de cada una de las pruebas experimentales llevadas a cabo, es posible encontrar el coeficiente global de transferencia de calor, sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. (6.5)

$$U = \frac{\dot{Q}_G}{A_T F \Delta T_{ml}} \quad (6.5)$$

Al coeficiente global de transferencia de calor se le llega a definir como la intensidad total de calor transferido a través de un material. Por lo que, al considerar el proceso de transferencia de calor desde el fluido caliente que circula por los tubos de la coraza, hasta la película de solución que desciende por dichos tubos, el calor es transferido por convección del fluido caliente hacia la pared interna del tubo, por conducción a través de la pared del tubo y por convección de la pared del tubo a la película descendente; siendo la fuerza impulsora de esta transferencia de calor la diferencia de temperatura existente entre la corriente del fluido caliente y el fluido de menor temperatura.

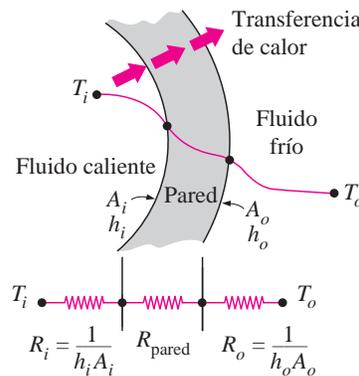


Figura 6.3.- Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor a través del tubo [40].

El coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar de una manera análoga por medio de la Ec. (6.6),

$$U = \frac{1}{R_T A} \quad (6.6)$$

dónde R_T , representa la resistencia total al flujo calor, la cual está conformada por las tres resistencias en serie mencionadas con anterioridad; correspondientes a la resistencia por convección del fluido caliente a la pared del tubo, la resistencia por conducción a través de la pared del tubo y la resistencia

convectiva entre la pared del tubo y la película descendente (figura 6.3), quedando expresada la resistencia total de la siguiente manera:

$$R_T = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \pi k l} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (6.7)$$

dónde h_i y h_o son los coeficientes de transferencia de calor del fluido interno y externo, respectivamente, y A_i es el área superficial interna del tubo.

$$A_i = \pi D_i l \quad (6.8)$$

En lo que respecta al área de transferencia de calor, A , en la Ec. (6.6), corresponde al área superficial interna del tubo; la cual puede estar basada en el diámetro interno o externo. Sin embargo, el diámetro externo es virtualmente siempre utilizado, por lo tanto esta área de transferencia de calor queda definida de la siguiente manera,

$$A = A_o = \pi D_o l \quad (6.9)$$

Al sustituir la Ec. (6.7) en la Ec. (6.6), y tras hacer un reacomodo de términos, el coeficiente global de transferencia de calor queda expresado de la siguiente manera

$$U = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (6.10)$$

Es a partir de la Ec. (6.10) donde se tiene la posibilidad de obtener el valor experimental del coeficiente de transferencia de calor h_o . Sin embargo, es necesario en primera instancia conocer el valor del coeficiente interno h_i , correspondiente al flujo de agua que circula por el generador.

Para la obtención del coeficiente convectivo interno, se requiere de la ecuación correspondiente para flujo interno forzado sobre un tubo liso, la cual es expresada en función del número de Nusselt, tomando en consideración si el flujo a través del tubo es laminar, turbulento o de transición; por medio del cálculo del número de Reynolds (Re). Un flujo a través de un tubo con un

Reynolds menor a 2300 se considera laminar ($Re < 2300$), con un número mayor a 10,000 se considera turbulento ($Re > 10,000$) y, en los valores intermedios, de transición [40].

Para saber qué tipo de flujo es el que circula a través del haz de tubos del generador es necesario encontrar el número de Re correspondiente, y para ello se emplea la Ec. (6.11). Por medio de la sustitución de los datos recabados a través de las pruebas experimentales, el patrón de flujo que se encontró presente en el generador es de tipo turbulento.

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\mu \pi D_i} \quad (6.11)$$

De acuerdo a lo descrito por Cengel [40], la mayoría de las correlaciones de transferencia de calor en este régimen de flujo se basan en estudios experimentales, debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo, siendo una de estas ecuaciones experimentales, para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, la propuesta por Gnielinski [40],

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (6.12)$$

dónde Pr es el número de Prandtl y f el factor de fricción para el flujo turbulento en tubos lisos, el cual se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov [40], evaluando todas las propiedades del fluido a temperatura media.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3000 < Re < 5 \times 10^6) \quad (6.13)$$

La obtención del coeficiente convectivo interno se obtiene por medio de la ecuación homologa del número de Nusselt,

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (6.14)$$

dónde k representa la conductividad térmica del fluido y D_i el diámetro interno del tubo.

Finalmente, por medio de la estimación de h_i , a partir de la Ec. (6.14), es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor experimental por ebullición a través de la Ec. (6.15), donde k representa la conductividad térmica de la pared del tubo.

$$h_o = \left[\frac{1}{U} - \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k} - \frac{D_o}{h_i D_i} \right]^{-1} \quad (6.15)$$

Desafortunadamente, la determinación de este mismo coeficiente por medio de un método teórico no es tan sencillo como lo es para el caso experimental. Por lo que es necesario encontrar correlaciones en términos de números adimensionales que logren ajustar de la mejor manera posible los valores experimentales obtenidos.

Dentro de la literatura se encuentran trabajos que reportan correlaciones para evaporación de fluidos puros y mezclas, pero son pocos los reportados para evaporación parcial con película descendente en flujo en dos fases, lo que dificulta el análisis del generador.

En los sistemas de absorción, el fluido de trabajo es una mezcla de dos o más componentes, y por lo tanto, en el generador está presente un flujo en dos fases. En la práctica, cuando la temperatura de la pared del haz de tubos alcanza un valor ligeramente superior con respecto a la temperatura de saturación del fluido, el proceso de ebullición inicia en la región de contacto entre la pared del tubo y el fluido, favoreciendo la producción de refrigerante [80].

Dos singularidades son las que caracterizan al coeficiente de transferencia de calor por ebullición: la ebullición nucleada y la ebullición convectiva, que de acuerdo al análisis bibliográfico reportado por Zacarías et al. [80]; Palm y Claesson [81] describen que el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada tiene una fuerte dependencia del flujo de calor, mientras que en ebullición convectiva es principalmente dependiente del flujo másico. Por otro lado, el criterio desarrollado por Thonon et al. [82], estipula que a cualquier flujo de calor, cuando la calidad del vapor está por debajo del 20 %, siempre está presente la ebullición nucleada.

De acuerdo a los datos recabados a través de las pruebas experimentales, a partir de la figura 6.4 se muestra el valor del coeficiente de transferencia de calor experimental, en función del flujo de

calor, para dos flujos máscicos de solución diferentes; correspondientes a temperaturas de generación distintas.

En la figura 6.4(a) se aprecia que el coeficiente h_o presenta un tendencia de incremento conforme el flujo de calor es mayor, para un flujo máscico de solución constante, lo que hace pensar la presencia de ebullición nucleada. Por otro lado, al comparar ambos flujos de solución entre sí, se aprecia que a mayor flujo máscico el coeficiente h_o presenta valores más elevados, describiendo la posible presencia de ebullición convectiva. Sin embargo, por medio de la figura 6.4(b), en la cual los flujos de calor son más bajos, se muestra como h_o sigue presentando una tendencia de incremento conforme el suministro de calor es mayor, pero su dependencia conforme se incrementa el flujo máscico no es tan clara, al obtenerse valores muy similares entre ambos flujos, lo cual pone en duda la presencia de ebullición convectiva a flujos de calor bajos.

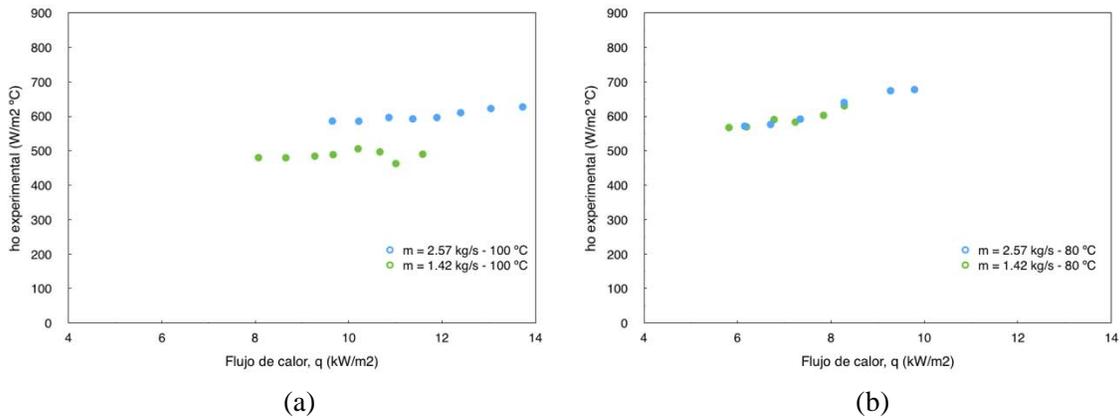


Figura 6.4.- Coeficiente de transferencia de calor experimental en función del flujo de calor, para diferentes flujos máscicos y temperaturas.

De acuerdo a Palm and Claesson, la calidad del vapor es otro factor determinante en presencia de ebullición convectiva, al mostrar tendencias de incremento en el coeficiente de transferencia de calor conforme la calidad del vapor es mayor. Por lo anterior, en la figura 6.5 se muestra un análisis de la dependencia de h_o en función de la calidad de vapor, bajo las mismas condiciones de flujo de masa y temperatura correspondientes a la figura antepuesta, con la finalidad de determinar la presencia de ebullición convectiva. De acuerdo a lo mostrado en dicha figura, se puede determinar que efectivamente h_o presenta un incremento conforme la calidad de vapor es mayor, en ambos flujos evaluados, auspiciando la posible presencia de ebullición convectiva bajo estas condiciones. Sin embargo, retomando en consideración el criterio de Thonon et al. que estipulan que sin importar el

flujo de calor, cuando la calidad del vapor está por debajo del 20 % siempre está presente la ebullición nucleada, que de acuerdo a la figura 6.5(b), la cual representa la muestra de los datos experimentales recabados, se aprecia que la calidad de vapor nunca superó el 20 %, poniendo de nueva cuenta en duda la presencia de ebullición convectiva durante la experimentación.

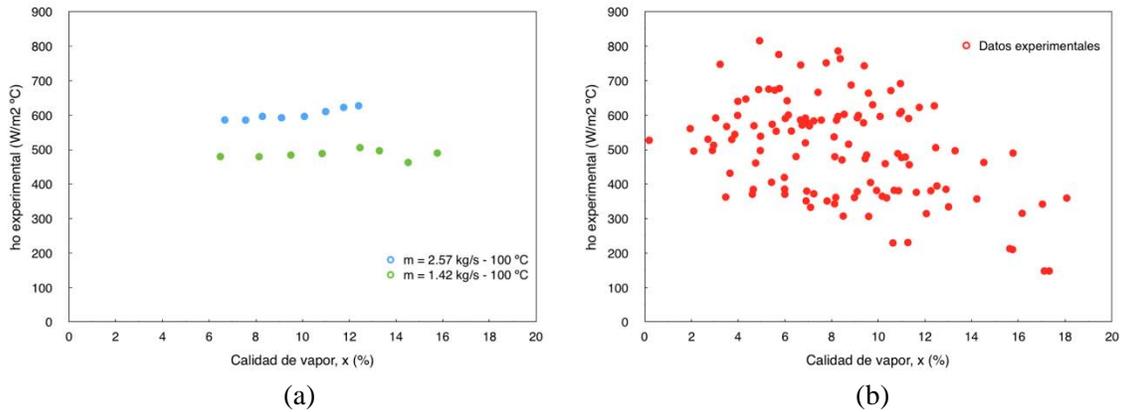


Figura 6.5.- Coeficiente de transferencia de calor experimental en función de la calidad de vapor, para diferentes flujos másicos y temperaturas.

Debido a que en el generador de película descendente existe una ebullición parcial del refrigerante, siempre coexiste una relación entre el flujo de calor suministrado, el flujo másico y la calidad de vapor, lo que dificulta separar los mecanismos de ebullición convectiva y ebullición nucleada, como se pudo apreciar por medio del análisis de las figuras 6.4 y 6.5. Sin embargo, tomando en consideración lo anterior, Thonon et al. estipulan un criterio que ayuda en la determinación del factor dominante en el proceso de ebullición, basándose en el número de Boiling y el parámetro de Martinelli de la siguiente manera:

$$Bo \cdot X_{tt} > 0.15 \times 10^{-3} \Rightarrow \text{Domina la ebullición nucleada}$$

$$Bo \cdot X_{tt} < 0.15 \times 10^{-3} \Rightarrow \text{Domina la ebullición convectiva}$$

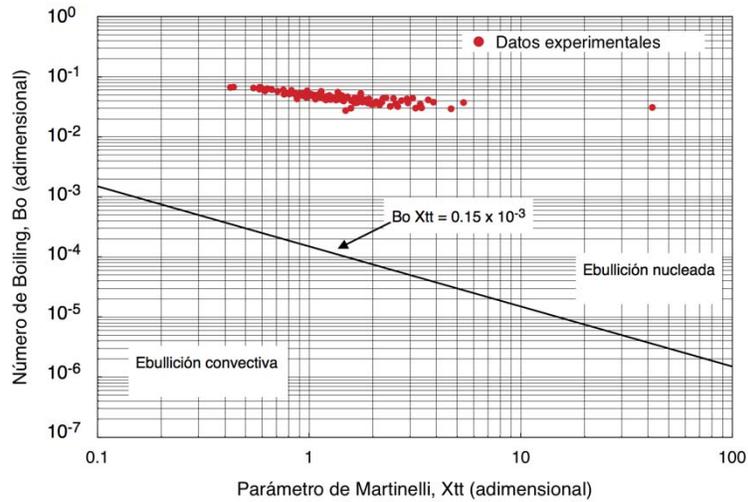


Figura 6.6.- Número de Boiling en función del parámetro de Martinelli.

Por lo que al hacer un análisis tomando como base el criterio mencionado, en la figura 6.6 se muestra una representación de los datos experimentales del coeficiente de ebullición, del cual se puede observar que todos los datos caen en la zona de ebullición nucleada, confirmando su dominio en el proceso de generación de vapor y dejando de un lado la ebullición convectiva.

Una vez obtenidos los valores del coeficiente convectivo externo de manera experimental, conjugado con la confirmación del factor dominante dentro del proceso de generación de vapor, la determinación teórica del coeficiente de transferencia de calor por ebullición se puede dar en términos de números adimensionales; como lo pueden ser el Reynolds, Prandtl, Boiling, Jakob, Froude, Convectivo, calidad de vapor, entre otros.

$$Nu = f (Re, Pr, Bo, Ja, Fr, Co, x, \dots)$$

En la literatura, existen muy pocos trabajos relacionados con la determinación del coeficiente de transferencia de calor por ebullición con la mezcla de trabajo amoníaco/nitrato de litio. Sin embargo, destaca un trabajo que fue de gran ayuda, cuyo análisis está basado en la determinación del coeficiente de transferencia de calor por ebullición para un generador de placas, operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco, llevado a cabo por Zacarías et al. [80].

A partir de la revisión bibliográfica llevada a cabo, fue posible ir ensayando con diferentes correlaciones para la determinación del número de Nusselt, de las cuales se tomó a criterio las que se

consideraron más importantes de acuerdo al objetivo buscado. Algunas de las correlaciones que se probaron, fueron aquellas reportadas por Blass [83], Jani [84], Rivera [85] y Zacarías [80], las cuales presentan la siguiente forma:

$$\text{Correlación de Blass} \quad Nu = a_1 Re^{a_2} Pr^{a_3} \quad (6.16)$$

$$\text{Correlación de Jani} \quad Nu = b_1 Re^{b_2} Pr^{b_3} d^{*b_4} d_s^{*b_5} P^{b_6} e^x \quad (6.17)$$

$$\text{Correlación de Rivera} \quad \frac{h_o}{h_i} = c_1 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{c_2} + Bo^{c_3} \quad (6.18)$$

$$\text{Correlación de Zacarías} \quad Nu = d_1 Fr^{d_2} Pr^{d_3} Bo^{d_4} Ja^{d_5} \quad (6.19)$$

En cada una de las correlaciones anteriores, el valor como factor y superíndice es ajustado de acuerdo a los datos experimentales obtenidos, basándose en cada uno de los trabajos reportados por cada autor. Para el caso particular, se siguió la misma metodología, con la finalidad de llegar a correlacionar los datos obtenidos de la mejor manera.

De acuerdo a las cuatro correlaciones probadas, la correspondiente al modelo propuesto por Zacarías et al. es la que mejor se logró ajustar a los datos experimentales obtenidos, cuya correlación resultante se muestra por medio de la Ec. (6.20):

$$Nu = 4561.58 Fr^{0.72} Pr^{2.10} Bo^{0.96} Ja^{-0.74} \quad (6.20)$$

con:

$$\begin{aligned} 1.2 \times 10^{-8} < Fr < 2.9 \times 10^{-7} \\ 4.50 < Pr < 6.24 \\ 2.74 \times 10^{-2} < Bo < 6.75 \times 10^{-2} \\ 1.32 < Ja < 9.20 \end{aligned}$$

En dicha correlación, la influencia de las propiedades de transporte de líquido se incluyen en los números adimensionales de Fr y Pr , mientras que las propiedades de cambio de fase y del vapor están representadas por los números de Bo y Ja , respectivamente [80].

La comparación entre el coeficiente experimental y su correspondiente determinación de forma teórica, a partir de la Ec. (6.20), se aprecia por medio de la figura 6.7, en la cual se puede ver que en su gran mayoría los datos pronosticados difieren en un rango de $\pm 7\%$, con respecto a los

valores experimentales, con valores del coeficiente convectivo que oscilan en el rango de 140-850 $W/m^2 K$.

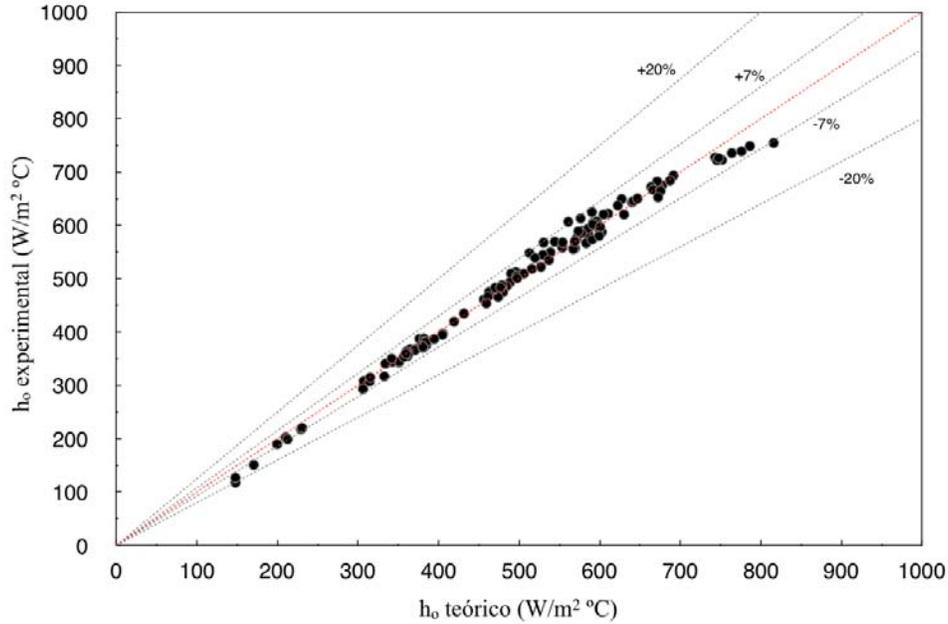


Figura 6.7.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y teórico, para el generador.

Por otro lado, en la tabla 6.2 se muestran los valores mínimos y máximos de las incertidumbres obtenidas para las principales variables empleadas en el cálculo de la correlación anterior.

Tabla 6.2.- Resultados del análisis de incertidumbre para las principales variables calculadas.

Variables	Incertidumbre mínima y máxima (%)
Nusselt [Nu]	$\pm 0.8, \pm 0.9$
Coeficiente de transferencia de calor [h_o]	$\pm 7.1, \pm 25.8$
Coeficiente de transferencia de calor [h_i]	$\pm 0.8, \pm 0.9$
Flujo de calor [Q_G]	$\pm 5.6, \pm 24.5$
Coeficiente global de transferencia de calor [U]	$\pm 5.8, \pm 24.6$

Mientras que, en la tabla uno del anexo D se encuentran los valores experimentales de las principales variables; correspondientes a los 121 puntos de medición registrados en la figura 6.7, mostrando en cada uno de ellos sus valores correspondientes de incertidumbre.

6.3.- Evaluación del absorbedor

El absorbedor es uno de los elementos principales del sistema de refrigeración por absorción, siendo el más crítico para el desempeño del sistema. Existen tres tipos básicos de absorbedores, los cuales se diferencian por el mecanismo empleado para llevar a cabo el proceso de absorción, siendo éstos de tipo spray, de burbujas o de película descendente. Con el fin de ayudar en la comprensión del proceso de absorción, las ecuaciones que rigen el proceso de transferencia de calor deben determinarse y resolverse, en función de las condiciones de operación obtenidas; así como a través de suposiciones pertinentes. Sin embargo, llevar a cabo este proceso lleva bastante tiempo y complejidad. Aunque se han realizado bastantes trabajos e investigaciones en el área, aún no existe un método simple, y a la vez seguro, que sirva para la determinación del rendimiento del absorbedor de una forma óptima [86].

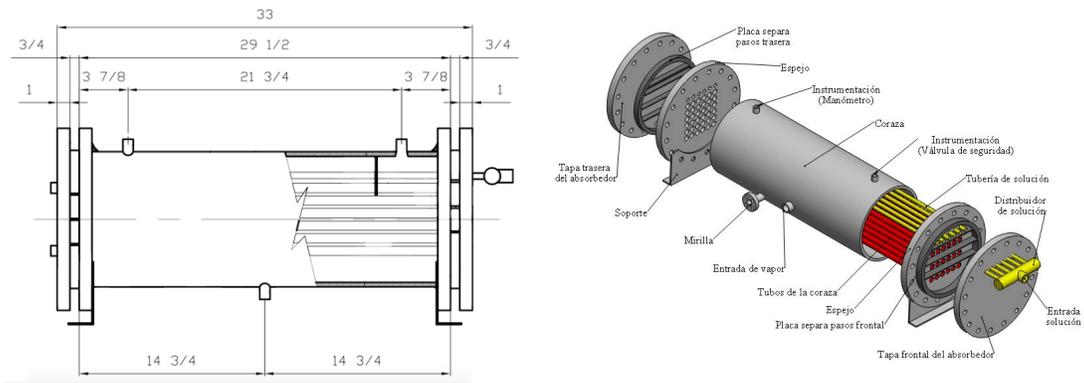


Figura 6.8.- Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos, como absorbedor (medidas en pulgadas).

Tabla 6.3.- Parámetros geométricos y rangos de operación para el absorbedor.

Parámetros geométricos	Valor	Rangos de operación	Valor
Número de tubos	36	Temperatura agua de absorción [°C]	20 - 34
Diámetro externo de los tubos [m]	0.0191	Presión absoluta de absorción [kPa]	460 - 780
Área efectiva de transferencia de calor [m ²]	1.61	Concentración de la solución [%]	48 - 54
Número de tubos de distribución	6	Flujo másico de agua [kg/s]	0.30
Diámetro externo tubos de distribución [m]	0.0127	Flujo másico solución rica [kg/s]	0.004 - 0.047
Diámetro interno de la coraza [m]	0.254	Flujo másico solución pobre [kg/s]	0.003 - 0.044
Longitud de la coraza [m]	0.70	Flujo másico de refrigerante [g/min]	30 - 330
Número de pasos por coraza	1	Flujo másico de recirculación [kg/s]	0.05 - 0.083
Número de pasos por tubos	6	Flujo de calor [kW/m ²]	0.97 - 5.68

Dentro del sistema de refrigeración por absorción, el componente a analizar corresponde al intercambiador de calor de película descendente que opera como absorbedor, el cual se ejemplifica por medio de la figura 6.8; representado de forma esquemática, mostrando su diseño y las partes que

lo componen. Por otro lado, la tabla 6.3 muestra los parámetros geométricos de su construcción; así como los rangos de operación empleados en las pruebas experimentales.

Los datos con los cuales se llevó a cabo la evaluación del absorbedor corresponden a los obtenidos a través del análisis del sistema por medio del coeficiente de desempeño, los cuales se pueden resumir en cuatro condiciones de operación diferentes. La primera de ellas donde se mantuvieron constantes los flujos másicos internos hacia el absorbedor, variando la temperatura de absorción. En la segunda condición, se incrementaron los flujos másicos internos ya establecidos, y de nueva cuenta se hizo el análisis variando la temperatura de absorción. Finalmente, se realizaron dos series de evaluaciones más, en una de ellas donde se varió el flujo de recirculación en el absorbedor, manteniendo fija la temperatura de absorción, y la segunda donde se mantuvo fijo el flujo de recirculación en el absorbedor, ahora variando la temperatura de absorción. Al igual que para el generador, se pudieron rescatar algunas pruebas adicionales de la evaluación del sistema, en las cuales la variable fue la concentración de la solución, lo cual permitió cubrir un rango más amplio en la determinación del coeficiente de transferencia de calor.

6.3.1.- Determinación del coeficiente experimental de forma teórica

Al absorbedor llegan los flujos másicos de vapor de amoníaco y solución pobre en refrigerante, procedentes del evaporador y generador, respectivamente. Es a través de la interacción mutua de estas corrientes que se lleva a cabo el proceso de absorción, trayendo consigo la formación de la solución de nitrato de litio-amoníaco con alta concentración en refrigerante. Conforme la solución va absorbiendo el vapor refrigerante que se encuentra en sus alrededores, ésta se va depositando en el fondo del intercambiador de calor; la cual, posteriormente, abandona el absorbedor para ser bombeada hacia el generador, dando un reinicio continuo al ciclo de refrigeración. Por otro lado, el calor originado del proceso de absorción es transferido hacia el enfriador, a través de la corriente de agua que fluye por los tubos de la coraza del absorbedor, para posteriormente ser disipado hacia el ambiente y recuperar la capacidad para volver a obtener calor del proceso de absorción.

El objetivo de la evaluación del absorbedor es encontrar una correlación basada en números adimensionales, la cual ayude a la predicción del coeficiente de transferencia de calor por absorción de forma teórica; con la finalidad de sentar bases para el análisis y diseño de nuevos absorbedores de película descendente.

Debido a la gran similitud que presenta el absorbedor con el generador, como intercambiador de calor de coraza y tubos de película descendente, la metodología empleada para la obtención de dicha correlación posee gran analogía a la mostrada con anterioridad. Por lo tanto, haciendo referencia a la explicación y ecuaciones ya establecidas para el generador, a continuación se muestra la metodología seguida en el análisis del absorbedor de forma resumida, con el intención de no volverla repetitiva.

El primer mecanismo de transferencia de calor que se da en el absorbedor es debido al proceso de absorción, cuya energía térmica es retirada por medio del agua fría que circula por los tubos de la coraza; siendo la cantidad de calor retirado calculado por medio de la Ec. (6.21),

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{c,w} C_{p,c,w} \Delta T_{c,w} \quad (6.21)$$

La ecuación anterior es expresada de forma análoga a través de la ley de enfriamiento de Newton, quedando expuesta de la siguiente manera,

$$\dot{Q}_A = U A_T F \Delta T_{ml} \quad (6.22)$$

Siendo U y A_T , el coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia de calor para el absorbedor, respectivamente. Donde F se calcula a través de la Ec. (6.3), con los valores de R y P en función de las temperaturas de entrada y salida del fluido que circula por la coraza y por los tubos del absorbedor. Por otro lado, ΔT_{ml} , se calcula por medio de la Ec. (6.4), con

$$\Delta T_1 = T_{sol-in} - T_{c,w-out} \quad y \quad \Delta T_2 = T_{sol-out} - T_{c,w-in} \quad (6.23)$$

Una vez obtenido el valor del U , a partir de la Ec. (6.22), al sustituir los datos correspondientes de las pruebas realizadas, éste se expresa en términos de las resistencias térmicas de la siguiente manera

$$U = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2 k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (6.24)$$

Donde es necesario encontrar en primera instancia el valor de coeficiente interno (h_i), para la posterior determinación del coeficiente externo de transferencia de calor por absorción (h_o), de manera experimental.

Para la determinación del coeficiente interno de transferencia de calor (h_i), se emplea la ecuación correspondiente en función del número de Nusselt; tomando en consideración el tipo de flujo que pasa a través de los tubos de la coraza del absorbedor, el cual se determina por la Ec. (6.11).

El patrón de flujo obtenido al llevar a cabo los cálculos en función de número de Reynolds arrojó un flujo en transición, lo cual dificulta la obtención de una ecuación característica en función de número de Nusselt. Sin embargo, el número de Reynolds encontrado es del orden de entre 4000-6000, el cual está dentro del rango reportado para la implementación de la ecuación de Gnielinski, Ec. (6.12).

Finalmente, a través de la implementación de las ecuaciones (6.12), (6.13) y (6.14) es posible encontrar el valor del coeficiente de transferencia de calor interno (h_i), con el cual posteriormente se lleva a cabo el cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo (h_o), empleando la Ec. (6.15) y la sustitución de los datos correspondientes de las propiedades del absorbedor.

$$h_o = \left[\frac{1}{U} - \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k} - \frac{D_o}{h_i D_i} \right]^{-1} \quad (6.15)$$

Al igual que en el generador, la determinación de este mismo coeficiente por medio de un método teórico no es tan sencillo como lo es para el caso experimental. De igual manera, la obtención de una ecuación en términos de números adimensionales, que reproduzca o se ajuste a los datos obtenidos a través del análisis del absorbedor, no es fácil de encontrar. Por lo cual, se vio en la necesidad de buscar dentro de la literatura aquellos trabajos los cuales estuvieran enfocados en la determinación de dicho coeficiente, de los cuales se puede destacar los presentados en la tabla 6.4.

Como se puede apreciar a través de las correlaciones mostradas en la tabla 6.4, la mayoría de ellas fueron desarrolladas para el análisis de absorbedores, tomando en consideración diferentes factores geométricos, así como evaluaciones a partir de datos teóricos y experimentales. Sin embargo, las diferencias existentes entre ellas son muy pocas, teniendo en su mayoría como factor común la

implementación del número de Reynolds y el número de Prandtl, ajustados por medio de coeficientes y un valor como factor.

Tabla 6.4.- Correlaciones reportadas en la literatura en función del número de Nusselt.

Autor	Correlación	Mezcla empleada	Implementación de la correlación
A. Žukauskas [87]	$Nu = c_1 Re^{c_2} Pr^{c_3}$	–	Estudio dedicado a la transferencia de calor en tubos simples y banco de tubos de diversos arreglos, para flujo con gases y líquidos viscosos.
V. Patnaik [88]	$Nu = 0.029 (4Re)^{0.53} Pr^{0.344}$	BrLi-H ₂ O	Desarrollo de un modelo computacional para un absorbedor de tubo simple vertical de película descendente a contra corriente.
J. S. Seewald [89]	$Nu = 0.0614 Re^{0.533} Pr^{0.344}$	BrLi-H ₂ O	Desarrollo de un modelo computacional para el análisis de un absorbedor helicoidal de película descendente.
S.M. Deng [90]	$Nu = 10^{0.75-0.087x_{H_2O}} Re^{0.8} Pr^{1.1}$	BrLi-H ₂ O	Evaluación experimental sobre las características de un absorbedor con arreglo de tubos horizontales de película descendente.
S. Jeong [91]	$Nu = c_1 Re_v^{c_2} Pr_v^{0.36} \left(\frac{Pr_v}{Pr_{sol}} \right)^{1/4}$	BrLi-H ₂ O	Análisis teórico de un absorbedor con banco de tubos horizontales, mediante flujo tipo gota y película descendente.
G.A. Florides [92]	$Nu = 0.029 Re^{0.53} Pr^{0.344}$	BrLi-H ₂ O	Diseño y construcción de una máquina de absorción de 1 kW, con un absorbedor de tubos verticales.
C. W. Park [93]	$Nu = 0.024 Re^{6.688} \left[1 + \frac{\varepsilon 10^6}{d} \right]^{0.107}$	BrLi-H ₂ O	Análisis experimental del efecto que conlleva la rugosidad en un banco de tubos horizontales para un absorbedor de película descendente.
O. Kaynakli [86]	$Nu = 0.0614 Re^{0.523} Pr^{0.344}$	BrLi-H ₂ O	Desarrollo de un modelo para la determinación del desempeño de un absorbedor tipo helicoidal para configuración de flujo a contracorriente y paralelo.
D. Bredow [94]	$Nu = c_1 Re^{c_2} Pr^{c_3}$	BrLi-H ₂ O	Análisis de un intercambiador de calor de tubos horizontales, como absorbedor de película descendente, para un sistema semi-comercial de enfriamiento por absorción.

Así mismo, destaca que la mayoría de las correlaciones mostradas fueron obtenidas para sistemas cuya mezcla de trabajo es bromuro de litio-agua. Y que, a través de la realización de la revisión literaria no se encontró alguna correlación que tomara como base la mezcla agua-amoniaco, y mucho menos la solución amoniaco/nitrato de litio.

En lo que respecta al análisis general de intercambiadores de calor, Žukauskas [87] estipula que la transferencia de calor en un solo tubo, y/o en un banco de tubos, se determina principalmente

por la velocidad de flujo, las propiedades físicas del fluido, la intensidad del flujo de calor, la dirección del flujo de calor y la disposición de los tubos, a través de la siguiente relación adimensional,

$$Nu = c_1 Re^{c_2} Pr^{c_3} \quad (6.25)$$

en la cual se generalizan los datos experimentales utilizados comúnmente, basados en una relación funcional.

Al tener como base los trabajos mostrados con anterioridad, y tras la obtención de los valores del coeficiente convectivo externo de manera experimental, la determinación teórica del coeficiente de transferencia de calor se puede dar en términos de números adimensionales, como pueden ser el número de Reynolds y Prandtl. Por lo anterior, como primera aproximación se toman como base dichos números adimensionales, ajustando la correlación mostrada por la Ec. (6.25) a través de los datos obtenidos a partir de ensayos experimentales. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 6.9.

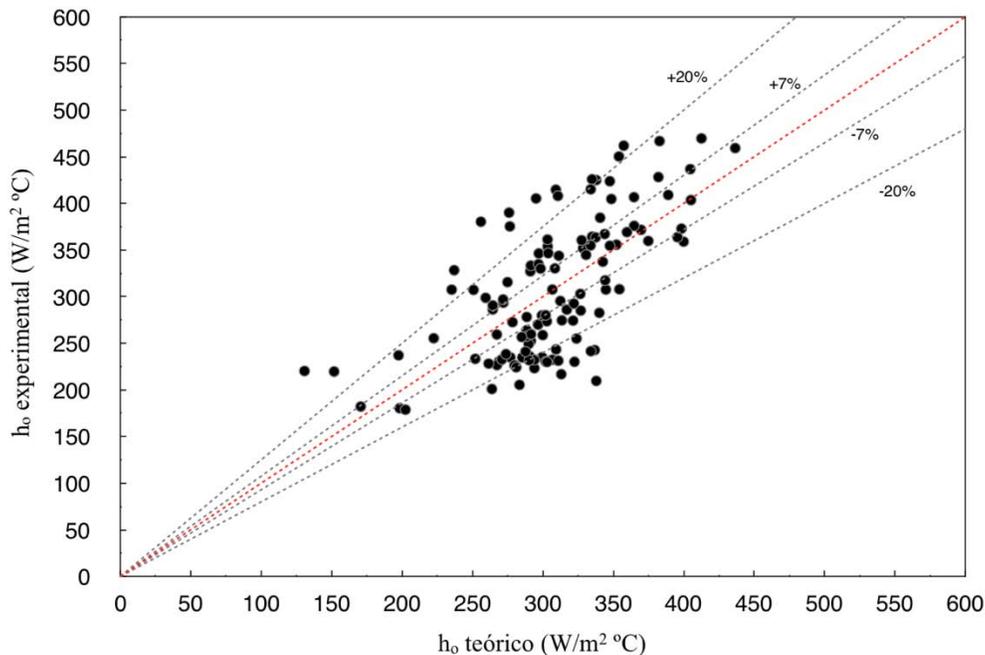


Figura 6.9.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y teórico para el absorbedor.

Los datos mostrados a través de la figura 6.9 se lograron correlacionar por medio de la Ec. (6.26),

$$Nu = 1.4410^{-5} Re^{1.5473} Pr^{1.6049} \quad (6.26)$$

mostrando valores del coeficiente de transferencia de calor de entre 130-469 W/m² K. Sin embargo, el ajuste mostrado se podría decir que no es muy proporcional, ya que la mayoría de los datos se ajustan en los rangos de 250-350 W/m² K para el coeficiente teórico y entre 200-450 W/m² K para el coeficiente experimental. Además, cerca del 30 % de los datos se encuentran fuera de la condición del +/- 20 %, correspondiente a las líneas de ajuste para la Ec. (6.26).

Dentro de los trabajos analizados, solo el reportado por Park et al. [93], muestra un análisis de forma gráfica acerca del ajuste logrado a través de la correlación propuesta, logrando obtener una ecuación cuya banda de error aproximado es de +/- 25 %; correlacionando el número de Nusselt teórico contra el número de Nusselt experimental.

Aunque la ecuación obtenida en este trabajo para el absorbedor, a través del ajuste de los datos experimentales, presenta una banda de error del orden de magnitud similar a la mostrada a través del trabajo de Park et al., existen ciertas diferencias entre el análisis llevado a cabo por él y el mostrado aquí; siendo una de ellas que los tubos del intercambiador de calor están diseñados con cierta rugosidad, con la finalidad de mejorar la transferencia de calor. Además, se desprecia el número de Prandtl dentro de su análisis; teniendo como principal diferencia la mezcla de trabajo empleada. Por lo tanto, aunque no se tienen grandes referencias en cuanto a trabajos que sirvan de comparación directa para verificar los datos obtenidos en esta evaluación, se cree que la correlación mostrada se puede llegar a mejorar, al tomar como base la ecuación obtenida e incorporar otros números adimensionales, los cuales logren reproducir los efectos que se llevan a cabo dentro del proceso de absorción.

Al tomar en consideración la idea anterior, se buscaron y probaron diferentes números adimensionales, que logran ajustar de una mejor manera la correlación encontrada en función de los datos experimentales obtenidos. En base a esto, se llegó a la conclusión de que los números adimensionales de Condensación (*Co*) y el número de Jakob (*Ja*), son una buena opción para lograr dicho objetivo.

El número adimensional de Jakob es utilizado en fenómenos de transferencia para estudiar la transferencia térmica durante un cambio de fase, representando la relación entre el calor sensible y el

calor latente. Mientras que, el número de Condensación se emplea en transferencia de calor de manera general, tratando de reproducir los efectos que implica la condensación en particular.

A través de la incorporación de estos dos nuevos números adimensionales, tomando como base la ecuación mostrada (6.25), se generó una nueva correlación para el numero de Nusselt, la cual se muestra a continuación.

$$Nu = 3.9956^{18} Re^{0.6955} Pr^{-1.7609} Ja^{-2.0171} Co^{-1.9588} \quad (6.27)$$

con

$$8.63 < Re < 20.62$$

$$6.34 < Pr < 9.34$$

$$3.22 < Ja < 13.21$$

$$6.14 \times 10^8 < Co < 2.41 \times 10^9$$

Los nuevos datos obtenidos a través de dicha ecuación, y su correspondiente comparación en función de los datos experimentales, se muestran por medio de la figura 6.10.

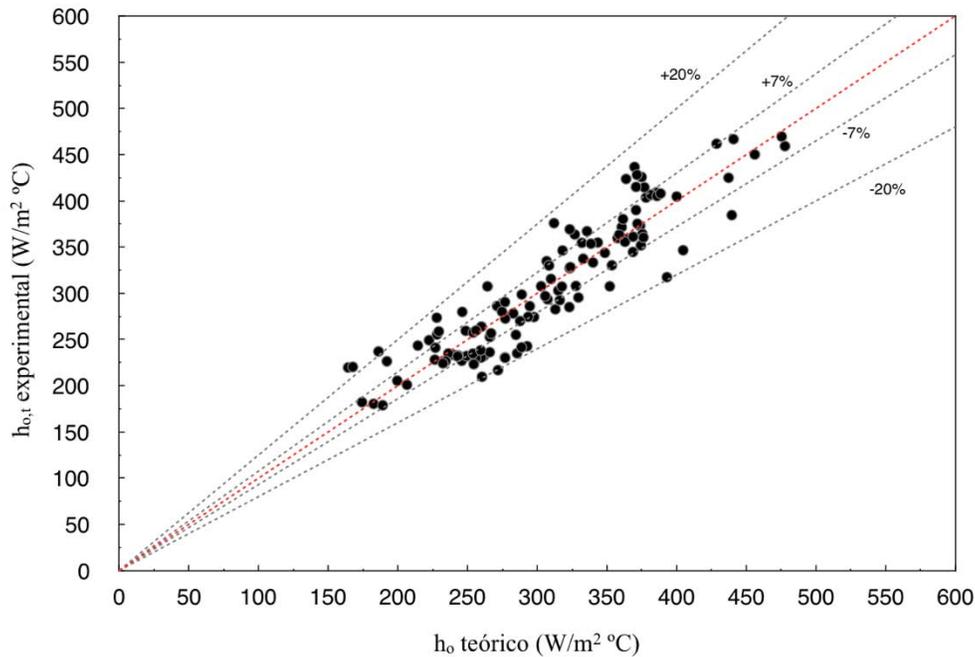


Figura 6.10.- Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y el coeficiente teórico para el absorbedor, en función de la segunda correlación encontrada.

Los resultados obtenidos que son mostrados de forma gráfica por medio de la figura 6.10, representa de mejor manera el ajuste de datos esperado, obteniendo alrededor del 57 % de los puntos correlacionados dentro de la banda de error de $\pm 7\%$. Mientras que el porcentaje restante de datos se encuentra casi en su mayoría dentro de la banda de error de $\pm 20\%$. Además, con la correlación obtenida se logra una mejor distribución a lo largo de la línea central de ajuste, justificando una mejora aceptable con respecto a la correlación encontrada con anterioridad.

Con esta correlación, el coeficiente de transferencia de calor calculado de manera teórica se encuentra en el orden de entre 164-477 W/m² K. Mientras que, el coeficiente de transferencia de calor experimental es de entre 178-469 W/m² K.

Por otro lado, en la tabla 6.5 se muestran los valores mínimos y máximos de las incertidumbres obtenidas para las principales variables empleadas en el cálculo de la correlación para el absorbedor.

Tabla 6.5.- Resultados del análisis de incertidumbre para las principales variables calculadas para el absorbedor.

Variables	Incertidumbre mínima y máxima (%)
Nusselt [Nu]	$\pm 9.0, \pm 44.6$
Coefficiente de transferencia de calor [h_o]	$\pm 9.0, \pm 44.9$
Coefficiente de transferencia de calor [h_i]	$\pm 1.0, \pm 1.2$
Flujo de calor [Q_G]	$\pm 5.9, \pm 34.1$
Coefficiente global de transferencia de calor [U]	$\pm 6.3, \pm 35.4$

Mientras que, en la tabla dos del anexo D se encuentran los valores experimentales de las principales variables correspondientes a los 121 puntos de medición registrados en la figura 6.10, mostrando en cada uno de ellos sus valores correspondientes de incertidumbre.

6.4.-Conclusiones del capítulo

Con el estudio desarrollado fue posible llevar a cabo el análisis de transferencia de calor tanto en el generador como en el absorbedor, los cuales funcionan como intercambiadores de calor de coraza y tubos de película descendente, dentro del sistema de refrigeración por absorción.

Para el análisis del generador, se encontró que el coeficiente de transferencia de calor por ebullición posee cierta dependencia en función del flujo másico de solución y del flujo de calor que

se le suministra. Sin embargo, a través de las evaluaciones llevadas a cabo, fue posible encontrar que el mecanismo predominante de transferencia de calor se debe al efecto de ebullición nucleada.

A partir de las correlaciones probadas para el generador, la propuesta por Zacarías et al. fue la que mejor logró adecuarse a los datos obtenidos de forma experimental; a través de la implementación de los números adimensionales Fr , Pr , Bo y Ja , logrando un ajuste de los datos obtenidos con un banda de error de $\pm 7\%$.

El valor del coeficiente de transferencia de calor experimental para el generador osciló entre los $140\text{-}850\text{ W/m}^2\text{ K}$, con un suministro de calor de generación de entre $3.5\text{-}13.7\text{ kW}$; por medio de temperaturas de generación entre los $80\text{ }^\circ\text{C}$ y $100\text{ }^\circ\text{C}$.

En lo que respecta al análisis del absorbedor, dentro de la revisión bibliográfica fue posible encontrar un mayor número de correlaciones empleadas para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por medio del número de Nusselt. Sin embargo, la mayoría desarrolladas para la mezcla de trabajo de bromuro de litio-agua.

Como primera aproximación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el absorbedor, se emplearon los números adimensionales de Re y Pr , pero los resultados obtenidos no mostraron el ajuste proporcional de acuerdo a lo esperado. Por lo que fue necesario la incorporación de nuevos números adimensionales.

A través de la implementación de los números adimensionales Co y Ja , tomando como base la ecuación propuesta a través del número de Re y Pr , se logró obtener una mejor correlación; obteniendo alrededor del 57% de los puntos ordenados dentro de la banda de error de $\pm 7\%$. Mientras que el porcentaje restante de datos se encuentra casi en su mayoría dentro de la banda de error de $\pm 20\%$.

El valor del coeficiente de transferencia de calor experimental para el absorbedor osciló entre los $178\text{-}469\text{ W/m}^2\text{ K}$, con un suministro de agua fría de entre $20\text{-}34\text{ }^\circ\text{C}$; con lo cual fue posible retirar un flujo de calor de entre $0.97\text{-}5.68\text{ kW}$.

Las correlaciones propuestas son solo válidas para el conjunto de datos experimentales analizados, así como para el rango de números adimensionales empleados y la mezcla de trabajo

nitrate de litio-amoniaco. Las propiedades de la mezcla nitrate de litio-amoniaco fueron determinadas por medio de correlaciones presentadas por Libotean [28, 29] e Infante Ferreira [55]. Mientras que, para las propiedades del amoniaco puro se empleó el software REFPROP.

Para el procedimiento de obtención de los valores de ajuste en las ecuaciones (6.20), (6.26) y (6.27), como lo son los superíndices y los factores, se implementó el método de mínimos cuadrados, el cual fue resuelto por medio del software Mathematica, mediante una asignación aleatoria de valores hasta encontrar el punto de convergencia.

Por otro lado, la propagación de la incertidumbre se realizó utilizando el software Engineering Equation Solver (EES), el cual ofrece una herramienta de cálculo especializada para llevar a cabo dicho análisis.

Capítulo VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para concluir con el trabajo de tesis, en el presente capítulo se ofrece en forma de resumen los resultados obtenidos a lo largo del desarrollo del proyecto, mostrando las conclusiones generadas por medio de los diferentes análisis llevados a cabo; con la finalidad de mostrar los beneficios obtenidos. Por otro lado, se proponen nuevas recomendaciones con las cuales se le pueda dar continuidad al proyecto; finalizando al mostrar los productos obtenidos en materia de difusión a través del periodo de doctorado.

7.1 Conclusiones

De acuerdo a lo propuesto dentro del objetivo general y objetivos específicos en la presente tesis, se puede concluir que dichos objetivos fueron logrados con éxito, llevando a cabo de la mejor manera posible el desarrollo y evaluación del sistema de refrigeración solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco.

En resumen, fue posible lograr la evaluación del sistema de refrigeración de diversas formas y puntos de vista, tratando de obtener los mejor resultados de cada evaluación que se llevó a cabo. Por lo anterior, a continuación se mencionan las conclusiones y recomendaciones que se consideran son las más importantes a destacar, de acuerdo a la evaluación llevada a cabo.

- Se lograron realizar 121 ensayos experimentales con el sistema de refrigeración solar, durante las cuales fue posible evaluar el sistema a temperaturas de generación desde los 80 °C hasta los 100 °C, en un rango de temperaturas de condensación de entre 20 °C y 34 °C.
- Dentro de las evaluaciones llevadas a cabo fue posible analizar la estabilidad del sistema, determinar los coeficientes de desempeño externos e internos, comprobar que el sistema presenta repetibilidad en sus evaluaciones, determinar el efecto que conlleva la recirculación de solución en el absorbedor y encontrar las efectividades de cada uno de los componentes que integran al sistema de refrigeración; así como determinar el coeficiente de transferencia de calor en función de números adimensionales.
- La evaluación del sistema mostró la tendencia de aumento en el coeficiente de desempeño en función de la disminución de la temperatura de condensación. Además, un incremento del mismo conforme la temperatura de generación se fue elevando, al mantener constante la temperatura de condensación; algo que se tenía previsto desde un inicio, y fue fundamental lograrlo para obtener un buen desempeño del equipo.
- La presión máxima registrada a través de las evaluaciones llevadas a cabo fue de 1493.7 kPa, correspondiente a la presión absoluta del generador. Mientras que la mínima fue de 464.4 kPa, medida en el absorbedor. Por otro lado, el registro más bajo que se logró obtener en función de la temperatura de evaporación fue de 3.3 °C. Mientras que la máxima temperatura de evaporación fue de 17.2 °C.

- Al evaluar el sistema de refrigeración por medio de diferentes patrones de flujo, fue posible encontrar que a flujo máximo de solución hacia el generador, el mayor coeficiente de desempeño externo que se logró obtener fue de 0.52, generando una potencia de evaporación externa de 6 kW, a expensas de un suministro de calor de 11.5 kW; a 100 °C de temperatura de generación y 20 °C de temperatura de condensación. Por otro lado, bajo las mismas condiciones de operación, se obtuvo un coeficiente de desempeño interno de 0.62, con una potencia de enfriamiento interna de 6.7 kW y un aprovechamiento de calor de generación de 10.7 kW; todo esto con una temperatura de evaporación de 12.8 °C.
- Por medio de la evaluación hecha a través de flujo mínimo hacia el generador, se obtuvo un coeficiente de desempeño externo máximo de 0.42, con una potencia de enfriamiento externa de 4.1 kW, a través de un suministro de calor de 9.7 kW; a 100 °C de temperatura de generación y 20 °C condensación. Bajos las mismas condiciones, fue posible obtener un coeficiente de desempeño interno máximo de 0.62, con una potencia de enfriamiento producida de 4.5 kW y un suministro de calor de generación interno de 7.26 kW; todo esto a 8.6 °C de temperatura de evaporación.
- La obtención de resultados a través de la evaluación llevada a cabo bajo condiciones de recirculación en el absorbedor trajo consigo resultados interesantes. El primero de ellos es que se encontró un punto de operación idóneo en función del coeficiente de desempeño externo, en el cual se logra un balance entre el calor de generación suministrado y la potencia de enfriamiento producida; logrando con ello el mejor desempeño del sistema. Para los tres casos evaluados, se obtuvo que este comportamiento se da alrededor de un flujo de recirculación de 4 kg/min. Por otro lado, a máxima recirculación la presión dentro del absorbedor tiende a ser mínima, obteniéndose como beneficio una menor temperatura a la salida de la válvula de expansión. Sin embargo, se ve sacrificada la producción de refrigerante. En lo que respecta al proceso donde la recirculación es mínima, es tanta la cantidad de solución que se envía hacia el generador que ésta no es aprovechada en su totalidad, logrando una cantidad de refrigerante producido por debajo de lo esperado. Aunado a esto, la presión dentro del absorbedor tiende a incrementarse conforme la recirculación es menor, afectando el proceso de absorción y elevando la temperatura de evaporación. Una conclusión importante es que se llegó a observar que la presión dentro del absorbedor, y por lo tanto la temperatura de evaporación, están regidas por la temperatura de entrada de

solución pobre hacia el absorbedor; viéndose beneficiado el desempeño del sistema conforme dicha temperatura tiende a ser menor.

- El resultado obtenido de las pruebas de repetibilidad es una demostración de que el sistema de refrigeración por absorción posee toda la capacidad para operar de manera estable y continua, demostrando que su operación no es casual, sentando las bases para llevar a cabo las mejoras en el desarrollo del mismo; en aras de llegar a reproducir un equipo comercial.
- Al llevar a cabo la determinación de las efectividades de los componentes fue posible darse cuenta que tanto el evaporador como el condensador son los dos componentes del sistema de refrigeración que mejor desempeñan su trabajo, obteniendo efectividades practicante del 100 %. En lo respecta al generador y absorbedor, estos obtuvieron efectividades alrededor del 83 % y 70 % en promedio, respectivamente. Dentro de estos resultados, la efectividad del absorbedor es de tomarse en consideración, ya que al ser el componente más crítico dentro del sistema de refrigeración, una mejora en él significa un incremento en el desempeño global del sistema.
- Fue posible llevar a cabo la determinación de los coeficientes de transferencia de calor de forma semiempírica, en función de correlaciones basadas en número adimensionales, tomando como base los datos experimentales obtenidos a lo largo de las evaluaciones del sistema de refrigeración por absorción. Para el caso del generador, la correlación obtenida en función del Nusselt se basa en los números adimensionales de Fr , Pr , Bo y Ja ; logrando un ajuste de los datos con una banda de error de $\pm 7\%$, obteniendo valores del coeficiente de transferencia de calor por ebullición en el orden de $140\text{-}850\text{ W/m}^2\text{ K}$. Por medio de la evaluación llevada a cabo en el absorbedor, fue posible correlacionar los valores obtenidos de igual manera, a través del Nusselt, en función de los números adimensionales de Re , Pr , Ja y Co ; pudiendo ajustar los datos obtenidos dentro de una banda de error máxima de $\pm 20\%$, donde cerca del 60 % de los datos totales logran encajar dentro de la banda de error de $\pm 7\%$. El coeficiente de transferencia de calor experimental que se obtuvo para el absorbedor fue de entre $178\text{-}469\text{ W/m}^2\text{ K}$.
- Por medio de las simulaciones llevadas a cabo entre los sistemas de simple efecto y doble efecto inverso, operando con diferentes mezclas, fue posible llegar a distinguir las ventajas, limitaciones y/o restricciones que poseen cada uno de ellos; llegando a la conclusión de que

la selección de un sistema en específico quedará en gran medida definido por medio de la fuente de energía térmica que se tenga disponible. A partir de la cual, por medio de las curvas de desempeño mostradas, se podrá seleccionar el punto de máxima operación de acuerdo al sistema seleccionado.

- Con la experiencia obtenida a lo largo de este proyecto, es claro que en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la UNAM se tiene la capacidad de diseñar y construir sistemas de enfriamiento por absorción, los cuales puedan operar por medio de energía solar, o alguna otra fuente de energía térmica. La implementación de dichos sistemas presenta la ventaja de poder ser utilizados en lugares remotos donde no se cuenta con suministro de electricidad. O bien, en aquellos lugares donde se tiene el recurso de energía eléctrica, pero los elevados costos que generan los equipos convencionales abren un campo de aplicación a éstos sistemas. Sin duda, el sistema evaluado ha dejado mucho aprendizaje, así como nuevas ideas; que surgen con la finalidad de seguir mejorando hasta lograr el objetivo final de construcción de un equipo comercial.

7.2 Recomendaciones

- Continuar con la evaluación experimental del sistema variado diferentes parámetros, con la finalidad de conocer aún mejor el desempeño del equipo.
- Llevar a cabo la operación con energía solar para conocer el comportamiento y desempeño del sistema de refrigeración en conjunto con el campo de colectores solares.
- Cambiar el intercambiador de calor que se tiene como economizador, con el objetivo de mejorar el coeficiente de desempeño y la temperatura de evaporación del sistema.
- Elaborar un diseño de experimentos adecuados para verificar si las correlaciones obtenidas para el generador y absorbedor son las correctas. Además de poder ampliar el campo de aplicación de las mismas.
- Llevar a cabo un análisis más detallado del proceso de ebullición y absorción de la solución por medio de la película descendente, ya que son mecanismos muy complejos y se requiere de mucho estudio.

- Comparar los valores obtenidos del sistema evaluado, contra algún equipo comercial para verificar cuales son las puntos débiles que hay que atacar en busca de la mejora del equipo.
- Llevar a cabo un análisis externo para determinar cuáles son las pérdidas o ganancias de calor que tiene los diferentes componentes del sistema y con ello determinar cómo afectan en el desempeño del equipo.
- Investigar y probar otras mezclas de trabajo alternativas con los mismos equipos a fin de comparar el comportamiento del sistema de refrigeración con cada una de ellas.
- Investigar si en la literatura existen resultados similares a los obtenidos para llevar a cabo una comparación. Si es posible, preparar la publicación de un artículo donde se muestren los resultados logrados.
- Realizar un análisis exergético al sistema de enfriamiento evaluado, para identificar los equipos o componentes del sistema con posibilidad de ser mejorados.
- Implementar en la medida de lo posible la automatización del sistema.

7.3 Lista de publicaciones

Relación de publicaciones logradas a través del desarrollo de la tesis de doctorado.

- *De carácter internacional*

1. **Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with NH₃-LiNO₃ mixture** (L.A. Domínguez-Inzunza, J.A. Hernández-Magallanes, M. Sandoval-Reyes, W. Rivera), 2014, Applied Thermal Engineering, 66: 612,620.

Applied Thermal Engineering 66 (2014) 612–620



Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH₃-LiNO₃ mixture



L.A. Domínguez-Inzunza, J.A. Hernández-Magallanes, M. Sandoval-Reyes, W. Rivera*

Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), 62580 Temixco, Morelos, Mexico

1. **Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture** (J.A. Hernández-Magallanes, L.A. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto, C. Jiménez, W. Rivera), 2014, Energy, pp. 1-8.

Energy xxx (2014) 1–8



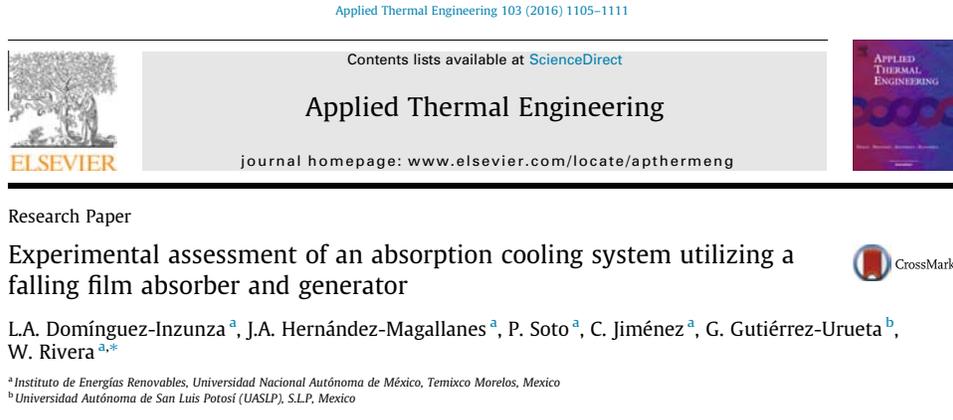
Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture

J.A. Hernández-Magallanes^a, L.A. Domínguez-Inzunza^a, G. Gutiérrez-Urueta^b, P. Soto^a, C. Jiménez^a, W. Rivera^{a,*}

^a Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, Temixco, Morelos, México

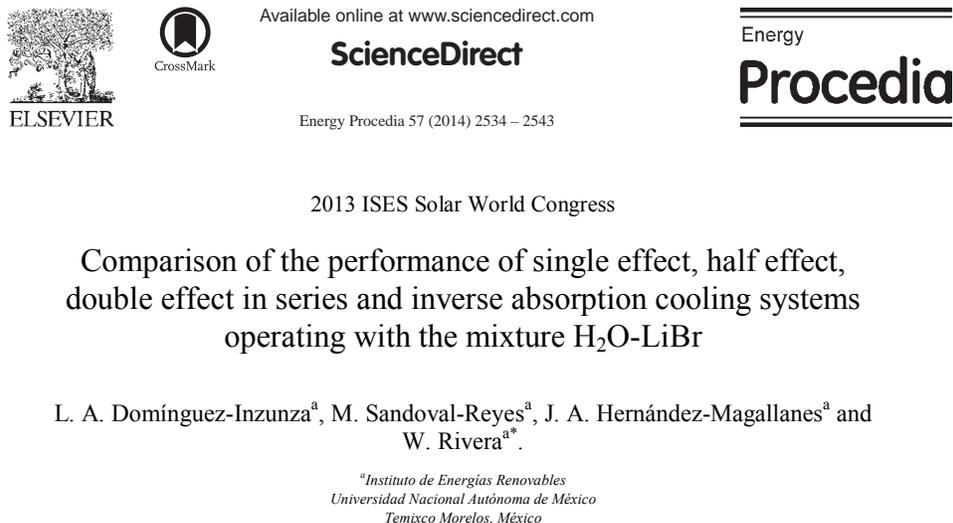
^b Universidad Autónoma de San Luis Potosí (UASLP), S.L.P., Mexico

3. **Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator** (L.A. Domínguez-Inzunza, J.A. Hernández-Magallanes, P. Soto, C. Jiménez, G. Gutiérrez-Urueta, W. Rivera), 2016, Applied Thermal Engineering, 103: 1005,1111.



- *Artículo publicados en Energy Procedia*

4. **Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with mixture H₂O–LiBr** (L.A. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval-Reyes, J.A. Hernández-Magallanes, W. Rivera), 2013 ISES Solar World Congress, Energy Procedia, 57: 2534, 2543.



- Congreso Internacional

5. **Preliminary assessment of an ammonia – lithium nitrate absorption system (L.A. Domínguez-Inzunza, J.A. Hernández-Magallanes, G. Gutiérrez-Urueta, W. Rivera)**
International Sorption Heat Pump Conference, March 31-April 3, 2014.

Preliminary assessment of an ammonia – lithium nitrate absorption system

Luis Alberto DOMINGUEZ-INZUNZA¹, Javier Alejandro HERNANDEZ-MAGALLANES¹,
Gedy L. GUTIÉRREZ-URUETA², Wilfrido RIVERA^{1*}

¹Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México,
Temixco, Mor., México
Contact Information (ladoi@ier.unam.mx)

²Universidad Autónoma de San Luis Potosí (UASLP), S.L.P, México

*Corresponding Author
Contact Information (+52-5556229740, wrgf@cie.unam.mx)



International Sorption Heat Pump Conference, March 31-April 3, 2014

Referencias

- [1] I. Dincer, T. A. H. Ratlamwala, *Integrated Absorption Refrigeration Systems*, Springer International Publishing Switzerland 2016.
- [2] *BP Statistical Review of World Energy June 2016*.
- [3] *Balance Nacional de Energía 2014*.
- [4] *Reservas de hidrocarburos al 1 de enero de 2015, PEMEX*.
- [5] O. B. Rodríguez, *La importancia de los edificios como usuarios de energía y las acciones de la CONUEE*, Agosto del 2013. <http://bit.ly/2hKVmmn> (Fecha de consulta Enero 2017).
- [6] *Prospectiva del Sector Eléctrico 2015-2029*, Secretaria de Energía, México 2015.
- [7] *Estudio de Caracterización del Uso de Aire Acondicionado en Viviendas de Interés Social*, CONUEE 2016. <http://bit.ly/2fT4hDf> (Fecha de consulta, Enero 2017).
- [8] *Programa Nacional para el aprovechamiento Sustentable de la Energía 2009-2012, Diario Oficial de la Federación, Noviembre de 2009*.
- [9] *Indicadores de eficiencia energética en México: 5 Sectores, 5 Retos*, Secretaria de Energía, México 2011.
- [10] *World Energy Council, Survey of Energy Resources (20th ed.)*, ELSEVIER 2004, p. 295.
- [11] *Una guía de la industria eléctrica en México*, Center for Energy Economics Bureau of Economic Geology, The University of Texas at Austin e Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Agosto 2013, segunda edición.
- [12] *Quaschnig Volker, Renewable Energy and Climate Change*, WILEY, IEEE PRES 2011.
- [13] O. B. Rodríguez, *Eficiencia energética y energías renovables en la vivienda en México: Un Repaso*, Junio del 2011. <http://bit.ly/2i5rWAq> (Fecha de consulta, Enero 2017).
- [14] D. Zambrano, C. Bordons, W. Garcia-Gabina, E. F. Camacho. 2008. *Model development and validation of a solar cooling plant*, Int. J. Refrig. 31(2): 315-327.
- [15] N. Ortega, O. García-Valladares, R. Best, V. H. Gómez. 2008. *Two-phase flow modeling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator*, Renew. Energy 33(9): 2064-2076.
- [16] G. R. Figueredo, M. Bourouis, A. Coronas. 2008. *Thermodynamic modeling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels*, Appl. Therm. Eng. 28(2-3): 211-217.
- [17] D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira. 2009. *Air-cooled LiBr-water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers*, Energy Convers. Manage 50(4): 1018-1025.

- [18] B. Prasartkaew, S. Kumar. 2010. *A low carbon cooling system using renewable energy resources and technologies*. Energy and Buildings 42(9): 1453–62.
- [19] D. Saucedo, N. Velazquez, O. García-Valladares, R. Beltran. 2011. *Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle*, J. Mech. Sci. Tech 25(6): 1399-1408.
- [20] P. Lin, R. Z. Wang, Z. Z. Xia. 2011. *Numerical investigation of a two-stage air-cooled absorption refrigeration system for solar cooling: Cycle analysis and absorption cooling performances*. Renewable Energy 36(5): 1401-1412.
- [21] F. Calise. 2012. *High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: dynamic simulation and economic assessment*, Appl. Therm. Eng. 32: 108-124.
- [22] H. Z. Hassan, A. A. Mohamad, H. A. Al-Ansary. 2012. *Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study*. Applied Thermal Engineering 48: 332-341.
- [23] A. A. Ramírez, N. V. Limón, J. C. Román, F. L. Chávez. 2012. *Temperatura de Acoplamiento y Condiciones de Operaciones de un Sistema de Enfriamiento-Termosolar*. Ingeniería Mecánica Tecnología y Desarrollo 4(2): 51-60.
- [24] R. Best, W. Rivera. 2015. *A review of thermal cooling systems*, Appl. Therm. Eng. 75: 1162–1175.
- [25] W. Rivera, R. Best, M. J. Cardoso, R. J. Romero. 2015. *A review of absorption heat transformers*, Appl. Therm. Eng. 91: 654–670.
- [26] N. Nakahara, Y. Miyakawa, M. Yamamoto. 1977. *Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector*. Solar Energy 19(6): 657–662.
- [27] R. Ayala, C. L. Heard, F. A. Holland. 1998. *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II*. Experimental, Appl. Therm. Eng. 18(8): 661–670.
- [28] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, A. Coronas. 2007. *Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K*. J. Chem. Eng. Data 52(3): 1050-1055.
- [29] S. Libotean, A. Martín, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, A. Coronas. 2008. *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(10): 2383–2388.
- [30] M. Qu, H. Yin, D. H. Archer. 2010. *A solar thermal cooling and heating system for a building: experimental and model based performance analysis and design*, Sol. Energy 84(2): 166-182.
- [31] M. Venegas, M. C. Rodríguez-Hidalgo, R. Salgado, A. Lecuona, P. Rodríguez, G. Gutierrez. 2011. *Experimental diagnosis of the influence of operational variables on the performance of a solar absorption cooling system*, Appl. Energy 88(4): 1447-1454.

- [32] A. González-Gil, M. Izquierdo, J. D. Marcos, E. Palacios. 2011. *Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide-water absorption prototype for solar air conditioning*, Appl. Therm. Eng. 31(16): 3358-3368.
- [33] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C. O. Rivera, R. Best, F. Martínez, 2011. *Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate*, Sol. Energy 85(1): 38–45.
- [34] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera, R. Best. 2012. *Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$* , Renewable Energy 38(1): 62–68.
- [35] S. U. Llamas, J. V. Herrera, R. Cuevas, V. H. Gómez, O. García-Valladares, J. Cerezo, R. Best, *Development of a small capacity ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system*, in: 2nd Int. Conference on Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, 2007, pp. 470–475.
- [36] S. U. Llamas, R. Cuevas, R. Best, V. H. Gómez, 2014. *Experimental results of a direct air-cooled ammonia–lithium nitrate absorption refrigeration system*, Appl. Therm. Eng. 67(1-2): 362–369.
- [37] J. A. Hernández-Magallanes, L. A. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto, C. Jiménez, W. Rivera. 2014. *Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture*, Energy 78: 685–692.
- [38] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas, M. Vallés. 2014. *Pre-industrial development and experimental characterization of new air-cooled and water-cooled ammonia/ lithium nitrate absorption chillers*, Int. J. Refrig. 45:189–197.
- [39] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas, M. Vallés, 2015. *Part-load characteristics of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller*, Int. J. Refrig. 56: 46– 51.
- [40] Y. A. Cengel, M. A. Boles. *Termodinámica (7^a ed.)*, México, McGraw-Hill, 2012.
- [41] José Daniel Marcos del Cano. *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire*. Tesis profesional de doctorado. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, Madrid 2008.
- [42] Miquel Nogués Aymamí. *Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas*. Tesis profesional de doctorado. Escola Técnica Superior D'Enginyeria Química. Tarragona, Mayo de 2001.
- [43] H. Z. Hassan, A. A. Mohamad. 2012. *A review on solar cold production through absorption technology*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 16. pp. 5331–5348.
- [44] P. Srihirin, S. Aphornratana and S. Chungpaibulpatana, *A review of absorption refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 5 (2001) pag. 343–372.
- [45] Isaac Pilatowsky Figueroa. *Jornada iberoamericana sobre el enfriamiento solar; tecnología para el desarrollo económico y social de la región iberoamericana, tecnologías de enfriamiento, Centro de Formación de la Cooperación Española. Cartagena de Indias, Colombia. Del 17 al 21 de Mayo de 2004*.

- [46] R. J. Dossat (1978). *Principles of refrigeration* (No. 621.56 D68 1978). pp. 365.
- [47] Jesús Lahuerta Martínez. *Refrigeración de centro de cálculo por medio de “Free-cooling” y “Solar-cooling” (proyecto fin de carrera)*. Zaragoza. Diciembre de 2010.
- [48] K. E. Herold, R. Readermacher and S. A. Klein. *Absorption chillers and heat pumps*, crc press, Inc. 1996. pp. 21.
- [49] Juan A. Domínguez Quiroga. 2009. *Modelado y caracterización de una maquina de absorción de doble efecto*. Tesis. Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, Sevilla, 122 pp.
- [50] J. Sun, L. Fu and S. Zhang. *A review of working fluids of absorption cycles*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 16 (2012) 1899– 1906.
- [51] Alejandro Zacarías Santiago, 2009, *Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco*. Tesis profesional de doctorado, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés. pp. 34.
- [52] D. Rubén Ventas Garzón. *Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica*. Tesis profesional de doctorado. Leganés, Madrid. Junio de 2010.
- [53] Guadalupe Moreno Quintanar. *Comparación del funcionamiento de un refrigerador solar para producción de hielo operando con las mezclas NH₃- LiNO₃ y NH₃- LiNO₃-H₂O*. Tesis profesional de maestría. Temixco, Morelos. 2010.
- [54] C. Ornel, C. Amaris, M. Vallés, M. Bourouis, *Experiments on the characteristics of saturated boiling heat transfer in a plate heat exchanger for ammonia/lithium nitrate and ammonia/ (lithium nitrate+water)*, *Thermal Issues in Emerging Technologies, ThETA 3*, Cairo, Egypt, Dec 19-22nd 2010, pag 217-225.
- [55] C. A. Infante Ferreira. 1984. *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions*. *Solar Energy* 32(2): 231-236.
- [56] R. Best, L. Porras, F. A. Holland. 1991. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate-part one*, *Cool. Heat Recovery Syst. CHP* 2, pp. 49-61.
- [57] K. A. Antonopoulos, E. D. Rogdakis. 1996. *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens*, *Appl. Therm. Eng.* 16, pp. 127-147.
- [58] C. O. Rivera, W. Rivera. 2003. *Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture*, *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* 76, pp. 417-427.
- [59] Z. Wan, S. Shu, X. Hu. 2006. *Novel high-efficient solar absorption refrigeration cycles*, *J. Huazhong Univ. Sci. Technol.* 34, pp. 85-87.
- [60] M. Kilic, O. Kaynakli. 2007. *Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system*, *Energy* 32, pp. 1505-1512.

Referencias

- [61] S. C. Kaushik, A. Arora. 2009. *Energy and exergy analysis of single-effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems*, Int. J. Refrig. 32, pp. 1247-1258.
- [62] R. Ventas, A. Lecuona, A. Zacarías, M. Venegas. 2010. *Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures*, Appl. Therm. Eng. 30, pp. 1351-1359.
- [63] A. Acuña, N. Velázquez, J. Cerezo. 2013. *Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant*, Appl. Therm. Eng. 51, pp. 1273-1281.
- [64] C. Vasilescu, C. I. Ferreira, 2013. *Solar driven double-effect absorption cycles for sub- zero temperatures*, Int. J. Refrig., <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.034>.
- [65] B. H. Gebreslassie, M. Medrano, D. Boer. 2010. *Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: from half to triple effect*, Renewable Energy 35, pp. 1773-1782.
- [66] R. J. Romero, W. Rivera, R. Best. 2000. *Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with water/lithium bromide and an aqueous ternary hydroxide*. Solar Energy Materials & Solar Cells 63, pp. 387-399.
- [67] R. J. Romero, W. Rivera, J. García, R. Best. 2001. *Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide*. Applied Thermal Engineering 21, pp. 1137-1147.
- [68] L. A. Domínguez-Inzunza, J. A. Hernández-Magallanes, M. Sandoval-Reyes, W. Rivera, 2014. *Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH₃-LiNO₃ mixture*, Appl. Therm. Eng. 66, pp. 612-620.
- [69] G. L. Gutiérrez Urueta, *Informe final de actividades de investigación*, Investigación posdoctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, agosto 2012.
- [70] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho (Eds.), *Handbook of heat transfer (3^a ed.)*, McGraw-Hill, New York, 1998, pp. 17.2.
- [71] R. W. Serth, T. G. Lestina, 2014, *Process heat transfer, principles, applications and rules of thumb*, Elsevier, pp. 74, 78, 92.
- [72] S. K. Wan, *Handbook of air conditioning and refrigeration (2^a ed)*, McGraw-Hill, New York, 1998, pág. 10.26.
- [73] <http://www2.inecc.gob.mx/publicaciones/libros/624/calibracion.pdf>
- [74] Rodrigo Cuevas Tenango. *Integración e instrumentación de un sistema de refrigeración por absorción que opera con la mezcla LiNO₃/NH₃*. Tesis profesional de licenciatura, 2008.
- [75] J. R. Thome, *Wolverine heat transfer engineering data book III*, pp. 14-1.
- [76] G. Ribatski, A. M. Jacobi. 2005. *Falling-film evaporation on horizontal tubes a critical review*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 635-653.

- [77] R. Abraham, A. Mani. 2015. *Heat transfer characteristics in horizontal tube bundles for falling film evaporation in multi-effect desalination system*, Desalination, vol. 375, pp. 129–137.
- [78] F. Táboas, *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*, tesis profesional de doctorado, Universitat Rovira I Virgili, 2006.
- [79] D. Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, CECSA, 1999, pp. 179.
- [80] A. Zacarías, R. Ventas, M. Venegas, A. Lecuona. 2010. *Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53, pp. 4768–4779.
- [81] B. Palm, J. Claesson. 2006. *Plate heat exchangers: calculation methods for single and two-phase flow*, Heat Transfer Eng., Vol. 27, pp. 88–98.
- [82] B. Thonon, A. Feldman, L. Margat, C. Marvillet. 1997. *Transition from nucleate Boiling to convective boiling in compact heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, pp. 592–597.
- [83] E. Blass. 1977. *Gas-film flow in tubes*, Chem-Ing-Tech, vol. 49, pp. 95-105.
- [84] S. Jani, M. H. Saidi, A. A. Mozaffari. 2003. *Tube bundle heat and mass transfer characteristics in falling film absorption generators*, Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 30, No. 4, pp. 565-576.
- [85] W. Rivera, R. Best. 1999. *Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 905-921.
- [86] O. Kaynakli, I. Horuz. 2004. *Evaluation of coil absorber performance*. Heat and Mass Transfer 40: 929–936.
- [87] A. Žukauskas. 1972. *Heat Transfer from Tubes in Crossflow*. Advances in Heat Transfer 8: 93–160.
- [88] V. Patnaik, H. Perez-Blanco, W. A. Ryan. *A simple model for the design of vertical tube absorbers*. Conference: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) annual meeting, Denver, CO (United States), 26-30 Jun 1993.
- [89] J. S. Seewald, H. Perez-Blanco. 1994. *A simple model for calculating the performance of a lithium-bromide/water coil absorber*. ASHRAE transactions: Technical and symposium papers. 100(2): 318-328.
- [90] S. M. Deng, W. B. Ma. 1999. *Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H₂O solution as working fluid*. International Journal of Refrigeration 22: 293–301.
- [91] S. Jeong, S. Garimella. 2002. *Falling-film and droplet mode heat and mass transfer in a horizontal tube LiBr/water absorber*. International Journal of Heat and Mass Transfer 45: 1445–1458.

Referencias

- [92] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L.C. Wrobel. 2003. *Design and construction of a LiBr–water absorption machine*. Energy Conversion and Management 44: 2483–2508.
- [93] C. W. Park, S. S. Kim, H. C. Cho, Y. T. Kang. 2003. *Experimental correlation of falling film absorption heat transfer on micro-scale hatched tubes*. International Journal of Refrigeration 26(7): 758–763.
- [94] D. Bredow, P. Jain, A. Wohlfei, F. Ziegler. 2008. *Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube absorber in a semi-commercial absorption chiller*, International Journal of Refrigeration 31: 1273–1281.

Anexo A

Tabla 1.- Valores correspondientes para la obtención del COP_E a flujo interno máximo.

T_G (°C)	T_C (°C)	T_{ref} (°C)	T_{in-G} (°C)	T_{out-G} (°C)	T_{in-E} (°C)	T_{out-E} (°C)	F_{in-G} (kg/min)	F_{in-E} (kg/min)	Q_E (kW)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_A (kW)	COP_E (-)	ϵCOP_E (-)
80	20	7.5	80.1	75.4	24.9	22.8	25.0	20.0	2.85	8.20	3.58	6.00	0.294	0.065
	22	7.8	80.1	75.7	25.1	23.2	25.0	20.0	2.61	7.77	3.14	5.77	0.282	0.068
	24	8.9	80.1	76.1	25.1	23.6	24.8	20.0	2.16	6.94	2.70	5.17	0.256	0.074
	26	8.8	80.0	76.5	25.2	24.0	24.6	20.0	1.59	6.15	2.07	4.60	0.208	0.080
	28	8.9	79.9	76.6	26.7	26.1	24.0	20.0	0.87	5.62	1.22	4.30	0.123	0.084
	30	9.8	80.0	76.9	27.2	26.6	23.6	20.0	0.82	5.16	1.15	3.85	0.123	0.090
85	20	9.8	85.0	79.2	24.9	22.0	23.6	19.9	4.07	9.74	4.97	7.36	0.362	0.057
	22	7.3	85.1	80.1	25.0	22.9	23.6	20.0	2.90	8.42	3.64	6.22	0.293	0.064
	24	8.8	84.9	80.4	25.0	23.3	23.7	20.0	2.38	7.55	3.06	5.51	0.263	0.069
	26	10.4	85.1	81.0	25.0	23.6	23.6	20.0	1.96	6.87	2.50	5.06	0.235	0.074
	28	10.7	85.1	81.2	25.1	24.0	23.0	20.0	1.53	6.23	1.96	4.73	0.198	0.079
	30	10.5	84.8	81.1	25.5	24.7	22.8	20.1	1.12	5.90	1.41	4.50	0.151	0.082
90	32	12.0	84.9	81.3	25.4	24.8	22.9	20.1	0.86	5.82	0.89	4.08	0.118	0.082
	34	12.8	85.0	81.6	25.7	25.5	22.7	20.1	0.40	5.38	0.43	3.96	0.059	0.087
	20	9.4	89.7	84.4	24.6	21.6	22.7	19.8	4.10	8.49	4.79	6.61	0.411	0.065
	22	12.5	90.2	84.2	24.3	21.1	22.5	19.9	4.45	9.37	5.34	7.70	0.409	0.060
	24	12.6	90.2	84.3	24.7	21.9	22.4	19.9	3.98	9.17	4.82	7.36	0.373	0.060
	26	12.8	90.1	84.5	24.9	22.2	22.4	19.9	3.75	8.72	4.57	7.09	0.367	0.063
95	28	12.7	90.1	84.9	24.9	22.6	22.4	19.9	3.22	8.28	3.95	6.65	0.330	0.065
	30	14.2	89.9	85.0	24.8	22.9	22.6	19.9	2.64	7.84	3.14	5.87	0.282	0.067
	32	15.8	90.0	85.3	25.4	23.7	22.7	19.9	2.33	7.51	2.59	5.37	0.259	0.069
	34	15.3	90.0	85.8	26.2	25.2	22.5	19.9	1.48	6.64	1.79	4.69	0.182	0.074
	20	11.6	94.8	87.8	25.9	22.2	22.4	20.1	5.31	10.98	6.17	8.33	0.425	0.053
	22	12.3	95.1	88.7	24.8	21.3	22.3	20.0	4.94	9.89	5.90	8.31	0.434	0.058
95	24	12.6	95.2	89.1	24.7	21.5	22.1	20.0	4.58	9.48	5.57	8.26	0.417	0.060
	26	12.9	95.2	89.2	24.9	21.9	22.2	20.0	4.16	9.28	5.05	7.88	0.386	0.060
	28	13.2	95.0	89.4	25.0	22.5	22.0	20.0	3.51	8.65	4.30	7.34	0.347	0.063
	30	15.0	95.1	90.1	24.9	22.8	21.4	20.0	2.94	7.57	3.54	6.47	0.325	0.070
	32	16.1	95.3	90.3	24.7	23.0	21.5	20.0	2.43	7.57	2.98	5.68	0.268	0.068
	34	16.7	95.0	90.5	25.3	23.8	21.3	20.0	2.03	6.80	2.37	5.37	0.245	0.074

20	12.3	100.0	92.3	25.1	20.9	21.3	20.0	5.98	11.50	6.94	9.15	0.460	0.051
22	12.9	100.1	92.8	24.6	20.6	21.3	20.0	5.62	10.93	6.62	9.17	0.452	0.053
24	13.2	100.0	93.0	23.4	19.7	21.3	19.9	5.16	10.39	6.11	8.86	0.434	0.055
26	13.4	100.2	93.5	22.4	19.1	21.3	19.9	4.70	9.96	5.61	8.58	0.410	0.057
28	13.8	100.2	93.8	22.7	19.6	21.3	19.9	4.36	9.53	5.23	8.22	0.396	0.059
30	14.7	100.0	93.9	24.5	21.6	21.3	20.0	4.04	9.10	4.80	7.84	0.382	0.061
32	16.0	100.1	94.4	25.0	22.4	21.3	20.0	3.63	8.56	4.12	7.22	0.361	0.063
34	17.2	100.2	94.8	25.0	22.8	21.3	20.0	3.06	8.09	3.49	6.42	0.319	0.066

Tabla 2.- Valores correspondientes para la obtención del COP_E a flujo interno mínimo.

T_g (°C)	T_c (°C)	T_{ref} (°C)	T_{in-g} (°C)	T_{out-g} (°C)	T_{in-e} (°C)	T_{out-e} (°C)	F_{in-g} (kg/min)	F_{in-e} (kg/min)	Q_E (kW)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_A (kW)	COP_E (-)	ϵCOP_E (-)
80	20	4.5	79.9	76.0	24.9	23.0	25.2	19.9	2.58	6.94	3.07	4.82	0.294	0.065
	22	4.8	80.2	76.5	24.9	23.3	25.2	19.9	2.24	6.57	2.66	4.45	0.282	0.068
	24	5.6	80.1	76.7	25.0	23.7	25.3	19.9	1.91	6.06	2.26	4.11	0.256	0.074
	26	6.4	80.1	76.9	25.0	23.8	25.3	19.9	1.61	5.68	1.93	3.82	0.208	0.080
	28	7.3	80.1	77.2	25.0	24.2	25.2	19.9	1.23	5.19	1.49	3.38	0.123	0.084
	30	8.2	80.2	77.4	25.1	24.4	25.1	19.9	0.95	4.87	1.16	3.19	0.123	0.090
85	20	3.9	85.1	80.8	25.0	23.0	25.7	20.1	2.87	7.62	3.36	5.26	0.315	0.071
	22	3.8	85.1	81.1	25.0	23.3	25.6	20.0	2.51	7.19	2.86	4.91	0.289	0.073
	24	4.1	85.2	81.4	25.1	23.5	25.7	20.0	2.15	6.87	2.49	4.60	0.258	0.075
	26	5.4	85.1	81.6	25.0	23.8	25.7	20.0	1.77	6.41	2.02	4.20	0.224	0.078
	28	6.6	85.2	82.0	25.1	24.1	25.7	20.0	1.41	5.84	1.67	3.82	0.193	0.084
	30	7.1	85.2	82.2	25.0	24.3	25.7	20.0	1.01	5.30	1.16	3.45	0.149	0.089
90	32	8.0	84.9	82.2	25.1	24.6	25.7	20.1	0.70	4.85	0.72	3.13	0.110	0.095
	34	10.2	84.9	82.3	25.5	25.2	25.9	20.1	0.50	4.66	0.38	2.96	0.081	0.097
	20	4.9	90.1	86.0	25.1	23.1	25.7	20.1	2.71	7.42	3.27	4.90	0.305	0.072
	22	5.0	90.3	86.3	25.1	23.4	25.7	20.0	2.36	7.09	2.90	4.63	0.276	0.074
	24	6.0	90.2	86.4	25.0	23.4	25.6	20.0	2.16	6.76	2.64	4.49	0.261	0.076
	26	6.5	90.1	86.5	25.0	23.7	25.7	20.0	1.86	6.60	2.34	4.20	0.230	0.077
95	28	7.6	90.2	86.8	25.1	24.0	25.7	20.0	1.56	6.20	1.99	3.86	0.203	0.080
	30	8.4	90.1	86.9	25.0	24.2	25.8	20.0	1.18	5.80	1.41	3.49	0.162	0.083
	32	8.5	90.1	87.0	24.9	24.3	25.8	20.1	0.91	5.56	1.09	3.36	0.129	0.086
	34	9.4	89.9	87.0	25.4	24.9	25.7	20.1	0.75	5.26	0.81	3.35	0.111	0.089
	20	6.0	94.9	90.4	25.0	22.9	25.7	20.0	3.03	8.18	3.63	5.31	0.313	0.066
	22	6.6	95.2	90.8	25.0	23.0	25.7	20.0	2.85	7.97	3.40	5.18	0.301	0.068
95	24	7.2	95.1	90.9	25.0	23.2	25.8	20.0	2.59	7.62	3.11	4.97	0.284	0.070
	26	8.1	95.2	91.1	25.0	23.3	25.8	20.0	2.36	7.27	2.83	4.76	0.270	0.072
	28	8.1	95.2	91.4	25.0	23.7	25.6	20.0	1.89	6.79	2.25	4.37	0.229	0.075
	30	9.0	95.2	91.7	25.0	23.9	25.7	20.0	1.55	6.41	1.90	4.06	0.197	0.078
	32	9.8	95.2	91.9	25.1	24.2	25.8	20.0	1.20	5.93	1.51	3.65	0.162	0.082
	34	9.8	95.2	92.0	25.3	24.7	25.8	20.0	0.87	5.64	1.07	3.42	0.122	0.084

100

20	8.6	100.2	94.7	24.7	21.7	25.2	20.0	4.09	9.71	5.05	6.45	0.365	0.059
22	9.0	100.2	95.0	25.0	22.3	25.3	20.1	3.74	9.23	4.56	6.14	0.349	0.061
24	8.9	100.4	95.3	25.0	22.5	25.2	20.1	3.47	8.94	4.30	5.95	0.333	0.062
26	9.4	100.1	95.3	25.0	22.7	25.3	20.1	3.24	8.55	4.03	5.69	0.323	0.064
28	9.1	100.2	95.6	25.1	23.1	25.3	20.1	2.82	8.10	3.46	5.38	0.294	0.066
30	9.6	100.2	95.9	25.0	23.2	25.4	20.1	2.48	7.77	3.02	5.13	0.268	0.068
32	10.7	100.2	96.1	25.0	23.5	25.3	20.1	2.11	7.25	2.54	4.66	0.241	0.071
34	12.5	100.0	96.2	25.0	23.8	25.4	20.1	1.66	6.76	2.00	4.20	0.201	0.075

Anexo B

Tabla 1.- Valores correspondientes para la obtención del COP_i flujo interno máximo.

T_G (°C)	T_C (°C)	T_{ref} (°C)	P_{man-G} (bar)	P_{man-E} (bar)	m_{solR} (kg/min)	m_{solP} (kg/min)	m_{ref} (kg/min)	W_P (kW)	Q_E (kW)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_A (kW)	COP_i (-)	ϵCOP_i (-)
80	20	7.5	8.4	4.3	2.68	2.46	0.15	0.018	3.13	5.94	3.32	5.76	0.525	0.005
	22	7.8	8.8	4.3	2.67	2.50	0.13	0.020	2.62	5.32	2.78	5.29	0.491	0.005
	24	8.9	9.3	4.5	2.67	2.51	0.11	0.021	2.14	4.70	2.26	4.87	0.453	0.006
	26	8.8	9.7	4.5	2.56	2.45	0.08	0.023	1.55	3.90	1.64	4.08	0.395	0.006
85	20	9.8	8.9	4.9	2.72	2.48	0.23	0.018	4.52	7.74	4.82	7.08	0.582	0.004
	22	7.3	9.0	4.3	2.72	2.49	0.15	0.022	3.07	5.97	3.28	6.08	0.513	0.005
	24	8.8	9.4	4.6	2.70	2.48	0.13	0.022	2.67	5.45	2.85	5.62	0.488	0.005
	26	10.4	9.9	4.9	2.73	2.54	0.10	0.023	2.02	4.67	2.16	4.83	0.431	0.006
	28	10.7	10.5	5.0	2.66	2.47	0.08	0.025	1.52	3.97	1.62	4.28	0.380	0.006
	30	10.5	11.0	4.9	2.72	2.56	0.06	0.029	1.12	3.50	1.18	3.77	0.316	0.007
90	20	9.4	9.3	4.9	2.23	1.82	0.25	0.017	5.05	8.34	5.43	7.52	0.604	0.003
	22	12.5	9.7	5.5	2.68	2.42	0.25	0.019	4.99	8.53	5.40	7.71	0.584	0.004
	24	12.6	10.2	5.5	2.71	2.45	0.23	0.022	4.48	7.93	4.84	7.43	0.564	0.004
	26	12.8	10.6	5.5	2.70	2.45	0.21	0.024	4.14	7.48	4.47	7.22	0.551	0.004
	28	12.7	11.1	5.4	2.68	2.44	0.18	0.026	3.52	6.73	3.80	6.79	0.521	0.004
	30	14.2	11.7	5.8	2.68	2.44	0.15	0.028	2.99	6.02	3.23	6.14	0.494	0.004
	32	15.8	12.2	6.2	2.68	2.52	0.13	0.028	2.53	5.42	2.74	5.48	0.465	0.005
	34	15.3	12.9	6.0	2.61	2.49	0.08	0.031	1.61	4.26	1.73	4.47	0.376	0.005
95	20	11.6	9.7	5.3	2.73	2.49	0.30	0.021	6.06	9.80	6.47	8.86	0.617	0.003
	22	12.3	10.2	5.4	2.66	2.39	0.28	0.022	5.64	9.46	6.12	8.64	0.595	0.003
	24	12.6	10.7	5.5	2.72	2.45	0.26	0.025	5.20	9.00	5.66	8.52	0.577	0.003
	26	12.9	11.2	5.5	2.68	2.42	0.24	0.026	4.68	8.36	5.09	8.05	0.558	0.004
	28	13.2	11.7	5.5	2.68	2.46	0.20	0.029	3.91	7.43	4.24	7.38	0.524	0.004
	30	15.0	12.4	6.0	2.68	2.49	0.16	0.029	3.17	6.52	3.45	6.45	0.484	0.004
	32	16.1	12.9	6.2	2.70	2.51	0.14	0.031	2.75	5.97	3.01	5.95	0.459	0.004
	34	16.7	13.4	6.4	2.68	2.50	0.12	0.032	2.22	5.26	2.42	5.34	0.419	0.005
100	20	12.3	9.7	5.4	2.67	2.34	0.33	0.018	6.69	10.71	7.22	9.44	0.623	0.003
	22	12.9	10.2	5.6	2.67	2.34	0.31	0.020	6.29	10.35	6.87	9.31	0.607	0.003
	24	13.2	10.7	5.6	2.67	2.36	0.29	0.023	5.80	9.82	6.36	9.08	0.589	0.003

26	13.4	11.1	5.7	2.68	2.39	0.27	0.026	5.27	9.26	5.81	8.75	0.568	0.003
28	13.8	11.6	5.7	2.68	2.39	0.24	0.027	4.74	8.60	5.22	8.27	0.550	0.003
30	14.7	12.2	5.9	2.68	2.40	0.22	0.030	4.30	8.03	4.71	7.92	0.534	0.004
32	16.0	12.9	6.2	2.68	2.42	0.20	0.031	3.89	7.47	4.27	7.42	0.518	0.004
34	17.2	13.5	6.5	2.63	2.43	0.18	0.031	3.33	6.75	3.66	6.68	0.490	0.004

Tabla 2.- Valores correspondientes para la obtención del COP_1 a flujo interno mínimo.

T_G (°C)	T_C (°C)	T_{ref} (°C)	P_{man-G} (bar)	P_{man-E} (bar)	m_{solR} (kg/min)	m_{solP} (kg/min)	m_{ref} (kg/min)	W_P (kW)	Q_E (kW)	Q_G (kW)	Q_C (kW)	Q_A (kW)	COP_1 (-)	ϵCOP_1 (-)
80	20	4.5	8.5	3.9	1.43	1.27	0.14	0.052	2.80	4.73	2.96	4.67	0.585	0.004
	22	4.8	8.9	3.9	1.43	1.37	0.12	0.056	2.43	4.27	2.57	4.20	0.561	0.005
	24	5.6	9.5	4.1	1.44	1.35	0.10	0.060	2.06	3.78	2.17	3.95	0.536	0.005
	26	6.4	10.0	4.2	1.43	1.32	0.09	0.063	1.69	3.30	1.79	3.63	0.504	0.006
	28	7.3	10.5	4.4	1.43	1.32	0.07	0.067	1.30	2.77	1.37	3.21	0.459	0.006
	30	8.2	11.0	4.4	1.43	1.34	0.05	0.071	0.98	2.33	1.02	2.82	0.407	0.008
	34	10.2	12.8	4.4	1.41	1.37	0.03	0.087	0.53	1.86	0.55	2.36	0.274	0.010
85	20	3.9	8.9	3.7	1.41	1.25	0.15	0.058	3.15	5.28	3.35	5.21	0.589	0.004
	22	3.8	9.5	3.7	1.42	1.26	0.13	0.064	2.70	4.71	2.87	4.94	0.565	0.004
	24	4.1	10.0	3.7	1.41	1.26	0.12	0.069	2.33	4.23	2.47	4.58	0.542	0.005
	26	5.4	10.5	4.0	1.42	1.27	0.10	0.071	1.93	3.71	2.05	4.15	0.510	0.005
	28	6.6	11.0	4.2	1.41	1.30	0.08	0.074	1.53	3.22	1.62	3.66	0.465	0.006
	30	7.1	11.6	4.3	1.42	1.32	0.05	0.079	1.07	2.61	1.13	3.15	0.398	0.007
	32	8.0	12.1	4.3	1.41	1.33	0.04	0.083	0.74	2.15	0.78	2.69	0.332	0.009
90	20	4.9	8.4	3.9	1.42	1.44	0.14	0.052	2.92	4.97	3.14	4.48	0.581	0.004
	22	5.0	8.9	3.9	1.42	1.32	0.13	0.057	2.56	4.54	2.75	4.48	0.558	0.004
	24	6.0	9.5	4.1	1.42	1.30	0.12	0.060	2.32	4.21	2.49	4.32	0.542	0.005
	26	6.5	10.1	4.2	1.43	1.30	0.10	0.065	1.97	3.80	2.12	4.10	0.511	0.005
	28	7.6	10.6	4.4	1.42	1.22	0.09	0.068	1.68	3.40	1.81	3.89	0.487	0.005
	30	8.4	11.3	4.6	1.40	1.26	0.07	0.073	1.28	2.86	1.37	3.34	0.436	0.006
	32	8.5	12.2	4.5	1.40	1.42	0.05	0.081	1.00	2.63	1.06	2.92	0.368	0.007
95	20	6.0	8.6	4.1	1.40	1.24	0.16	0.051	3.30	5.51	3.57	5.12	0.593	0.004
	22	6.6	9.1	4.3	1.43	1.38	0.15	0.055	3.07	5.31	3.33	4.85	0.572	0.004
	24	7.2	9.7	4.4	1.41	1.36	0.14	0.059	2.81	4.98	3.05	4.67	0.558	0.004
	26	8.1	10.3	4.5	1.42	1.36	0.13	0.063	2.57	4.67	2.79	4.50	0.543	0.004
	28	8.1	10.9	4.5	1.43	1.30	0.10	0.069	2.04	3.99	2.21	4.21	0.504	0.005
	30	9.0	11.5	4.7	1.43	1.19	0.09	0.074	1.68	3.43	1.81	4.01	0.478	0.005
	32	9.8	12.2	4.9	1.43	1.32	0.07	0.079	1.28	2.99	1.37	3.40	0.415	0.006
34	9.8	12.9	4.8	1.41	1.30	0.05	0.085	0.94	2.52	1.01	3.05	0.362	0.007	

-

20	8.6	9.0	4.7	1.40	1.27	0.22	0.050	4.49	7.26	4.92	6.26	0.615	0.003
22	9.0	9.5	4.7	1.40	1.26	0.20	0.054	4.10	6.75	4.49	6.01	0.602	0.003
24	8.9	10.3	4.7	1.42	1.23	0.19	0.063	3.79	6.39	4.15	5.98	0.588	0.003
26	9.4	10.9	4.8	1.42	1.25	0.18	0.067	3.51	6.05	3.84	5.75	0.574	0.003
28	9.1	11.7	4.7	1.42	1.28	0.15	0.074	3.03	5.47	3.31	5.40	0.547	0.003
30	9.6	12.2	4.8	1.43	0.99	0.14	0.079	2.65	4.66	2.89	5.47	0.559	0.004
32	10.7	13.1	5.0	1.42	1.30	0.12	0.084	2.24	4.41	2.44	4.60	0.498	0.004
34	12.5	13.9	5.4	1.42	1.32	0.09	0.088	1.77	3.77	1.93	4.06	0.458	0.005

100

Anexo C

Tabla 1.- Datos promedios correspondientes a la pruebas experimentales a 95 °C de generación y 28 °C de condensación.

<i>Variables</i>	<i>Duración de 40 min</i>	<i>Duración de 3 h</i>
T ₁₆ (Temperatura entrada agua caliente generador)	95.2	95.1
T ₁₅ (Temperatura salida agua caliente generador)	91.4	91.5
T ₁₀ (Temperatura salida solución pobre del generador)	80.4	80.7
T ₁ (Temperatura salida vapor del generador)	85.3	85.7
T ₁₁ (Temperatura entrada solución rica al generador)	51.8	53.0
T ₇ (Temperatura entrada solución pobre al absorbedor)	44.1	45.2
T ₁₄ (Temperatura salida solución rica del absorbedor)	38.0	38.7
T ₂₂ (Temperatura salida del agua del absorbedor)	31.3	31.5
T ₂₁ (Temperatura entrada del agua al absorbedor)	27.8	27.9
T ₃₀ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	26.4	26.9
T ₆ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	26.0	26.9
T ₂ (Temperatura entrada de vapor al condensador)	75.7	75.9
T ₁₈ (Temperatura salida del agua del condensador)	29.5	30.0
T ₃ (Temperatura salida de líquido refrigerante del condensador)	28.0	28.2
T ₁₇ (Temperatura entrada de agua al condensador)	28.0	28.1
T ₈ (Temperatura salida de solución pobre del economizador)	52.2	52.7
T ₉ (Temperatura entrada de solución pobre al economizador)	-	61.5
T ₁₂ (Temperatura salida de solución rica del economizador)	51.5	53.2
T ₁₃ (Temperatura entrada de solución rica al economizador)	38.4	39.2
T ₁₉ (Temperatura entrada de agua a enfriar)	25.0	25.0
T ₂₀ (Temperatura salida de agua fría)	23.7	23.4
T ₅ (Temperatura salida de vapor del evaporador)	25.0	25.4
T ₄ (Temperatura entrada de líquido refrigerante al evaporador)	8.1	9.6
T ₂₃ (Temperatura ambiente)	26.7	33.6
P ₁ (Presión en el generador)	10.9	11.4
P ₂ (Presión en el condensador)	10.8	11.3
P ₃ (Presión en el evaporador)	4.5	4.8
P ₄ (Presión en el absorbedor)	4.5	4.75
F ₁ (Flujo másico de agua caliente al generador)	25.58	24.65

F_2 (Flujo másico de agua al condensador)	20.42	20.11
F_3 (Flujo másico de agua a enfriar al evaporador)	20.03	20.02
F_4 (Flujo másico de agua al absorbedor)	18.22	18.13
C_1 (Flujo másico interno hacia el generador)	1.43	1.44
C_2 (Flujo másico interno hacia el absorbedor)	1.30	1.29
C_3 (Flujo másico interno del refrigerante)	0.10	0.11
C_4 (Flujo másico interno de recirculación en el absorbedor)	4.79	4.178
Q_A (Calor de absorción externo)	4.374	4.492
Q_C (Calor de condensación externo)	2.251	2.665
Q_E (Calor de evaporación externo)	1.892	2.162
Q_G (Calor de generación externo)	6.789	6.255
COP_E (Coeficiente de desempeño externo)	0.279	0.346
Q_A (Calor de absorción interno)	4.21	4.384
Q_C (Calor de condensación interno)	2.212	2.406
Q_E (Calor de evaporación interno)	2.044	2.223
Q_G (Calor de generación interno)	3.988	4.126
COP_I (Coeficiente de desempeño interno)	0.504	0.537
W_p (Trabajo de la bomba)	0.069	0.07
EF_A (Efectividad del absorbedor)	0.69	0.73
EF_C (Efectividad del condensador)	1.00	1.00
EF_E (Efectividad del evaporador)	1.00	1.00
EF_G (Efectividad del generador)	0.78	0.79
EF_{EH} (Efectividad del economizador)	-	0.43

T (°C), Pabs (kPa), F (kg/min), C (kg/min), W_p (kW), COP (adimensional),
EF (adimensional)

Tabla 2.- Datos promedios correspondientes a la pruebas experimentales a 90 °C de generación y 28 °C de condensación.

<i>Variables</i>	<i>Duración de 40 min</i>	<i>Duración de 3 h</i>
T ₁₆ (Temperatura entrada agua caliente generador)	90.2	100.1
T ₁₅ (Temperatura salida agua caliente generador)	86.8	95.7
T ₁₀ (Temperatura salida solución pobre del generador)	77.7	87.3
T ₁ (Temperatura salida vapor del generador)	81.1	87.7
T ₁₁ (Temperatura entrada solución rica al generador)	50.2	56.8
T ₇ (Temperatura entrada solución pobre al absorbedor)	43.5	46.4
T ₁₄ (Temperatura salida solución rica del absorbedor)	37.6	39.2
T ₂₂ (Temperatura salida del agua del absorbedor)	30.8	32.3
T ₂₁ (Temperatura entrada del agua al absorbedor)	27.8	27.9
T ₃₀ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	27.9	27.0
T ₆ (Temperatura entrada de vapor al absorbedor)	26.9	26.7
T ₂ (Temperatura entrada de vapor al condensador)	71.6	80.3
T ₁₈ (Temperatura salida del agua del condensador)	29.4	30.8
T ₃ (Temperatura salida de líquido refrigerante del condensador)	28.1	28.2
T ₁₇ (Temperatura entrada de agua al condensador)	28.0	28.1
T ₈ (Temperatura salida de solución pobre del economizador)	50.7	56.3
T ₉ (Temperatura entrada de solución pobre al economizador)	-	67.7
T ₁₂ (Temperatura salida de solución rica del economizador)	49.9	56.6
T ₁₃ (Temperatura entrada de solución rica al economizador)	38.1	39.8
T ₁₉ (Temperatura entrada de agua a enfriar)	25.1	25.0
T ₂₀ (Temperatura salida de agua fría)	24.0	22.8
T ₅ (Temperatura salida de vapor del evaporador)	25.5	25.6
T ₄ (Temperatura entrada de líquido refrigerante al evaporador)	7.6	11.0
T ₂₃ (Temperatura ambiente)	30.2	35.2
P ₁ (Presión en el generador)	10.6	1297.2
P ₂ (Presión en el condensador)	10.5	1290.9
P ₃ (Presión en el evaporador)	4.4	610.7
P ₄ (Presión en el absorbedor)	4.3	606.3
F ₁ (Flujo másico de agua caliente al generador)	25.71	24.45
F ₂ (Flujo másico de agua al condensador)	20.43	19.87
F ₃ (Flujo másico de agua a enfriar al evaporador)	20.03	20.03

F_4 (Flujo másico de agua al absorbedor)	18.25	18.00
C_1 (Flujo másico interno hacia el generador)	1.42	1.44
C_2 (Flujo másico interno hacia el absorbedor)	1.22	1.24
C_3 (Flujo másico interno del refrigerante)	0.0852	0.16
C_4 (Flujo másico interno de recirculación en el absorbedor)	4.82	4.08
Q_A (Calor de absorción externo)	3.858	5.599
Q_C (Calor de condensación externo)	1.989	3.756
Q_E (Calor de evaporación externo)	1.559	3.118
Q_G (Calor de generación externo)	6.204	7.449
COP_E (Coeficiente de desempeño externo)	0.251	0.419
Q_A (Calor de absorción interno)	3.89	5.628
Q_C (Calor de condensación interno)	1.807	3.514
Q_E (Calor de evaporación interno)	1.685	3.219
Q_G (Calor de generación interno)	3.395	5.587
COP_I (Coeficiente de desempeño interno)	0.487	0.574
W_p (Trabajo de la bomba)	0.068	0.067
EF_A (Efectividad del absorbedor)	0.67	0.80
EF_C (Efectividad del condensador)	1.00	1.00
EF_E (Efectividad del evaporador)	1.00	1.00
EF_G (Efectividad del generador)	0.79	0.85
EF_{EH} (Efectividad del economizador)	-	0.44

T (°C), Pabs (kPa), F (kg/min), C (kg/min), Wp (kW), COP (adimensional),
EF (adimensional)

Anexo D

Tabla 1.- Datos experimentales obtenidos a partir de la evaluación del generador, junto a su valor de incertidumbre correspondiente.

Variables experimentales					Incertidumbre (%)				
Nu (-)	h_o (W/m ² K)	h_i (W/m ² K)	Q_G (W)	U (W/m ² K)	Nu (%/)	h_o (%/)	h_i (%/)	Q_G (%/)	U (%/)
0.045	677.4	3672.5	8202.0	544.9	11.8	11.7	0.9	9.1	9.43
0.044	674.2	3674.1	7773.5	542.9	12.4	12.3	0.9	9.6	9.95
0.041	640.0	3656.1	6938.8	520.1	13.7	13.5	0.9	10.7	11.03
0.037	591.7	3630.2	6153.3	487.1	15.0	14.9	0.9	11.9	12.29
0.035	576.2	3560.7	5621.5	475.1	15.9	16.0	0.9	12.7	13.18
0.034	571.2	3505.9	5157.3	470.5	17.3	17.1	0.9	13.6	14.13
0.052	786.2	3600.4	9740.9	610.7	9.9	9.8	0.8	7.3	7.62
0.036	553.5	3609.7	8424.8	460.5	10.4	10.3	0.8	8.4	8.61
0.034	538.7	3623.9	7546.2	450.5	11.7	11.5	0.8	9.4	9.63
0.033	529.4	3615.1	6867.2	443.8	12.7	12.5	0.8	10.3	10.51
0.030	497.8	3544.4	6232.5	420.2	13.4	13.4	0.8	11.0	11.29
0.029	495.8	3510.4	5903.1	418.2	14.1	14.0	0.8	11.5	11.81
0.030	527.0	3522.6	5815.6	440.4	14.3	14.4	0.8	11.7	12.07
0.038	590.3	3584.4	8490.5	485.1	10.3	10.1	0.8	8.0	8.27
0.048	743.1	3557.3	9370.0	582.9	9.8	9.6	0.8	7.2	7.53
0.048	763.9	3553.6	9167.2	595.5	10.2	9.9	0.8	7.3	7.71
0.047	751.7	3553.9	8719.8	588.1	10.4	10.3	0.8	7.7	8.10
0.045	745.4	3561.2	8281.6	584.5	10.8	10.9	0.8	8.1	8.54
0.046	775.9	3580.6	7839.9	603.7	11.8	11.7	0.8	8.6	9.12

-

0.048	815.8	3604.2	7511.9	628.45	12.4	12.5	0.8	9.0	9.63
0.043	747.6	3574.9	6638.7	586.21	13.7	13.7	0.8	10.1	10.74
0.045	691.4	3632.0	10983.2	552.74	8.2	8.0	0.8	6.2	6.40
0.043	671.2	3623.0	9893.4	539.46	8.9	8.8	0.8	6.8	7.05
0.041	663.8	3605.8	9477.9	534.24	9.2	9.1	0.8	7.0	7.30
0.042	687.2	3609.0	9279.9	549.35	9.6	9.4	0.8	7.2	7.49
0.040	666.1	3582.4	8648.0	535.08	10.1	9.9	0.8	7.6	7.95
0.038	641.7	3508.2	7567.2	517.31	10.9	11.0	0.8	8.4	8.84
0.039	675.4	3527.3	7567.4	539.55	11.3	11.2	0.8	8.5	8.92
0.037	646.8	3501.0	6802.5	520.41	12.4	12.2	0.8	9.4	9.83
0.041	627.1	3551.1	11500.8	508.83	7.4	7.1	0.8	5.6	5.8
0.040	622.5	3554.6	10930.0	505.85	7.8	7.5	0.8	5.9	6.1
0.038	610.3	3555.0	10387.5	497.78	7.9	7.8	0.8	6.2	6.4
0.037	596.3	3558.7	9961.2	488.6	8.0	8.1	0.8	6.4	6.7
0.036	592.4	3559.7	9529.6	485.9	8.6	8.5	0.8	6.7	7.0
0.035	596.4	3559.8	9101.1	488.6	9.2	8.9	0.8	7.0	7.3
0.034	585.7	3562.5	8560.6	481.4	9.5	9.4	0.8	7.5	7.7
0.033	586.0	3564.8	8086.5	481.7	10.1	10.0	0.8	7.9	8.2
0.042	630.1	3703.8	6943.5	514.6	13.4	13.5	0.9	10.8	11.2
0.039	602.5	3712.2	6571.2	496.2	14.5	14.4	0.9	11.4	11.9
0.037	583.1	3721.8	6064.6	483.2	15.7	15.5	0.9	12.4	12.9
0.036	590.4	3726.3	5682.1	488.3	16.8	16.6	0.8	13.3	13.8
0.034	569.2	3714.5	5189.6	473.5	18.1	18.0	0.8	14.5	15.0
0.033	567.1	3709.7	4875.0	471.9	19.2	19.1	0.8	15.3	15.9

-

Anexos

0.040	604.8	3878.7	7618.7	501.2	12.4	12.5	0.8	10.1	10.4
0.037	577.8	3879.0	7194.6	482.6	13.1	13.1	0.8	10.6	11.0
0.036	585.4	3892.0	6870.2	488.1	13.9	13.8	0.8	11.2	11.5
0.035	577.3	3895.4	6411.5	482.5	14.9	14.8	0.8	12.0	12.4
0.034	573.5	3900.2	5835.2	479.9	16.5	16.3	0.8	13.1	13.6
0.032	544.1	3898.7	5299.2	459.2	17.8	17.7	0.8	14.4	15.0
0.030	530.2	3900.8	4848.4	449.3	19.3	19.3	0.8	15.8	16.4
0.031	560.9	3917.3	4662.3	471.4	20.6	20.5	0.8	16.5	17.3
0.024	364.9	3994.3	7418.7	325.4	11.8	11.7	0.8	10.3	10.4
0.023	361.1	4008.5	7087.5	322.5	12.2	12.3	0.8	10.8	10.9
0.023	361.4	3992.6	6763.6	322.6	12.8	12.8	0.8	11.3	11.4
0.023	379.6	4010.1	6597.7	337.2	13.5	13.3	0.8	11.6	11.8
0.023	385.3	4009.8	6203.8	341.7	14.3	14.1	0.8	12.3	12.5
0.023	384.6	4018.7	5802.2	341.2	15.3	15.1	0.8	13.2	13.4
0.025	431.5	4029.3	5562.8	377.7	16.1	16.1	0.8	13.8	14.1
0.029	512.6	4006.4	5255.1	438.1	17.5	17.6	0.8	14.6	15.0
0.025	376.2	4086.8	8179.5	335.1	10.5	10.6	0.8	9.4	9.5
0.025	381.9	4095.1	7973.9	339.7	11.0	10.9	0.8	9.6	9.7
0.024	381.3	4103.6	7616.2	339.3	11.7	11.5	0.8	10.1	10.2
0.024	378.2	4110.9	7266.9	336.9	12.2	12.0	0.8	10.6	10.7
0.023	371.9	4085.0	6789.2	331.7	12.7	12.7	0.8	11.2	11.4
0.022	370.5	4108.4	6405.1	330.7	13.7	13.6	0.8	12.0	12.1
0.021	370.5	4119.3	5928.8	330.8	14.8	14.7	0.8	13.0	13.1
0.021	362.4	4123.4	5639.1	324.4	15.5	15.4	0.8	13.6	13.8

-

0.033	489.9	4091.4	9706.4	422.5	9.1	9.2	0.8	7.8	7.9
0.030	462.8	4100.9	9225.2	402.3	9.8	9.6	0.8	8.2	8.3
0.032	496.8	4092.0	8939.2	427.6	0.8	10.0	0.8	8.4	8.6
0.031	505.6	4107.3	8548.0	434.3	10.4	10.5	0.8	8.8	9.0
0.029	488.6	4104.3	8099.9	421.6	11.1	11.0	0.8	9.3	9.5
0.029	484.2	4130.6	7771.0	418.8	11.6	11.5	0.8	9.8	10.0
0.027	479.5	4116.3	7252.4	415.0	12.5	12.3	0.8	10.4	10.7
0.027	479.8	4119.8	6761.8	415.3	13.3	13.2	0.8	11.2	11.4
0.032	553.9	3845.2	5552.8	465.2	16.2	16.2	0.8	13.1	13.6
0.021	350.9	3960.9	6255.1	314.0	13.2	13.3	0.8	11.7	11.9
0.027	456.1	3996.0	7448.6	396.0	11.5	11.5	0.8	9.8	10.0
0.014	229.2	3867.2	4191.2	212.5	18.8	18.9	0.8	17.4	17.6
0.021	342.6	3847.3	5443.0	306.5	15.3	15.1	0.8	13.4	13.5
0.032	515.7	3837.0	6903.6	437.8	12.9	12.7	0.8	10.6	10.8
0.036	568.9	3816.6	7870.1	475.2	11.5	11.4	0.8	9.2	9.5
0.014	230.5	3847.5	4188.4	213.6	18.9	18.8	0.8	17.3	17.4
0.019	307.1	3835.3	4910.5	277.6	16.5	16.5	0.8	14.8	14.9
0.022	351.2	3834.0	6212.5	313.2	13.4	13.3	0.8	11.7	11.8
0.026	419.2	3828.1	6963.1	366.2	12.1	12.1	0.8	10.5	10.6
0.031	497.2	3826.4	7617.8	424.3	11.6	11.4	0.8	9.6	9.8
0.018	306.2	3796.0	5046.0	276.7	15.8	15.9	0.8	14.2	14.3
0.020	332.6	3792.8	5594.0	298.0	14.7	14.5	0.8	12.8	13.0
0.025	405.2	3800.4	6411.5	355.1	13.1	13.0	0.8	11.2	11.4
0.028	461.1	3799.8	6880.0	397.3	12.3	12.4	0.8	10.5	10.7

-

Anexos

0.013	210.1	3947.0	4363.6	196.2	18.3	18.0	0.8	16.7	16.8
0.021	334.0	3929.1	6346.1	300.1	13.1	12.9	0.8	11.5	11.6
0.023	360.0	3920.5	7241.1	320.9	11.5	11.4	0.8	10.0	10.2
0.030	470.2	3902.6	8371.0	405.4	10.1	10.2	0.8	8.7	8.8
0.034	519.6	3897.1	9160.2	441.6	9.8	9.5	0.8	7.9	8.1
0.013	212.7	3952.9	4250.5	198.5	18.8	18.5	0.8	17.2	17.3
0.022	356.9	3938.7	6436.8	318.6	12.8	12.9	0.8	11.3	11.5
0.024	380.8	3930.9	7115.0	337.4	11.8	11.7	0.8	10.3	10.4
0.029	473.9	3929.7	8376.5	408.5	10.5	10.3	0.8	8.7	8.9
0.033	536.9	3924.3	9225.9	454.4	9.8	9.6	0.8	7.9	8.1
0.009	147.9	3950.0	2971.3	140.9	25.9	25.8	0.8	24.5	24.5
0.019	314.3	3933.1	5479.5	284.2	14.8	14.9	0.8	13.3	13.4
0.025	404.6	3929.2	6678.3	355.9	12.8	12.6	0.8	10.9	11.1
0.037	599.2	3925.1	8145.7	498.3	11.3	11.1	0.8	9.0	9.3
0.042	672.4	3915.4	8750.8	547.6	10.8	10.6	0.8	8.4	8.6
0.013	199.5	3991.8	4374.2	187.1	17.9	17.8	0.8	16.6	16.7
0.021	341.7	3987.1	6794.1	306.7	12.1	12.1	0.8	10.7	10.8
0.024	384.8	3980.6	7523.1	341.0	11.1	11.0	0.8	9.7	9.8
0.030	478.7	3971.2	9187.0	412.6	9.6	9.4	0.8	7.9	8.1
0.038	591.4	3982.8	10297.7	493.9	8.8	8.7	0.8	7.1	7.3
0.011	170.5	3992.4	3814.7	161.3	20.3	20.1	0.8	19.0	19.1
0.023	359.4	3978.6	6730.7	320.8	12.3	12.2	0.8	10.8	10.9
0.025	394.6	3991.8	7551.4	348.7	11.1	11.1	0.8	9.7	9.8
0.030	476.9	3997.1	8987.2	411.6	9.8	9.6	0.8	8.2	8.3

-

0.038	600.5	3987.2	9959.0	500.3	9.0	9.1	0.8	7.4	7.6
0.009	147.9	4029.3	3110.4	141.0	24.8	24.7	0.8	23.5	23.6
0.019	315.2	4015.8	6149.4	285.4	13.2	13.3	0.8	11.9	12.0
0.023	380.5	4002.7	7162.7	337.8	11.6	11.6	0.8	10.2	10.3
0.028	459.2	3995.0	8477.0	398.3	10.4	10.1	0.8	8.6	8.8
0.038	599.2	3984.6	9525.7	499.4	9.7	9.4	0.8	7.7	7.9

-

Tabla 2.- Datos experimentales obtenidos a partir de la evaluación del absorbedor, junto a su valor de incertidumbre correspondiente.

Variables experimentales					Incertidumbre (%)				
Nu (-)	h_o (W/m ² K)	h_i (W/m ² K)	Q_A (W)	U (W/m ² K)	Nu (%)	h_o (%)	h_i (%)	Q_A (%)	U (%)
0.024	307.9	1280.7	6000.9	237.0	12.3	12.1	1.2	9.0	9.4
0.025	307.5	1334.4	5771.4	238.9	12.2	12.6	1.1	9.4	9.8
0.021	255.0	1381.3	5170.0	207.3	14.5	13.3	1.1	10.5	10.8
0.019	232.4	1424.8	4596.1	193.0	15.6	14.6	1.1	11.8	12.1
0.020	235.0	1472.6	4304.8	195.9	15.1	15.6	1.1	12.6	13.0
0.020	233.3	1512.1	3846.4	195.5	17.4	17.3	1.1	14.2	14.5
0.027	372.9	1290.5	7362.1	274.2	10.6	10.5	1.2	7.4	7.7
0.029	351.9	1334.2	6224.6	264.8	12.2	12.1	1.1	8.7	9.1
0.022	274.3	1380.0	5509.9	219.8	12.6	12.7	1.1	9.8	10.2
0.019	231.3	1426.4	5063.6	192.3	13.4	13.2	1.1	10.7	11.0
0.019	230.4	1475.9	4725.9	192.8	13.9	14.1	1.1	11.5	11.8
0.020	236.2	1518.0	4495.6	197.7	14.9	14.8	1.1	12.1	12.4
0.019	230.5	1566.7	4080.5	194.6	16.0	16.2	1.1	13.3	13.7
0.026	358.9	1275.0	6607.8	265.7	11.6	11.5	1.2	8.2	8.6
0.026	363.7	1339.1	7700.1	271.6	9.8	9.8	1.1	7.0	7.4
0.027	359.7	1395.3	7358.8	272.1	10.2	10.2	1.1	7.3	7.7
0.027	355.7	1432.1	7087.1	271.4	10.4	10.5	1.1	7.6	8.0
0.027	344.7	1482.0	6649.8	267.0	10.9	11.0	1.1	8.1	8.6
0.022	285.1	1522.4	5871.7	230.9	11.9	11.8	1.1	9.2	9.5
0.018	242.7	1563.9	5368.4	203.2	12.2	12.4	1.1	10.1	10.4

-

0.017	216.8	1602.0	4694.3	185.3	13.9	13.8	1.0	11.5	11.8
0.030	403.5	1298.4	8329.5	290.9	9.5	9.5	1.2	6.5	6.9
0.030	409.0	1356.3	8310.0	297.2	9.3	9.5	1.1	6.5	6.9
0.031	406.6	1407.0	8256.9	298.7	9.5	9.5	1.1	6.6	7.0
0.031	404.7	1457.7	7884.9	300.4	9.8	9.9	1.1	6.9	7.4
0.028	364.3	1503.7	7337.8	279.5	10.4	10.2	1.1	7.5	7.9
0.021	282.6	1543.6	6467.3	229.9	10.8	10.7	1.1	8.5	8.8
0.018	241.5	1580.6	5683.6	202.7	11.7	11.7	1.1	9.6	9.9
0.017	230.2	1628.1	5370.0	195.5	12.3	12.3	1.0	10.2	10.5
0.032	459.2	1296.9	9154.4	318.6	9.1	9.0	1.2	5.9	6.3
0.033	469.6	1360.2	9172.4	328.2	9.0	9.1	1.1	5.9	6.4
0.034	466.7	1413.1	8864.4	330.4	9.4	9.3	1.1	6.2	6.6
0.034	461.8	1461.1	8580.0	331.0	9.6	9.5	1.1	6.4	6.9
0.033	450.2	1498.4	8223.7	327.1	9.9	9.8	1.1	6.6	7.1
0.032	425.0	1540.8	7839.1	315.8	10.0	10.0	1.1	6.9	7.4
0.028	384.6	1586.1	7221.0	294.9	10.2	10.4	1.1	7.5	8.0
0.023	317.5	1619.4	6424.8	254.7	10.9	11.0	1.0	8.4	8.8
0.029	354.6	1252.7	4815.4	262.2	15.8	15.7	1.2	11.1	11.7
0.028	337.4	1297.1	4450.6	254.8	16.7	16.6	1.2	12.0	12.6
0.025	303.0	1355.9	4110.2	236.9	17.4	17.4	1.1	13.1	13.6
0.023	274.6	1404.7	3822.6	220.7	18.3	18.1	1.1	14.1	14.6
0.019	229.9	1459.0	3382.5	192.0	19.6	19.7	1.1	16.0	16.4
0.019	223.3	1503.6	3185.9	188.2	20.6	20.7	1.1	17.0	17.4
0.036	425.8	1245.9	5263.7	298.7	15.4	15.3	1.2	10.1	10.7

-

Anexos

0.036	414.6	1297.3	4911.1	296.5	16.1	16.1	1.2	10.8	11.5
0.036	405.3	1352.9	4601.6	295.0	16.9	17.0	1.1	11.6	12.4
0.029	327.1	1402.7	4195.5	253.3	17.2	17.3	1.1	12.8	13.4
0.023	264.0	1457.1	3823.0	215.2	18.0	17.9	1.1	14.1	14.6
0.021	234.9	1506.5	3452.0	196.5	19.4	19.2	1.1	15.7	16.1
0.020	226.6	1555.8	3125.6	191.6	21.0	21.1	1.1	17.4	17.8
0.020	227.0	1604.2	2958.7	192.8	22.2	22.2	1.0	18.4	18.8
0.030	371.6	1250.6	4899.9	271.3	15.6	15.7	1.2	10.9	11.5
0.030	363.4	1303.1	4632.0	269.7	16.2	16.4	1.2	11.6	12.2
0.030	360.5	1367.4	4486.0	271.2	16.7	16.8	1.1	12.1	12.7
0.028	330.3	1420.1	4202.0	255.9	17.6	17.4	1.1	12.9	13.5
0.023	270.0	1466.1	3857.7	219.4	18.1	17.9	1.1	14.1	14.6
0.020	232.2	1514.8	3487.5	194.8	19.0	19.1	1.1	15.6	16.0
0.020	234.7	1565.0	3363.9	197.6	19.8	19.8	1.1	16.2	16.6
0.020	232.6	1609.4	3347.4	196.9	19.9	19.8	1.0	16.3	16.7
0.030	375.9	1247.9	5311.7	273.4	14.4	14.5	1.2	10.0	10.6
0.030	369.2	1306.6	5184.0	273.0	14.5	14.7	1.2	10.3	10.9
0.030	367.1	1364.3	4974.7	274.8	15.2	15.2	1.1	10.8	11.4
0.029	354.9	1412.9	4758.2	270.1	15.7	15.6	1.1	11.3	11.9
0.026	307.6	1468.8	4374.1	243.8	16.4	16.3	1.1	12.4	12.9
0.023	278.2	1521.1	4061.0	226.3	16.8	17.0	1.1	13.4	13.9
0.019	231.8	1568.0	3651.1	195.6	18.1	18.2	1.1	14.9	15.3
0.020	238.3	1612.5	3418.7	201.0	19.3	19.5	1.0	16.0	16.4
0.033	436.7	1263.8	6452.3	305.3	12.6	12.6	1.2	8.3	8.8

-

0.032	428.2	1322.2	6142.5	305.0	12.9	13.0	1.1	8.8	9.3
0.033	423.7	1375.7	5947.1	306.0	13.2	13.3	1.1	9.1	9.7
0.033	415.1	1424.6	5695.0	304.3	13.7	13.8	1.1	9.5	10.1
0.033	408.0	1473.8	5379.4	303.0	14.5	14.4	1.1	10.1	10.7
0.032	390.0	1524.7	5134.7	295.4	14.7	14.8	1.1	10.6	11.2
0.027	333.3	1572.3	4663.7	263.3	15.5	15.5	1.1	11.7	12.2
0.020	252.7	1612.8	4195.2	211.2	15.8	16.0	1.0	13.0	13.4
0.016	201.0	1466.4	4085.7	171.6	16.0	15.9	1.1	13.3	13.6
0.024	293.4	1465.0	4491.7	234.6	15.6	15.6	1.1	12.0	12.5
0.029	375.3	1463.6	5598.8	284.1	13.3	13.4	1.1	9.6	10.2
0.022	259.4	1316.6	2962.5	208.3	22.9	22.9	1.1	17.8	18.4
0.020	249.2	1330.8	4078.1	202.0	16.6	16.5	1.1	13.0	13.4
0.019	243.4	1339.0	5217.7	198.4	12.9	12.8	1.1	10.2	10.4
0.018	237.1	1347.7	5803.0	194.4	11.5	11.4	1.1	9.2	9.4
0.027	307.3	1382.8	2808.1	240.5	25.3	25.3	1.1	19.0	19.8
0.025	286.2	1390.7	3672.8	227.7	18.8	19.0	1.1	14.5	15.1
0.024	290.5	1397.2	4561.1	230.6	15.1	15.3	1.1	11.7	12.2
0.020	255.4	1403.3	5328.8	208.1	12.6	12.7	1.1	10.0	10.3
0.017	219.7	1406.2	5645.7	183.8	11.4	11.6	1.1	9.5	9.7
0.024	297.0	1442.5	3611.0	236.2	19.3	19.4	1.1	14.8	15.4
0.021	272.6	1447.9	4233.9	220.6	16.4	16.2	1.1	12.6	13.1
0.018	228.2	1447.1	4804.0	190.6	13.6	13.7	1.1	11.1	11.4
0.016	205.4	1449.6	5101.3	174.5	12.7	12.6	1.1	10.5	10.7
0.026	315.5	1336.2	2887.2	243.7	25.0	25.0	1.1	18.5	19.3

-

Anexos

0.027	353.7	1354.9	4654.4	266.8	16.0	16.0	1.1	11.5	12.1
0.026	334.8	1362.8	5574.7	256.3	13.1	13.1	1.1	9.6	10.1
0.017	226.4	1364.3	5635.7	187.5	11.8	11.8	1.1	9.5	9.8
0.017	220.3	1364.3	6060.7	183.3	10.8	10.9	1.1	8.9	9.1
0.032	380.3	1383.2	2542.8	283.1	29.8	29.9	1.1	21.0	22.2
0.027	361.2	1406.0	4559.8	273.5	16.2	16.3	1.1	11.8	12.4
0.026	346.3	1408.3	5238.2	264.9	14.1	14.0	1.1	10.2	10.7
0.025	330.1	1417.1	6171.0	255.7	11.6	11.7	1.1	8.7	9.1
0.023	307.5	1418.2	6603.0	241.9	10.6	10.7	1.1	8.1	8.5
0.024	298.7	1421.9	1564.1	236.6	44.6	44.9	1.1	34.1	35.4
0.019	257.5	1439.7	3792.5	210.4	17.5	17.7	1.1	14.1	14.5
0.018	241.1	1441.4	4460.2	199.4	15.1	14.8	1.1	11.9	12.3
0.017	224.2	1443.1	4983.4	187.8	13.0	13.1	1.1	10.7	10.9
0.014	182.1	1447.9	5411.6	157.4	11.7	11.6	1.1	9.8	10.0
0.025	343.8	1320.1	2610.3	259.5	28.0	28.2	1.1	20.2	21.2
0.020	286.0	1340.1	4656.6	225.9	14.6	14.9	1.1	11.4	11.8
0.020	273.5	1345.5	5224.4	218.2	12.9	13.1	1.1	10.2	10.5
0.019	258.7	1346.7	5880.5	208.7	11.4	11.5	1.1	9.0	9.3
0.014	180.4	1348.4	5912.7	154.6	10.4	10.6	1.1	9.0	9.1
0.026	346.6	1358.0	2157.0	262.9	33.6	33.9	1.1	24.4	25.6
0.021	292.5	1376.4	4248.8	231.2	16.5	16.3	1.1	12.4	12.9
0.021	279.9	1381.3	4987.7	223.4	13.5	13.7	1.1	10.5	10.9
0.019	259.7	1377.7	5527.4	210.2	12.3	12.1	1.1	9.5	9.8
0.013	178.8	1371.8	5723.1	153.8	10.5	10.8	1.1	9.1	9.3

-

0.028	328.3	1392.1	1694.9	253.6	42.2	41.9	1.1	30.8	32.3
0.021	295.4	1408.4	4061.4	234.0	17.0	16.9	1.1	12.9	13.4
0.021	280.2	1406.9	4611.1	224.3	14.6	14.6	1.1	11.3	11.7
0.019	256.7	1400.8	5137.7	208.9	13.0	12.7	1.1	10.0	10.4
0.016	209.7	1404.7	6234.0	176.7	10.3	10.0	1.1	8.3	8.5

-