



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
(ENERGÍA) – (SISTEMAS ENERGÉTICOS)

Simulación de Sistemas de Aire Acondicionado Solar  
Para su Implementación en Zonas Costeras de la  
República Mexicana

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

**Elisa Blanca Viñas Reyes**

TUTOR PRINCIPAL

**Dr. Roberto Best y Brown**  
IER-UNAM

COMITÉ TUTOR

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, IER-UNAM  
Dr. Octavio García Valladares, IER-UNAM  
Dr. Christopher Lionel Heard Wade, DCCD-UAM Cuajimalpa  
Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez, CIICAP-UAEM

CIUDAD DE MÉXICO, Marzo de 2022



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. Arancibia Bulnes Camilo Alberto**

Secretario: **Dr. García Valladares Octavio**

1er. Vocal: **Dr. Best y Brown Roberto**


2do. Vocal: **Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier**

3er. Vocal: **Dr. Heard Wade Christopher Lionel**

Ciudad Universitaria a \_\_ de marzo de 2022.

**TUTOR DE TESIS:**

ROBERTO BEST Y BROWN

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'R. Best', is written over a horizontal dashed line.

**FIRMA**

---

## Dedicatoria

---

Dedico esta tesis de doctorado tan importante en mi vida, la cual llevo mucho tiempo y esfuerzo para realizarla a:

Dios todo poderoso que ha estado conmigo todos los días de mi vida, gracias por todo lo que me has dado te lo agradeceré infinitamente.

A mi familia a mi padre, pero sobre todo a mi madre, por su apoyo, su guía, sus consejos y por su amor incondicional, por enseñarme valores para ser un mejor ser humano.

La Dedico también a mis queridos hijos Uriel y Johana que son la luz que iluminan mis días, son el impulso de seguir adelante y ser mejor cada día.

A mis amigos Rodolfo A. Herrera Toledo y Karina V. Mendoza Galicia por su apoyo y su amistad gracias por acompañarme y ser más agradables mis días es esta vida.

---

## Agradecimientos

---

A la Universidad Nacional Autónoma de México, a la Facultad de Ingeniería y al Instituto de Energías Renovables por brindarme la oportunidad de formarme en sus programas tanto de maestría como de doctorado.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por apoyar los programas de posgrado de la UNAM y otorgarme una beca para realizar mis estudios de doctorado.

Al Dr. Roberto Best y Brown por ser mi tutor de doctorado, por su apoyo constante en la elaboración de este trabajo y sobre todo por creer en mí.

A Sergio Uriel Lugo Ucán por su asesoramiento en el manejo de TRNSYS y su acompañamiento que descansa en paz.

Al Dr. Aníbal León por el curso que nos dio sobre el manejo de TRANSYS

A todos los miembros del mi comité tutor por sus aportaciones a la mejorar de este trabajo.

Y a todos aquellos que indirecta o directamente contribuyeron en este trabajo final de tesis de doctorado.

# Contenido

## Resumen

<b>Capítulo 1. Introducción.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Planteamiento del problema. ....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 Antecedentes de los ciclos de absorción. ....</b>	<b>6</b>
<b>1.3 Justificación.....</b>	<b>8</b>
<b>1.4. Objetivo. ....</b>	<b>9</b>
<b>Capítulo 2. Estado del arte sobre la tecnología de refrigeración solar por absorción.</b> <b>.....</b>	<b>10</b>
<b>2.1 Clasificación de los procesos de enfriamiento solar. ....</b>	<b>11</b>
2.1.1 Enfriamiento solar por absorción .....	13
2.1.2 Ciclo de enfriamiento por absorción. ....	13
2.1.3 Clasificación de las máquinas de enfriamiento por absorción.....	15
2.1.4 Eficiencia de los sistemas de enfriamiento por absorción.....	17
<b>2.2 Estado del arte de las máquinas de enfriamiento por absorción.....</b>	<b>18</b>
<b>2.3 Enfriamiento solar por absorción en el contexto mundial.....</b>	<b>21</b>
<b>2.4 Colectores solares para sistemas de enfriamiento. ....</b>	<b>24</b>
2.4.1 Parámetros del rendimiento de un colector solar .....	26
2.4.2 Colectores solares planos. ....	28
2.4.3 Colectores solares de aire.....	29
2.4.4 Colectores de tubos evacuados.....	29
2.4.5 Colectores CPC (Concentrador estacionario).....	32
2.4.6 Colectores cilindro-parabólicos.....	33
<b>2.5 Tecnología de almacenamiento de energía térmica.....</b>	<b>33</b>
<b>2.6 El futuro de la refrigeración solar.....</b>	<b>34</b>
<b>CAPÍTULO 3: Zona de estudio, datos del clima y climatización de la vivienda.....</b>	<b>38</b>
<b>3.1 Zona costera de estudio.....</b>	<b>38</b>
<b>3.2 Resultados del Tratamiento de Datos Meteorológicos. ....</b>	<b>39</b>
<b>3.3 El consumo energético del sector residencial en México.....</b>	<b>42</b>
<b>3.4 El confort térmico. ....</b>	<b>45</b>
<b>3.4.1 Parámetros ambientales del confort térmico.....</b>	<b>46</b>
<b>3.4.2 Factores de confort térmico.....</b>	<b>48</b>
<b>3.5 Modelo de confort térmico para la vivienda de las zonas costeras de México. ..</b>	<b>49</b>
3.5.1 Modelo Estándar o “Steady-State” .....	50
<b>3.6 Modelado térmico de la vivienda. ....</b>	<b>55</b>
<b>Capítulo 4. Sistema de enfriamiento por absorción: método de simulación del sistema híbrido (solar-gas). ....</b>	<b>63</b>

<b>4.1 El subsistema de captación solar y acumulador térmico .....</b>	<b>64</b>
<b>4.2 Subsistema auxiliar. ....</b>	<b>69</b>
<b>4.3 Sistema de absorción.....</b>	<b>73</b>
<b>4.4 Circuito de agua de enfriamiento.....</b>	<b>74</b>
<b>4.5 Sistema de aire frío.....</b>	<b>77</b>
<b>4.6 Eficiencia total del sistema. ....</b>	<b>84</b>
<b>4.7 Balance de energía en el equipo de absorción Yazaki.....</b>	<b>86</b>
<b>4.8 Conclusiones. ....</b>	<b>87</b>
<b>Capítulo 5: Evaluación económica del proyecto. ....</b>	<b>88</b>
<b>5.1 Mercado del aire acondicionado.....</b>	<b>88</b>
<b>5.2 Del estudio técnico. ....</b>	<b>94</b>
<b>5.3 Estudio Económico. ....</b>	<b>94</b>
5.3.1 Determinación de los costos.....	95
5.3.2 Inversión inicial en activo fijo y diferido .....	104
<b>5.4. Análisis de sensibilidad. ....</b>	<b>113</b>
<b>5.5 Conclusiones. ....</b>	<b>115</b>

**Anexos**

**Bibliografía**

## Lista de Figuras

Figura 1. Mapa de radiación solar de México.....	4
Figura 2. Empleos generados por las energías renovables a nivel mundial. ....	5
Figura 3. Posibilidades de sistemas de refrigeración solar. ....	12
Figura 4. Desplome de los precios de la energía solar fotovoltaica (costos por watt en dólares del 2018).....	12
Figura 5. Ciclo de absorción H <sub>2</sub> O/LiBr de simple efecto. ....	14
Figura 6. Esquema básico de un proceso de refrigeración accionado térmicamente. ....	17
Figura 7. Orden de magnitud de capacidad de enfriadoras de absorción. ....	20
Figura 8. Estadísticas mundiales de Instalaciones de enfriamiento solar de 2004 a 2014. ....	23
Figura 9. Porcentaje de uso de diferentes tecnologías de enfriamiento térmico dentro de .....	23
Figura 10. Distribución mundial del potencial de enfriamiento asistido con energía solar 2015. “Otros países incluye: Australia, Bélgica, Dinamarca, Kosovo, México, Países Bajos, Singapur, Sudáfrica, Suiza, Turquía y una instalación en US. ....	24
Figura 11. Mapa de radiación solar global. ....	25
Figura 12. Rendimiento instantáneo de diferentes tipos de colectores.....	27
Figura 13. Curvas típicas de eficiencia de captadores estacionarios, calculadas desde parámetros relativos al área de apertura de los captadores. Las curvas están trazadas para temperatura ambiente de 25°C y nivel de irradiancia 800 W/m <sup>2</sup> (izquierda) así como para 400 W/m <sup>2</sup> (derecha).....	28
Figura 14. Ejemplo de captador plano con pérdidas de calor minimizadas.....	29
Figura 15 a y b. Captador de tubo de vacío con flujo directo a través del captador. A La izquierda se muestra el principio de construcción ‘tradicional’, en la derecha se muestra el tipo preferido en la actualidad. ....	30
Figura 16. Colector tipo Sydney con reflector CPCP (izquierda). Colector de tubos concéntricos con reflector en el interior del tubo (derecha).....	31
Figura 17. Colector de tubo de vacío heat pipe.....	31
Figura 18. Diseño de un colector CPC con absorbedor tubular sorber.....	32
Figura 19. Escenario 2DS ETP 2012 para la refrigeración solar.....	34
Figura 20. Escenario esperado para la refrigeración solar en relación con el consumo total de energía final destinada a la refrigeración (EJ / año). ....	35
Figura 21. Regiones ecológicas de la república mexicana. ....	39
Figura 22. Desglose de consumo energético por hogar en México, 2015.....	42
Figura 23. Evolución de la tasa de saturación de los principales equipos consumidores de energía en el hogar, 1996, 2006 y 2015.....	43
Figura 24. Probabilidad de viviendas con penetración de EAA y el porcentaje respecto al nacional, clasificado por zona climática y grupo de ingresos.....	44
Figura 25. Parámetros de entrada del PMV, su relación con el PPD y la escala de 7 Puntos de ASHRAE 55-92.....	50



<i>Figura 26. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de Campeche, Campeche.</i> .....	52
<i>Figura 27. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de Acapulco, Guerrero.</i> .....	53
<i>Figura 28. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de La Paz, Baja California Sur.</i> .....	53
<i>Figura 29. Irradiación global diaria promedio mensual de la Cd. Campeche, Acapulco y La Paz.</i> .....	54
<i>Figura 30. Plano conjunto habitacional (2 viviendas en planta baja y 2 en planta alta) tipo dúplex del modelo SISAL de la constructora SADASI.</i> .....	56
<i>Figura 31. Sistema de enfriamiento solar por absorción.</i> .....	63
<i>Figura 32. Balance de energía en la unidad Yazaki modelo WFC SC10 con base en resultados de la simulación en TRANSYS valores promedio de <math>T_{in-hot}</math>, <math>T_{in-cooling}</math> y <math>T_{out-chi}</math>.</i> ....	87
<i>Figura 33. Efecto de la temperatura en la demanda eléctrica residencial en México.</i> .....	90
<i>Figura 34. Cambio en la temperatura anual proyectada para el año 2050 y 2080 de acuerdo con el modelo medio.</i> .....	90
<i>Figura 35. Cambios generales en la generación eléctrica a nivel mundial de 2015-2024.</i> 91	
<i>Figura 36. Emisiones mundiales de CO<sub>2</sub> por combustible, 1990-2021.</i> .....	92
<i>Figura 37. Subsistema de captación solar y almacenamiento térmico.</i> .....	95

## Lista de Gráficas

Gráfica 1. Temperatura promedio del aire para Cd. Campeche (SMN) y datos arrojados por Meteonorm.....	40
Gráfica 2. Humedad relativa de la Cd. Campeche.....	40
Gráfica 3. Irradiancia promedio horaria de la Cd. de Campeche. ....	41
Gráfica 4. Irradiancia mensual Cd. Campeche.....	41
Gráfica 5. Calor útil modelo DF120-6 y VacuTube65/30 .....	66
Gráfica 6. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de Campeche.....	67
Gráfica 7. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de Acapulco.....	68
Gráfica 8. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de La Paz.....	69
Gráfica 9. Comportamiento de Fr-sol y Qaux en relación con la variación del Tsp. Ciudad de Campeche.....	70
Gráfica 10. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.....	71
Gráfica 11. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo. ....	72
Gráfica 12. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar La Paz para los días 30, 31 de julio y 01 de agosto.....	72
Gráfica 13. Calor cedido al generador. Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo. ....	73
Gráfica 14. Calor cedido al generador. Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo. ....	74
Gráfica 15. Calor cedido al generador. La Paz para los días 30, 31 de julio y 1 de agosto. ....	74
Gráfica 16. Comportamiento del circuito de enfriamiento. Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.....	75
Gráfica 17. Comportamiento del circuito de enfriamiento. Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.....	76
Gráfica 18. Comportamiento del circuito de enfriamiento. La Paz para los días 30 y 31 de julio y 1 de agosto. ....	76
Gráfica 19. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de Campeche.....	78
Gráfica 20. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de Acapulco.....	78
Gráfica 21. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de La Paz. Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.....	79
Gráfica 22. Comportamiento de la temperatura interior de 4 viviendas en Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.....	80
Gráfica 23. Comportamiento de la temperatura interior 4 viviendas en Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.....	80
Gráfica 24. Comportamiento de la temperatura interior 4 viviendas en La Paz para los días 30 y 31 de julio y 1 de agosto.....	81

<i>Gráfica 25. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida Campeche con SESA.....</i>	<i>81</i>
<i>Gráfica 26. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida Campeche con SESA. ....</i>	<i>82</i>
<i>Gráfica 27. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida Acapulco con SESA.....</i>	<i>82</i>
<i>Gráfica 28. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida Acapulco con SESA. ....</i>	<i>83</i>
<i>Gráfica 29. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida La Paz con SESA.....</i>	<i>83</i>
<i>Gráfica 30. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida La Paz con SESA. ....</i>	<i>84</i>
<i>Gráfica 31. Comportamiento total del SESA. Campeche temporada cálida.....</i>	<i>85</i>
<i>Gráfica 32. Comportamiento total del SESA. Acapulco temporada cálida. ....</i>	<i>85</i>
<i>Gráfica 33. Comportamiento total del SESA. La Paz temporada cálida. ....</i>	<i>86</i>
<i>Gráfica 34 a y b. Comportamiento Térmico del SESA para las propuestas P1 y P2.....</i>	<i>98</i>
<i>Gráfica 35 a y b. Comportamiento Térmico del SESA para las propuestas P3 y P4.....</i>	<i>98</i>

## Lista de Tablas

<i>Tabla 1. Comparativo de aprovechamiento solar.....</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 2. Características y fabricantes de los equipos de absorción comerciales.....</i>	<i>19</i>
<i>Tabla 3. Tecnología de colectores solares y su aplicación para enfriamiento solar. ....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 4. Probabilidad de que una vivienda de interés social cuente con EAA.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 5. Consumo energético por tipología de vivienda de interés social y media con uso de equipos para climatización y por tarifa de CFE 100 kW y 150 kW. ....</i>	<i>45</i>
<i>Tabla 6. Relación velocidad del aire y percepción.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 7. Caudales de ventilación del HS-3 del Código Técnico de la Edificación.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 8. Producción metabólica de calor según actividad.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 9. Valores de metabolismo de acuerdo con el tipo de actividad.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 10. Valoración del vestido según el nivel de arropamiento y resistencia de la ropa.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 11. Humedad relativa media de tres ciudades, periodo 1981-2000.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 12. Descripción de la envolvente casa Duplex modelo Sisal constructora SADASI.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 13. Ganancias de calor por conducción en la envolvente de un conjunto habitacional. ....</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 14. Ganancias de calor por radiación solar a través de las ventanas de un conjunto habitacional. ....</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 15. Toneladas de refrigeración requeridas para el conjunto de 4 viviendas. ....</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 16. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de Cd. Campeche.....</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 17. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de Acapulco. ....</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 18. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de La Paz, B.C. ....</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 19. Types de componentes empleados en la simulación en TRNSYS17.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 20. Características de colectores modelo DF120-6 y VacuTube 65/30. ....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 21. Combinaciones de Types de TRNSYS y colectores de tubos. ....</i>	<i>66</i>
<i>Tabla 22. Características del subsistema térmico solar y auxiliar del SESA.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 23. Total de vivienda particular habitada en México clasificadas por casas independientes y departamentos en edificios y zonas bioclimáticas, 2010.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 24. Consumos totales por tarifas en el sector residencial en el año 2010.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 25. Costo del subsistema de calentamiento solar. Para P1 y P2.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 26. Costo del subsistema de calentamiento solar. Para P3 y P4.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 27. Costo de subsistema de absorción y subsistema auxiliar.....</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 28. Consumo eléctrico del SESA. Ciudad de Campeche. Para P1 y P2 .....</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 29. Consumo eléctrico del SESA. Ciudad de Campeche. Para P3 y P4. ....</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 30. Tarifa DAC región Sur-Peninsular y costo de consumo eléctrico SESA para periodo primavera-verano en la Cd. de Campeche. Para P1, P2, P3 yP4. ....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 31. Litros de agua y costos del fluido para operar el SESA. ....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 32. Precio, consumo y costo del gas para la caldera. P1, P2, P3 y P4.....</i>	<i>103</i>
<i>Tabla 33. Costo de mantenimiento anual del SESA para las propuestas.....</i>	<i>104</i>
<i>Tabla 34. Costos totales de operación del SESA. ....</i>	<i>104</i>
<i>Tabla 35. Inversión inicial en activo fijo para las propuestas. ....</i>	<i>105</i>

<i>Tabla 36. Costos del terreno y obra civil de las propuestas.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 37. Inversión en activo diferido para propuesta 1 y 2.....</i>	<i>106</i>
<i>Tabla 38. Inversión en activo diferido para propuesta 3 y 4.....</i>	<i>106</i>
<i>Tabla 39. Inversión total de las propuestas. ....</i>	<i>106</i>
<i>Tabla 40. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido para P1 y P2. ....</i>	<i>107</i>
<i>Tabla 41. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido para P3 y P4. ....</i>	<i>107</i>
<i>Tabla 42. Valor de salvamento para las propuestas. ....</i>	<i>107</i>
<i>Tabla 43. Costo de inversión del Caso Base.....</i>	<i>108</i>
<i>Tabla 44. Activo fijo y diferido del Caso Base. ....</i>	<i>108</i>
<i>Tabla 45. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido del Caso Base. ....</i>	<i>108</i>
<i>Tabla 46. Inversiones y costos totales de operación y mantenimiento del CB, P1, P2, P3 y P4.....</i>	<i>110</i>
<i>Tabla 47. Estado de resultados con inflación y sin financiamiento. Caso base y propuestas 1, 2, 3 y 4.....</i>	<i>112</i>
<i>Tabla 48. Cálculo del VPN, calcula de la TIR con inflación y sin financiamiento para las propuestas 1, 2, 3 y 4. ....</i>	<i>113</i>
<i>Tabla 49. Efectos de la variación de la TREMA sobre el VPN y la TIR para las propuestas 1, 2, 3 y 4.....</i>	<i>113</i>
<i>Tabla 50. Efectos de la variación del precio del SESA y del precio del gas sobre el VPN y la TIR para las propuestas 1, 2, 3 y 4. ....</i>	<i>114</i>

# Resumen

El objetivo del este trabajo es dimensionar y evaluar un sistema de enfriamiento por absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O asistido con energía solar y gas natural, para climatizar viviendas de las zonas costeras de México. Con este fin se realizó un análisis del comportamiento del sistema de enfriamiento solar por absorción (SESA), empleando el programa TRNSYS 17. El sistema propuesto debe satisfacer las necesidades de climatización empleando energía solar que proporcione una fracción solar mayor al 50% y el resto con gas natural. Se eligieron tres lugares representativos de los climas predominantes de las costas mexicanas para el estudio y para evaluar el comportamiento del SESA propuesto que son la Ciudad de Campeche, la Ciudad de Acapulco y la Ciudad de La Paz.

Para realizar la simulación se construyeron archivos de años meteorológicos típicos (TMY) de las zonas de estudio y se seleccionó la vivienda de interés social tipo Duplex de 40m<sup>2</sup> de construcción. Se aplicaron los modelos de confort simple para determinar la temperatura de la neutralidad térmica y la zona de confort para cada una de las tres ciudades de estudio. Se utilizó el *Modelo Estándar* para determinar los índices PMV y PPD y el comportamiento térmico de la vivienda se simuló en TRNSYS 17 utilizando el modelo multi-zona y el procesador TRNBuilding.

Asimismo, se dimensionaron y calcularon los subsistemas que conforman todo el SESA los cuales incluyen: subsistema solar térmico, equipo de calentamiento auxiliar, equipo de absorción, torre de enfriamiento, manejadoras de aire, etc.

Posteriormente se preparó la simulación en TRNSYS de todo el SESA para determinar su comportamiento y mejorar los parámetros para proporcionar la climatización deseada.

Los resultados obtenidos muestran que el SESA puede climatizar a cinco viviendas, generando condiciones del espacio entre confortable y ligeramente caliente según la norma ISO 7730 (2005). Esto se logra a partir de evaluar y comparar propuestas de áreas de campos solares con diferentes superficies y calculando la fracción solar que puede proporcionar durante la temporada primavera-verano que es cuando mayor demanda de aire acondicionado se presenta en las viviendas.

Posteriormente se realizó una evaluación técnico- económica que no favorecen al SESA debido a los altos costos de inversión inicial. También se incluye un análisis de sensibilidad el cual muestra que al tener bajas tasas de inflación e interés aunados a bajos costos operativos del sistema y de inversión inicial favorecen el uso de las tecnologías renovables al ser más rentables.

## Capítulo 1. Introducción

La creciente demanda energética registrada en las edificaciones a nivel mundial para satisfacer condiciones de confort térmico aceptables constituye un componente importante de la demanda energética para la operación de los edificios. Esto obedece a la incorporación de las exigencias más primarias de bienestar de la población, aumento del nivel de vida, una constante expansión del mercado del aire acondicionado. Se tienen también altos patrones de consumo o bien, por el desconocimiento o por la falta de normas y criterios de diseño y construcción de las edificaciones de uso residencial y no residencial de limitar las ganancias de calor de las edificaciones a través de la envolvente con objeto de racionalizar el uso de la energía en los sistemas de enfriamiento [Heard, C. *et al*, 1999]

Lo anterior ha ocasionado un uso ineficiente de la energía eléctrica y la proliferación de equipos de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor para satisfacer los requerimientos de confort en temporada cálida.

El incremento en la demanda eléctrica por este concepto compromete al sistema eléctrico provocando picos de demanda y poniendo al límite a las redes eléctricas. Aunado a lo anterior y de suma importancia es que los equipos por compresión emplean fluidos de trabajo nocivos que contribuyen a la destrucción del ozono atmosférico y al incremento del efecto invernadero. [García Casals X., 2002]

La experiencia nos indica que las necesidades de eficiencia energética en las instalaciones, el uso de sistemas respetuosos con el medio ambiente, el aprovechamiento eficiente de los recursos naturales son aspectos a tener en cuenta en el corto y largo plazo en cualquier actividad y escala para contribuir de forma real al desarrollo sostenible a nivel mundial.

Afortunadamente existen alternativas a la tecnología de la compresión de un vapor para el acondicionamiento de aire de los espacios que han venido revolucionando el sector de la climatización y refrigeración, haciendo especial énfasis en los aspectos del creciente consumo energético por la generalización de este tipo de instalaciones en muchas actividades humanas y el problema ambiental asociado a la mayoría de los refrigerantes utilizados. Ambos aspectos son todavía problemas por resolver.

Los principales métodos de producción de frío están basados en el principio de la vaporización de un refrigerante, tales como los sistemas de compresión mecánica de vapor, de eyecto-compresión y de sorción.

En los sistemas a sorción, los vapores son retenidos por un material líquido o sólido, lo que provoca su aspiración a la salida del evaporador. Existen dos formas por las cuales estos materiales pueden fijar a los vapores, uno se conoce con el nombre de adsorción y la otra forma es la absorción. [Pilatosky I. & Best R., 2002].

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción en donde participan por lo general dos fases ya sea entre un líquido y un vapor, o entre un sólido y un vapor.

De acuerdo con Pilatowsky y Best (2002) de todos los ciclos termodinámicos disponibles para la producción de frío son los sistemas tritermos a sorción los más utilizados en la aplicación de energías de baja entalpía como la solar o el calor de desecho industrial, en particular los sistemas a absorción líquido-gas y sólido-gas y los de adsorción sólido-gas, tanto en funcionamiento continuo como intermitente.

Los sistemas que en este trabajo nos interesan, son los ciclos de absorción que se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.

Aunque el enfriamiento por absorción es conocido desde hace más de cien años, fue poco investigado después de su invención, ya que en esos tiempos los recursos energéticos fósiles se consideraban abundantes y baratos. [Velázquez, N. & Best, R., 2002]

Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo amoníaco-agua comienzan en los 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-bromuro de litio tiene lugar a principio de los 50. [Cano, J.M., 2001]

A diferencia de los sistemas convencionales por compresión accionados por electricidad, los sistemas de absorción son accionados principalmente con energía térmica que puede proceder de muy diversas fuentes. Hay unidades a llama directa, que consumen combustibles gaseosos o líquidos, mientras que otras utilizan el calor aportado por agua caliente, sobrecalentada o vapor. Esta agua caliente o vapor puede ser residual de procesos industriales, de equipos de cogeneración (motores térmicos o turbinas), de pilas de combustible, de calderas de biomasa o, incluso, calentadas con energía gratuita y renovable como la solar o bien se utiliza una fuente de energía híbrida gas natural-solar por mencionar algunas.

Los sistemas de absorción acoplados a un sistema solar para producción de frío, se conocen como, *Sistema de Refrigeración Solar*, es decir, el sistema de absorción tiene como fuente de energía térmica el calor proveniente del sol captado por los colectores solares.

El tipo de captadores óptimos para estos sistemas son los planos con superficie selectiva, de concentrador (CPC) o de tubos al vacío. Las máquinas de absorción más aplicadas en climatización son las de bromuro de litio (absorbente) y agua (refrigerante). Estas máquinas en específico las de simple efecto tienen un COP (frío producido / energía consumida) de 0.6-0.7 y pueden funcionar con agua



caliente a partir de 80°C mientras que la de doble efecto presenta COP de 1-1.2 y requiere de temperaturas de entre 130-140°C [Schweiger H. & Sisó L., 2001]

La tecnología de sistemas de absorción puede ser utilizada en aire acondicionado y refrigeración para los sectores residencial, comercial e industrial. El renovado interés en esta tecnología es explicado por los notables resultados obtenidos en el desarrollo de nuevos ciclos de absorción, nuevos fluidos de trabajo, equipos de transferencia de masa y calor más compactos y eficientes, nuevos materiales de construcción y una mayor integración energética interna. [Vázquez N. & Best R., 2002].

### **1.1 Planteamiento del problema.**

El territorio mexicano posee grandes extensiones de costa con una variedad de climas que van desde el cálido seco hasta el cálido húmedo por lo que reúne las condiciones climatológicas apropiadas que originan demanda de aire acondicionado. Los sistemas de aire acondicionado que más proliferan son los de compresión mecánica usando refrigerantes que trabajan a presiones superiores a la atmosférica. Por esta razón, en gran parte acaba fugándose y son transportados hasta la estratosfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro, dando lugar a la conocida reacción de destrucción de la molécula de ozono. Además, son opacos a la radiación infrarroja emitida por la Tierra, incrementando el efecto invernadero [Rodríguez P. *et al*, 1999]. A través del protocolo de Montreal y reglamentaciones como la europea algunos países han ido sustituyendo los refrigerantes CFC11, CFC12 y HCFC22 para reducir y eliminar la emisión de sustancias agotadoras de la capa de ozono y también la emisión de gases efecto invernadero (GEI's) que aportan al cambio climático que vive el planeta. Los países desarrollados ya han completado la eliminación del R22, mientras que los países en desarrollo siguen utilizando el R22 como refrigerante principal. No obstante, su eliminación gradual ya ha comenzado y el uso de esta sustancia se esperaba tuviera una disminución del 10 % en 2015. También han comenzado la reducción gradual del R410A y otros HFC. La lista de sustitutos adecuados para estos refrigerantes es sustancial. El R32, R454B y R452B tienen sus ventajas. Todos ellos son alternativas de bajo GWP (potencial de calentamiento global) con interesantes capacidades de rendimiento y eficiencia.

Los sistemas de absorción como se ha comprobado en la práctica representan una opción para satisfacer las necesidades de acondicionamiento térmico sin incidir de forma significativa sobre el medio ambiente. La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98% del TEI (Total Environmental Impact) de una planta frigorífica se debe a la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento por lo que el TEI de una planta de absorción es tan solo el 7.15% respecto al equipo de compresión mecánica equivalente ya que la energía térmica que consume, salvo en las aplicaciones de combustión directa, procede como efluente de un proceso, es decir que su impacto medioambiental se debe a otras necesidades ajenas a las de la producción frigorífica [Cano J.M., 2001].

Los sistemas de absorción que utilizan los refrigerantes naturales R717 (amoníaco) y R718 (agua), no destruyen el ozono estratosférico ni contribuyen al efecto invernadero directo por lo que constituyen sistemas amigables con el medio ambiente y una alternativa a los sistemas compresión mecánica. Para hacer funcionar los equipos de refrigeración por ciclo de absorción, se utiliza calor que puede proceder de muy diversas fuentes como la solar.

La energía solar se considera una fuente de energía limpia, renovable, barata y además tiene la flexibilidad de proporcionar calentamiento en invierno y enfriamiento en verano. El uso de la energía solar implica diversificación de fuentes de energía, independencia energética, cuidado del medio ambiente y por consiguiente sustentabilidad energética, temas de suma importancia en estos días.

México por la posición geográfica en la que se localiza entre 15° y 35° de latitud de acuerdo con la *International Renewable Energy Agency* (IRENA, 2015) es la región considerada la más favorecida en recurso solar, donde se recibe diariamente en promedio, 5.5 kWh/m<sup>2</sup>. En la figura 1 se observan los promedios de radiación solar anual con índices que van de los 4.4 kWh/m<sup>2</sup> por día en la zona centro, a los 6.3 kWh/m<sup>2</sup> por día en el norte del país [Limón A., 2017].

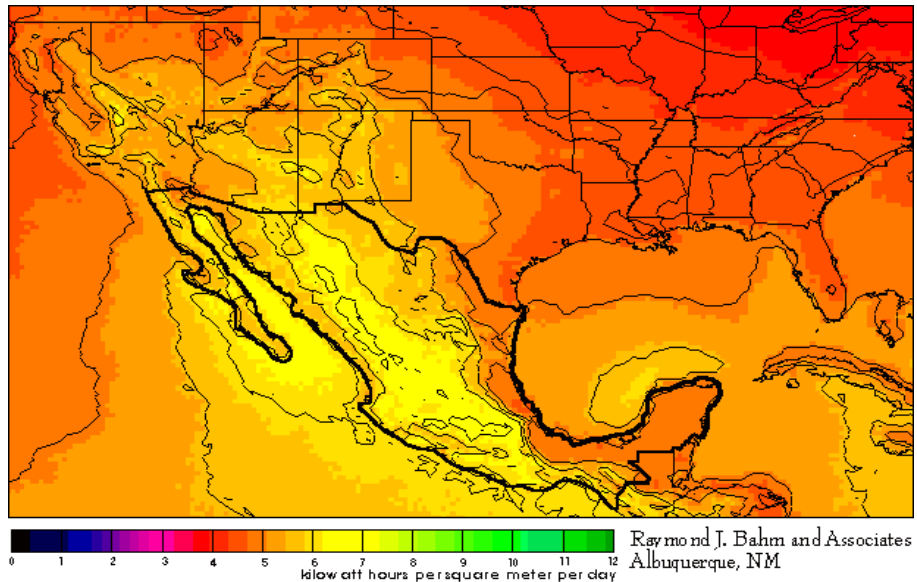


Figura 1. Mapa de radiación solar de México.

Fuente: <https://www.iluminet.com/energías-renovables-mexicana/>. Consultado 28 mayo de 2018.

No obstante, de acuerdo con la tabla 1 a pesar de que México tiene un territorio mayor que por ejemplo Alemania y una radiación 5 veces superior, la energía solar generada en este país europeo fue al 2014, 44.2 veces superior y con respecto a China se tiene un potencial de 1.2 mayor, sin embargo, la generación a partir de esta fuente en nuestro país es equivalente al 0.1% de China.

Tabla 1. Comparativo de aprovechamiento solar.

País	Superficie de territorio (km <sup>2</sup> )	Radiación solar (kWh/m <sup>2</sup> )	Generación de energía solar (GWh)
Alemania	357,376	1.1	5,047
China	9,597,000	4.5	116,500
México	1,964,000	5.5	114.2

Notas: Por disponibilidad de información, los datos de energía solar son del 2014.

Fuentes: Elaborado por el CIEP, con datos del World Bank (2017) y de SOLARGIS (2017).

Otra situación que se presenta en México es el crecimiento poblacional que demanda servicios principalmente de agua, energía eléctrica y vivienda. Las políticas públicas gubernamentales en materia de vivienda están preocupadas en incrementar la producción de un mayor número de viviendas de clase media y media baja lo cual implica crecimiento en la demanda de servicio.

Si bien nuestro país ha incrementado los esfuerzos en elaborar y aplicar normas, programas y políticas públicas orientadas a implementar acciones en materia de eficiencia y sustentabilidad energética principalmente en la edificación de uso residencial y no residenciales aún queda trabajo por hacer para fortalecer estas acciones.

Es importante mencionar un efecto colateral que las energías renovables están teniendo en el mundo y que es la generación de empleos como se refleja en la figura 2 donde se observa que la energía solar (térmica y fotovoltaica), es la que mayor cantidad de empleos genera dentro de las principales cuatro renovables. Es de vital importancia así generar recursos humanos para desarrollar, innovar e implementar la tecnología en esta materia para hacer frente a los desafíos que implica un uso más adecuado y racional de los recursos. La proporción de empleos en renovables que México tiene es muy pequeña con relación a países como Brasil, Indonesia y China que son 29, 6 y 3 veces mayores comparativamente con México.

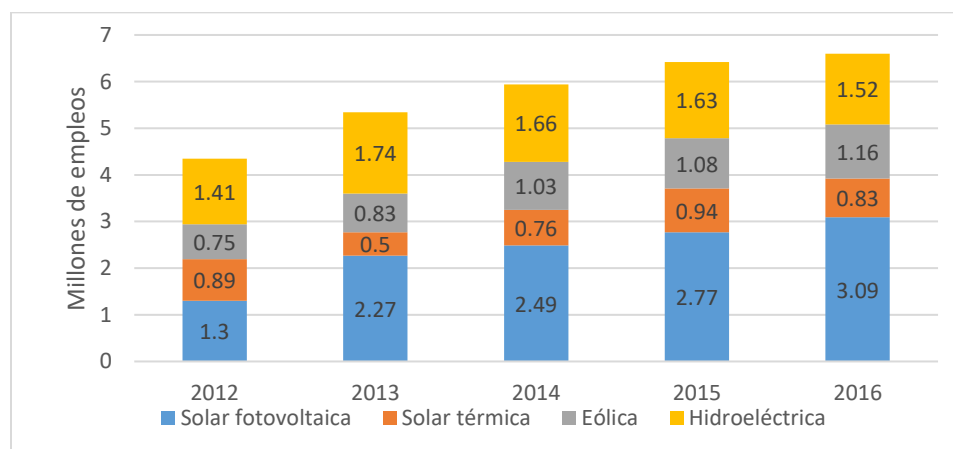


Figura 2. Empleos generados por las energías renovables a nivel mundial.

Fuente: Elaboración del CIEP con datos de la IRENA.

Nota: Los datos de energía hidroeléctrica excluyen a las pequeñas hidroeléctricas.

## **1.2 Antecedentes de los ciclos de absorción.**

El ciclo de absorción tiene sus antecedentes en investigaciones del escocés William Cullen que en 1755 consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo en una campana donde mantenía una presión reducida y en 1777, otro escocés, Gerald Nairne, introducía ácido sulfúrico en la campana de Cullen, de manera que el vapor de agua fuera absorbido por este, dejando espacio para permitir una mayor evaporación de agua. Algo más tarde, en 1810, John Leslie coloca dentro de la campana bajo vacío, un recipiente con el agua a evaporar y en el fondo otro recipiente con el ácido sulfúrico, logrando una producción de 3 kg de hielo por hora. Pero es finalmente el francés Ferdinand Carré, quién construye y comercializa en 1890 la primera máquina de absorción, destinada principalmente a la fabricación de hielo, utilizando amoníaco como refrigerante y agua como absorbente [ABSORSISTEM, 2003]. Si bien el ciclo de absorción para producir frío se conoce desde hace más de dos siglos, su desarrollo e investigación fue limitado por la disponibilidad de recursos energéticos no renovables que se consideraban abundantes y baratos, pero en los años sesenta del pasado siglo XX, esta técnica se desarrolló especialmente en los Estados Unidos y posteriormente ha evolucionado particularmente en Japón donde se fabrican máquinas de absorción en versión de llama directa.

Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30 del siglo pasado. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) comienzan en los años 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-bromuro de litio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) tiene lugar a principio de los años 50 [Cano J.M., 2001] con las máquinas de absorción de una etapa (simple efecto) las cuales tienen COPs de hasta 0.7.

La posibilidad de recuperar calor interno en el ciclo de absorción básico, en un amplio intervalo de concentraciones de solución absorbente, fue descrito a principios de siglo por el alemán Altenkirch (1913), estas investigaciones sentaron las bases para el desarrollo de una nueva generación de ciclos de absorción como los de doble etapa (doble efecto) donde se alcanzan valores de COP de hasta 1.2, esto significa que estas máquinas aprovechan mejor la energía que las primeras. En ciclos de baja temperatura  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  se consiguen valores de COP de 0.5 y pueden alcanzarse máximos de 0.8. Sin embargo, todavía no hay sistemas en operación comerciales directamente diseñados para operar con calentamiento indirecto con energía solar. La gran mayoría de estas unidades fueron diseñadas para operar con fuego directo y vapor de agua [Vázquez N. y Best R., 2002].

Adicionalmente se tienen ciclos avanzados como el GAX amoníaco-agua, que es el más aceptable para el acondicionamiento de espacios del sector residencial, con un COP de 1.03 en modo de enfriamiento y 2.03 en calentamiento propuesto por Phillips, (1990). Existen muchos otros ciclos avanzados que se basan en los

principios desarrollados por Altenklich, como el ciclo Regenerative GAX (R GAX), Dao Kim, (1978), multi GAX (M GAX), Staicovici, (1995), poly Branched Regenerative GAX, Staicovici, (1995), Intercambio de Vapor GAX (VX GAX), Rane, (1994), Erickson, (1996), entre otros.

El renovado interés en esta tecnología es explicado por los notables resultados obtenidos en el desarrollo de nuevos ciclos de absorción, nuevos fluidos de trabajo, equipos de transferencia de masa y calor más compactos y eficientes, nuevos materiales de construcción y una mayor integración energética interna [Vázquez N. y Best R., 2002].

Los equipos de refrigeración por ciclo de absorción pueden ser usados de manera tan amplia como cualquier otra planta refrigeradora de agua convencional, y las aplicaciones para aire acondicionado son las más usuales. Actualmente, se está intensificando el uso en instalaciones del sector terciario que disponen de campos de captadores solares térmicos para producción de agua caliente sanitaria y calefacción, y estas instalaciones, en verano, cuando es mayor la disponibilidad de radiación solar, se aprovechan para obtener refrigeración gratuita.

Así, podemos encontrar una amplia literatura sobre aplicaciones, investigación y desarrollo de los sistemas de refrigeración solar en donde podemos apreciar que muchos de los estudios se han realizado empleando software para computadora como herramienta de trabajo. Este software permite realizar evaluaciones numéricas del sistema de enfriamiento solar pudiendo variar sus condiciones de operación y estimar su comportamiento en periodos de tiempo largo y sin contar físicamente con el equipo por lo que se reduce tiempo y costos.

TRNSYS (Transient Energy System Simulation) es un programa de simulación dinámica de sistemas, que también puede ser empleado para simular sistemas en estado estacionario. Este programa es de naturaleza modular, y dispone de una librería de componentes comunes de sistemas térmicos tales como colectores solares térmicos y fotovoltaicos, controladores, intercambiadores de calor, demanda térmica de locales, válvulas, bombas, tuberías, sistemas de HVAC, sistemas de energía renovable, cogeneración, celdas de combustible, entre otras, a las que permite incorporar nuevos modelos matemáticos (TRNSYS, 2005), y evaluar diferentes escenarios para poder visualizar cuál sería la propuesta más viable técnica y económicamente a ejecutar con base en las necesidades y recursos disponibles del proyecto.

Se menciona a TRNSYS por ser uno de los programas de simulación dinámica más empleados para simular sistemas de absorción acoplados a sistemas solares térmicos para enfriamiento por lo que a continuación se presentan algunos.

### **1.3 Justificación**

México es un país con grandes extensiones de zonas costeras con condiciones climatológicas de tipo cálido húmedo y cálido seco lo que les hace un lugar con requerimientos para el consumo de aire acondicionado. La mayoría de la población cubre esta necesidad empleando sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica (accionados por electricidad) que emplean refrigerantes nocivos para el medio ambiente por lo que se propone satisfacer esta necesidad usando sistemas de absorción que emplea refrigerantes naturales como el H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub>.

Además, México cuenta con un alto índice de irradiación solar a lo largo de toda su geografía. Los niveles de irradiación se encuentran entre 5 y 6 kWh/m<sup>2</sup>-día en el 90% del territorio como se observó en la figura 1. Actualmente en el país, se han impulsado iniciativas y aprobado leyes que dan impulso y certidumbre jurídica, financiera y tecnológica para el aprovechamiento de las energías renovables como la solar, también se han reducido barreras regulatorias, financieras, de información y capacidades en este campo.

Aunado a lo anterior, a nivel internacional se ha intensificado la investigación y el desarrollo de esta tecnología acoplada a sistemas solares térmicos denominados en su conjunto como “Sistemas de refrigeración solar”. Estos han demostrado ser técnicamente viables y tienen la posibilidad de ser utilizados para la refrigeración y climatización en aplicaciones en las que se dispone de fuentes alternativas de energía como la solar térmica que es particularmente atractiva debido a la coincidencia de los picos de demanda de enfriamiento con la disponibilidad de la energía solar [Zhai X. Wang R., 2009].

Además, se ha demostrado que los sistemas de enfriamiento solar por absorción (SESA), son más adecuados en sistemas de aire acondicionado de grandes edificios en comparación con los sistemas de adsorción que son más prometedores para sistemas de aire acondicionado de menor tamaño.

El uso de SESA no solo contribuiría a la sostenibilidad ambiental al reducir las emisiones de sustancias que destruyen la capa de ozono y que contribuyen al calentamiento global si no también significa una forma de sostenibilidad energética al disminuir las necesidades de combustibles fósiles y a la diversificación energética, al usar la energía solar térmica como fuente de calor para operar parte del sistema de enfriamiento.

## **1.4. Objetivo.**

El objetivo de esta investigación es el de seleccionar el más adecuado sistema de acondicionamiento térmico para viviendas de interés social localizadas en las regiones costeras de México con la finalidad de proporcionarles confort térmico en sus espacios, empleando un sistema de enfriamiento solar por absorción que será simulado en TRNSYS. Así mismo, se evaluará su viabilidad económica con respecto a los sistemas convencionales de aire acondicionado.

Objetivos particulares:

- Seleccionar la vivienda de estudio con base en las regiones climáticas que se presentan en las zonas costeras de México.
- Encontrar los colectores solares adecuados para proporcionar el aporte térmico requerido por el equipo de absorción de tal forma que, para el siguiente objetivo,
- El campo de colectores debe proporcionar una fracción solar mayor al 50% y reducir el costo operativo del sistema por concepto de gas natural.
- Optimizar el funcionamiento del sistema de enfriamiento solar propuesto usando el simulador TRNSYS.
- Realizar el análisis económico del proyecto
- Realizar un análisis de sensibilidad de tal forma que verifique la rentabilidad del proyecto de enfriamiento solar por absorción.

## Capítulo 2. Estado del arte sobre la tecnología de refrigeración solar por absorción.

Si bien los ciclos de refrigeración por absorción se originan antes de los ciclos de compresión de vapor, el mercado de la refrigeración ha sido desde sus inicios dominado por estos últimos, y especialmente desde 1930 con la introducción de los hidrocarburos halogenados como fluidos de trabajo para las máquinas de refrigeración [Ziegler F., 1999].

En los últimos años, la refrigeración por absorción ha tenido una atención renovada para su uso en el aprovechamiento de los flujos térmicos residuales de la industria y de la generación eléctrica, además del enorme potencial que brindan los sistemas de refrigeración solar.

El interés en el uso de la energía solar como fuente térmica para alimentar a los enfriadores de absorción no es reciente. El principal nicho de aplicación se tiene en la preservación de alimentos con ciclos de absorción discontinuos en las regiones remotas de países menos desarrollados, su aplicación para sistemas de aire acondicionado se está comenzando a considerar en edificios públicos y en el sector residencial [Velázquez, N. y Best R., 2002]. Al inicio, las posibilidades de emplear los sistemas de absorción solar se exploraron adaptando a las máquinas de absorción alimentadas convencionalmente con vapor con el fin de poder funcionar con agua caliente proveniente del campo solar.

Las condiciones de diseño y operación de las máquinas de absorción específicamente para ser operadas con energía solar también fueron analizadas. Después de la crisis petrolera donde surge nuevamente un interés por este campo especialmente aplicado al acondicionamiento de aire en los países desarrollados que en estos años ya han sido considerados como un buen complemento a la calefacción y a los sistemas de agua caliente sanitaria (ACS) operadas con energía solar. Análisis más detallados sobre la aplicación solar en absorción comenzaron a proliferar, tomando en cuenta el hecho de que, a diferencia de las aplicaciones convencionales, a menudo operan fuera de las condiciones de diseño, con carga parcial, y algunos sistemas de absorción bajo condiciones de frontera transitorias. Por lo tanto, se realizó el modelado teórico de la máquina de absorción y la simulación del funcionamiento del sistema solar basado en la caracterización experimental de la máquina de absorción, con la que se mostró que la simulación es más apropiada para evaluar el rendimiento del sistema. Los primeros sistemas experimentales y demostrativos comenzaron a aparecer, sin embargo, la disminución de los precios de la energía convencional durante los años posteriores, y el fuerte establecimiento de las máquinas de enfriamiento por compresión de vapor en el mercado del aire acondicionado limitan la expansión de la tecnología de absorción. Por lo anterior hasta nuestros días podemos observar instalaciones de enfriamiento solar de carácter preponderantemente demostrativo [García-Casals X. 2005].



## **2.1 Clasificación de los procesos de enfriamiento solar.**

De acuerdo con Herrador M. (2010), los procesos de refrigeración solar se pueden clasificar en función de la forma en la se recoge la energía solar de la siguiente manera:

- a) Con generación de electricidad.

Mediante módulos fotovoltaicos se genera la electricidad necesaria para accionar un equipo eléctrico.

- a.1. Compresión mecánica.
- a.2. Ciclo termoeléctrico Peltier.

- b) Sin generación de electricidad.

Se produce directamente energía térmica a baja o media temperatura mediante colectores solares.

En la actualidad, existen varias tecnologías de refrigeración que se pueden acoplar a un sistema solar térmico para aprovechar la energía calorífica. Estas tecnologías son las siguientes:

- b.1 Adsorción.
- b.2. Sistemas de refrigeración evaporativa con desecante.
- b.3. Absorción.

Como se puede apreciar en la figura 3, la energía solar puede ser transformada en electricidad o en calor para hacer funcionar un ciclo de refrigeración; sin embargo, debido a que la eficiencia de los colectores fotovoltaicos es reducida (10-15%), hace más interesante fijarse en tecnologías de refrigeración manejados por energía térmica solar, especialmente los sistemas de sorción (absorción y adsorción). Cabe mencionar que recientemente los paneles fotovoltaicos (PV) han experimentado una reducción sustancial en sus costos.

El Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL en sus siglas en inglés) del Departamento de Energía de Estados Unidos, ha estudiado la tendencia en precios del sector fotovoltaico, y el precio por vatio de la tecnología ha pasado , sin contar su instalación, de los 22 dólares en 1980 a menos de 3 dólares hacia 2009 y este continúa bajando y de acuerdo con *Bloomberg New Energy Finance* (BNEF), los precios de los módulos fotovoltaicos se mantuvieron en 2.8-3.2€/Wp de 2004 hasta finales de 2008 a pesar de que los fabricantes estaban consiguiendo mejoras tecnológicas y reducción de costos, pero a finales de 2011, el precio cayó por debajo del 0.8€/Wp no obstante en el reporte especializado *Energy Outlook 2018* del sector energético mundial (emitido por BNEF, *et al*), pronosticó una caída mundial de hasta el 34% en el precio de los módulos fotovoltaicos en el transcurso de 2018 lo que

implicaría, que los módulos fotovoltaicos de silicio monocristalino podrían terminar el año con un precio de tan solo \$0.24 dólares como lo muestra la figura 4. A menudo este precio (1\$/Wp) se considera por la industria como el punto en el que se alcanza la paridad de red.

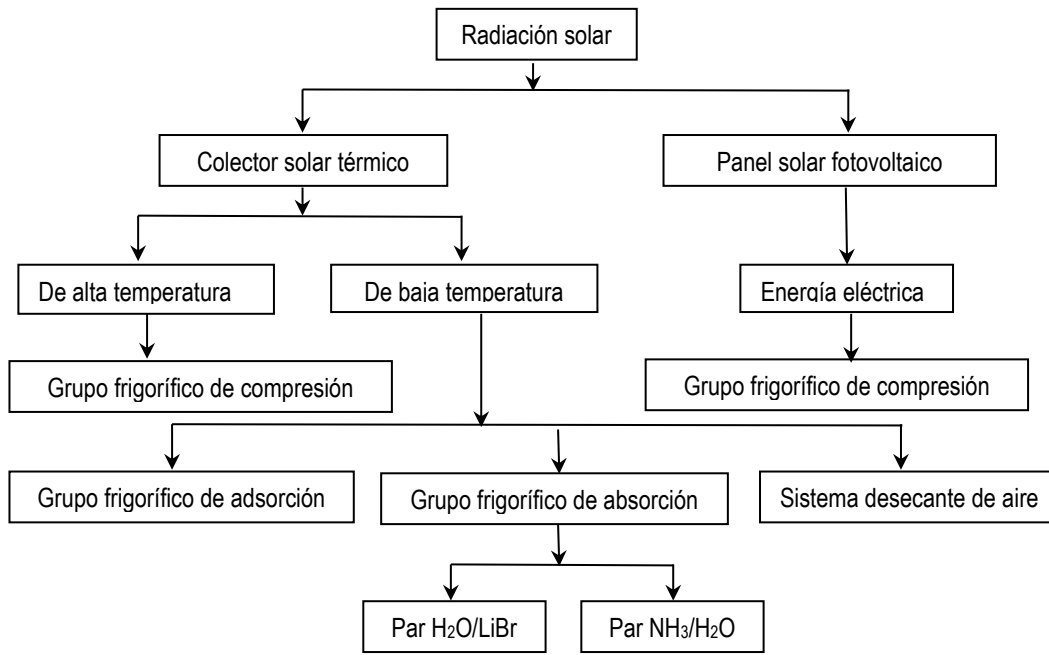


Figura 3. Posibilidades de sistemas de refrigeración solar. Fuente: Tomado de Herrador M.,2010.

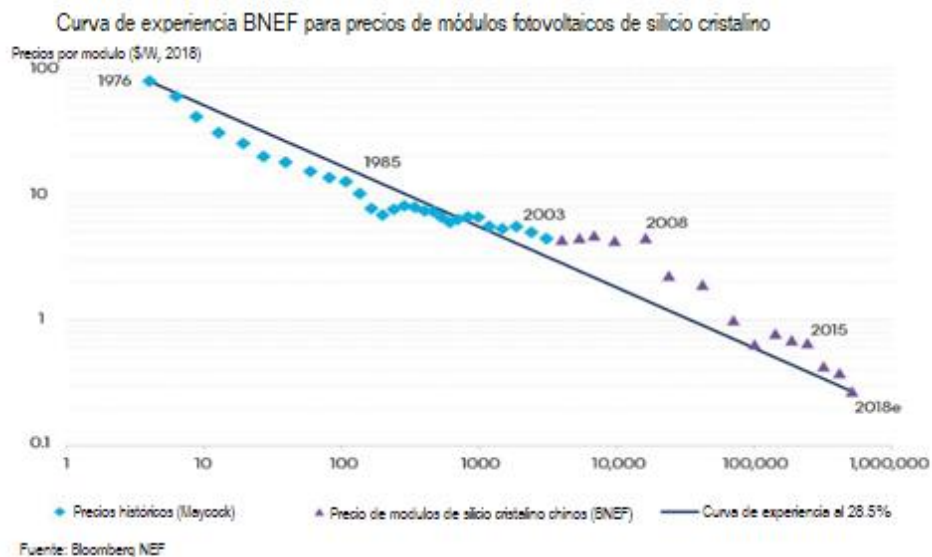


Figura 4. Desplome de los precios de la energía solar fotovoltaica (costos por watt en dólares del 2018).

Debido a estas tendencias y a su sencillez en la instalación los sistemas PV solar son más habituales que los térmicos. Sin embargo, la refrigeración solar térmica ofrece algunas ventajas respecto a la PV solar, entre las que se encuentra el gran número de alternativas tecnológicas que se pueden acoplar a los captadores, como sistemas térmicos abiertos (desecantes sólidos o líquidos) o cerrados (ciclos de absorción y adsorción), y sistemas termo-mecánicos (ciclos Rankine o con eyectores) [López G., 2017].

A continuación, se describe el proceso de refrigeración solar por absorción por ser el de más interés para este trabajo.

### 2.1.1 Enfriamiento solar por absorción

Los equipos de absorción pueden ser considerados como la alternativa actual más ecológica para el aire acondicionado y refrigeración puesto que no utilizan clorofluorocarbonos (CFC's) además tienen la flexibilidad de poder ser accionados con agua caliente, vapor o flama de gas directa que proviene de diversas fuentes de energía como la térmica solar, gas natural o LP, calor de desecho, entre otros. Asimismo, se adaptan a distintos tipos de utilización o pueden potenciar otras tecnologías de ahorro energético como la cogeneración [Herrador, M., 2010].

En particular, cabe destacar el desarrollo que están experimentando las máquinas de absorción funcionando con energía solar y su importancia de cara al futuro. El tipo de captadores óptimos son los planos selectivos, de concentrador (CPC) o de vacío.

### 2.1.2 Ciclo de enfriamiento por absorción.

Para aplicaciones de absorción, el par usado es principalmente el de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , aunque también es utilizado el par  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  en aplicaciones en las que es necesaria una temperatura menor de  $0^\circ\text{C}$  y hay pocos equipos comerciales que emplean el par  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$  (climatewell) también, se pueden encontrar el par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ .

En las máquinas que utilizan el par  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , el agua actúa como refrigerante, y por tanto la refrigeración se limita a temperaturas por encima de  $0^\circ\text{C}$ . En cambio, para aplicaciones en las que sea necesario disponer de una temperatura por debajo de  $0^\circ\text{C}$ , el par utilizado normalmente es el de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , ya que la temperatura de congelación del refrigerante, en este caso el  $\text{NH}_3$ , es de  $-77^\circ\text{C}$ .

- *Funcionamiento de la máquina de absorción que utiliza el par  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ .*

Como ya se mencionó, en esta máquina el agua actúa como el refrigerante y el  $\text{LiBr}$  es el absorbente. Para explicar su funcionamiento y sus diferentes fases se seguirá el esquema de la figura 5 que corresponde a una máquina de absorción de simple efecto del fabricante japonés Yazaki.

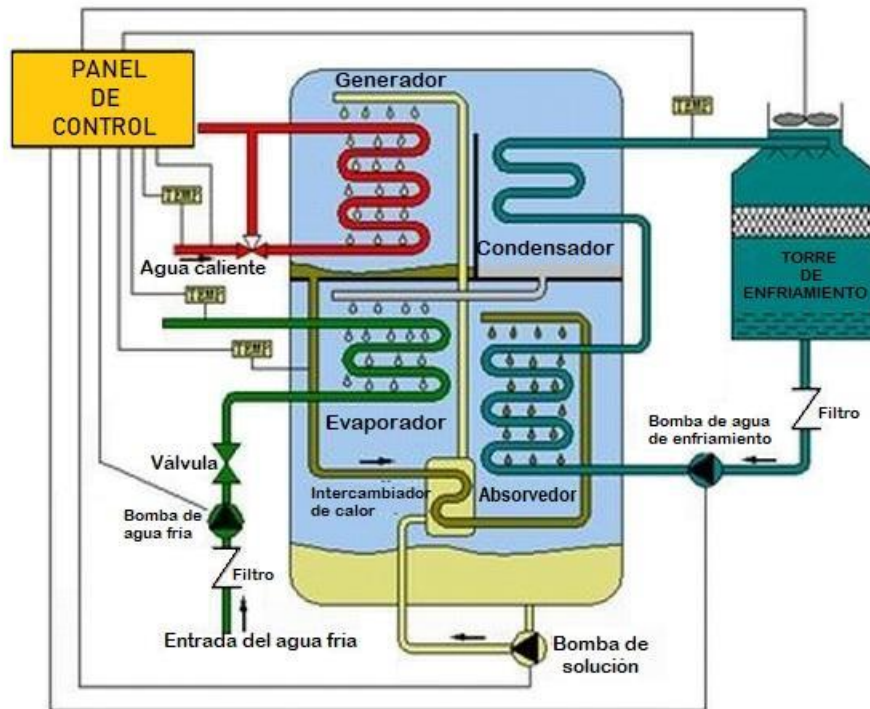


Figura 5. Ciclo de absorción H<sub>2</sub>O/LiBr de simple efecto.  
Fuente: ABSORSISTEM

1. El refrigerante se evapora en el evaporador a muy baja presión y temperatura, extrayendo de esta forma el calor del fluido que se quiere enfriar.
2. El vapor de refrigerante fluye hacia el absorbedor, que está conectado directamente con el evaporador, donde es absorbido por la solución concentrada. Durante este proceso es necesario extraer el calor latente de la condensación y el generado durante el proceso de mezcla mediante un serpentín de agua de enfriamiento, procedente de una torre de enfriamiento.
3. La solución diluida, producida en el absorbedor, es bombeada hacia el generador, donde se calienta por encima del punto de ebullición mediante un foco caliente (un campo de captadores en los sistemas de refrigeración impulsados por energía solar). En este punto, y a una elevada presión, el refrigerante es nuevamente separado de la solución, que es devuelta al absorbedor, ahora concentrada.
4. El vapor de refrigerante a alta presión fluye hacia el condensador, que se encuentra directamente conectado con el generador. En éste, el vapor es condensado mediante el agua de enfriamiento, procedente del absorbedor, y que finalmente es conducida a la torre de enfriamiento, donde se eliminará todo el calor sobrante de la máquina de absorción.
5. La presión del líquido refrigerante es reducida mediante una válvula de expansión. Finalmente, el refrigerante fluye hasta el evaporador.

La mayoría de las máquinas de absorción comerciales disponibles requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el

generador. El consumo eléctrico de esta bomba es aproximadamente de un 1-5% de la potencia de refrigeración total.

El control interno de la máquina de absorción debe evitar la cristalización de la solución. Esto puede ocurrir si la temperatura del agua de enfriamiento procedente de la torre de enfriamiento es demasiado baja. El límite de esta temperatura depende del fabricante, pero el valor típico es de 24°C. [ABSORSISTEM].

### 2.1.3 Clasificación de las máquinas de enfriamiento por absorción.

Los principales criterios a la hora de clasificar las máquinas de absorción que se puede encontrar en la literatura son los siguientes:

1. En función del *número de efectos* (o generadores):
  - De **simple efecto**: máquina de absorción con un solo generador.
  - De **doble efecto**: máquina de absorción con dos generadores.
  - De **triple efecto**: máquina de absorción con tres generadores.
2. En función del *par refrigerante/absorbente* utilizado por la máquina:
  - **H<sub>2</sub>O/LiBr**: el refrigerante es agua y el absorbente, bromuro de litio.
  - **NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es amoníaco y el absorbente, agua.
  - **H<sub>2</sub>O /LiCl**: el refrigerante es el agua y el absorbente, el cloruro de litio
  - **LiNO<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente, agua.
  - **NaSCN/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente, agua.
3. En función del *número de etapas* (o absorbedores):
  - De **simple etapa**: máquina de absorción con un absorbedor.
  - De **doble etapa**: máquina de absorción con dos absorbedores.
  - De **triple etapa**: máquina de absorción con tres absorbedores.

Nota: Aclaración de los términos “efecto” y “etapa”:

**Efecto**: hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición.

Por ejemplo: simple efecto = 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.

**Etapas**: hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante.

Por ejemplo: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc.

Un caso particular es el de las máquinas de absorción de medio efecto, que presentan dos generadores y dos absorbedores; pero que se denominan de este modo (medio efecto) porque su COP (Coefficient of Performance) es aproximadamente la mitad del de las máquinas de simple efecto. Más adelante se describe el concepto de COP.

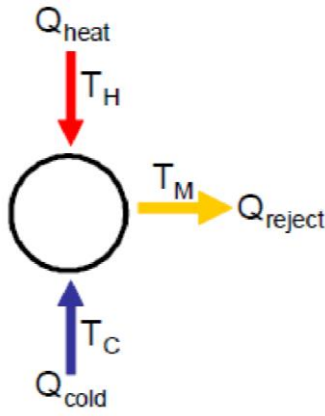
Las máquinas de efecto simple, bajo condiciones normales de trabajo, necesitan una temperatura del fluido de calentamiento de 70-100°C; sin embargo, en las

máquinas de doble efecto son necesarias temperaturas más elevadas (150-180°C). Recientemente las máquinas de triple efecto han entrado al mercado las cuales, requieren de temperaturas de 200°C a 250°C y alcanzan valores de COP del rango de 1.6 a 1.9 [OECD/IEA, 2012].

Otras clasificaciones que se tienen son:

4. En función del sistema de condensación:
  - **Condensada por agua:** el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración.
  - **Condensada por aire:** el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.
  
5. En función del tipo de accionamiento:
  - De **tipo directo o “flama” directa:** utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).
  - De **tipo indirecto:** reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un *fluido térmico*, de la recuperación de calor de una *fuentes residual*, de una instalación de *energía solar*, o de una *caldera a gas*.
  
6. En función de *su operación*:
  - **Sistema continuo:** consiste en cuatro componentes básicos, además de la bomba y de las válvulas de expansión y regulación de flujo, ellos son: evaporador y absorbedor, los cuales están localizados en el lado de baja presión del sistema; generador y condensador, situados en el lado de alta presión. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y una solución absorbente y se realizan simultáneamente los procesos de generación y absorción.
  - **Sistema intermitente:** no realizan simultáneamente dichos procesos [Hernández G., 2002]

Los sistemas a sorción que incluye al de absorción son también clasificados como sistemas tritermos de producción de frío debido a que su funcionamiento requiere por lo menos de tres fuentes de calor. La figura 6 ilustra este principio [Pilatosky I. & Best R., 2002]:



Una fuente de baja temperatura, en donde el calor se extrae del medio a enfriar ( $T_C$ );

Una fuente de mediana temperatura, en donde el calor se cede al medio exterior ( $T_M$ );

Una fuente a alta temperatura, donde el calor se suministra para asegurar su funcionamiento ( $T_H$ ).

Figura 6. Esquema básico de un proceso de refrigeración accionado térmicamente.  
Fuente: Pilatowsky I. & Best R., 2002

### 2.1.4 Eficiencia de los sistemas de enfriamiento por absorción.

Existen dos maneras de describir la eficiencia de un sistema de refrigeración solar por absorción y son: el coeficiente de rendimiento térmico (COP) y el coeficiente de rendimiento solar.

$$COP_{t\acute{e}rmico} = \frac{\text{Capacidad de enfriamiento}}{\text{Energía recibida por el sistema}} \quad (2.1)$$

$$COP_{solar} = \frac{\text{Capacidad de enfriamiento}}{\text{Energía recibida por el colector solar}} \quad (2.2)$$

El cálculo del COP solar incluye la eficiencia del colector solar, por esta razón este valor será menor que el COP térmico.

La diferencia entre el ciclo de simple efecto y el de doble efecto radica en la eficiencia, determinada por el COP. Son valores medios habituales un COP = 0.6-0.8 para simple efecto y COP = 1-1.4 para doble efecto (vea tabla 2).

Las máquinas comerciales por absorción de simple efecto se encuentran disponibles desde 1940, y las máquinas de doble efecto desde 1970, no obstante, sus costos elevados, los bajos precios de la energía eléctrica, juntamente con la amplia difusión de las máquinas de compresión de vapor, han limitado fuertemente su aplicación a nivel mundial [García-Casals X., 2005].

Las eficiencias de los sistemas de enfriamiento solar por absorción dependen de diversos factores como el tipo de máquina de absorción, el par refrigerante, la eficiencia y tipo de captador solar entre otros factores.

## **2.2 Estado del arte de las máquinas de enfriamiento por absorción.**

En este apartado sólo abordaremos máquinas comerciales de absorción de pequeña y mediana potencia de enfriamiento. De acuerdo con SOLAIR los sistemas para aire acondicionado y enfriamiento solar los podemos clasificar en pequeña y mediana potencia; las pequeñas aplicaciones son en este sentido sistemas con una capacidad nominal de enfriamiento por debajo de 20 kW, y sistemas de mediana capacidad que alcanzan aproximadamente los 100 kW. Estas máquinas, pueden ser condensadas por agua o por aire, de simple o doble efecto e impulsadas por agua caliente o fuego directo. [SOLAIR, 2009]

Los fabricantes de este tipo de tecnología especialmente en Europa han marcado una tendencia hacia el incremento en el número de nuevas máquinas de enfriamiento de pequeña y mediana capacidad que han pasado de ser prototipos experimentales al campo de prueba y producción, es decir, se encuentran ya disponibles en el mercado. En general son diseñadas para operar a bajas temperaturas y poder funcionar con colectores solares térmicos de tipo estacionario.

Actualmente se pueden encontrar máquinas de enfriamiento por absorción con diferentes órdenes de magnitud en su capacidad de enfriamiento y el mercado está cubierto por fabricantes como Thermax, Trane., Shuangliang Eco-Energy Systems, Shuangliang Eco-Energy Systems, LG Air Conditioning, Broad Air Conditioning, EAW Energieanlagenbau, Robur Group, Carrier Corporation, Century Corporation, Johnson Controls, Hitachi Appliances, Yazaki Energy Systems

La empresa italiana ROBUR al igual que Pink como excepción, fabrica plantas enfriadoras por ciclo de absorción  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , pero la de ROBUR es condensada por aire y de llama directa (utilizan un quemador a gas). Estas pueden proporcionar incluso un servicio completo como: calefacción, aire acondicionado y agua caliente para uso sanitario, todo con el mismo aparato y la misma instalación, aunque pueden ser utilizadas como unidades de refrigeración únicamente.

En la tabla 3, se puede apreciar que la tecnología dominante son los enfriadores por absorción que usan agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente y en esta tabla solo se mencionan las máquinas que son accionados con vapor de baja presión (VBP) o de alta presión (VAP) y agua caliente (AC) de baja (ACBT), media (ACMT), o alta temperatura (ACAT) que puede ser obtenida al recuperar el calor de desecho, energías renovables o de la cogeneración. La temperatura requerida de la fuente de calor usualmente es por arriba de los  $70^\circ\text{C}$  y los valores típicos de COP se encuentran entre 0.68 y 0.80.



Tabla 2. Características y fabricantes de los equipos de absorción comerciales.

Fabricante	País	Serie o Modelo	Capacidad de enfriamiento (TR)	Ciclo de refrigeración	COP nominal	Accionadas con	Mezcla de trabajo
Thermax	India	TAC L1 TAC L5	34-147 203-376	Simple efecto	0.81	ACBT	LiBr-H <sub>2</sub> O
		TAC H1	429-865 917-1639 48-217 243-484 507-976 1095-1833			ACMT	
		TAC S1	410-681 115-363 760-1413 1587-2100		0.80	VBP	
		TAC H2	48-217 270-555 619-1115 1211-2110	Doble efecto	1.5	ACAT	
		TAC S2	114-363 404-680 758-1413 1587-2108		1.5	VAP	
World Energy Co. Ltd.	Corea	HVAR-L***HH HVAR-L***H 2ABH***	30-1300	Simple efecto	0.83 0.80 0.71	AC	LiBr-H <sub>2</sub> O
		2AB*** 2AA	75-1300		0.64 0.41		
		S***HH	50-2000		0.81		
		SWHH*** SWH***	100-2000 100-1600	Doble efecto	1.48 1.36	V	
Yazaki Energy System	Japón	WFC SC**	5-50	Simple efecto	0.7	AC	LiBr-H <sub>2</sub> O
York	EEUU	YHAU-CL-DXS <sup>1</sup>	30-2000	Simple efecto		AC	
		YIA	120-1377	Simple efecto		AC y VBP	LiBr-H <sub>2</sub> O
		YPC	200-700				
Carrier	EEUU	16LJ/16LJ-F**	22.75-1137	Simple efecto	0.78	AC	LiBr-H <sub>2</sub> O
		16TJ	99.52-710.86		0.65		
		16NK	96.68-1336.42	Doble efecto		V	
LG Air Conditioning	Corea del Sur	WCMH WC2H WC2N	73-1350-2000	Simple efecto	0.83 0.73 0.65	AC (85-130°C)	LiBr-H <sub>2</sub> O
		WCSA/WCSV	100-1500-4000	Simple efecto	0.70	VBP	
		WCSH		Doble efecto	1.51	V	
ClimateWell		CW10	4.27-5.69		0.68	AC	LiCl
EAW Energieanlagenbau	Alemania	WEGRACAL Maral1-AKM	4.27-34.12	Simple efecto	0.75 0.75	AC	LiBr-H <sub>2</sub> O
		WEGRACAL SE	22.75-71				

Fuente: Elaboración propia con información proporcionada por los fabricantes en su página web, consultadas enero 2022. [8], [10], [20], [22], [43], [45], [54] y [70].

Como se puede apreciar en esta tabla, en el presente se puede aprovechar el calor residual en forma de agua caliente, vapor y gases de combustión optimizando así el uso de la energía en forma de calor que, de otra forma, se desperdiciara. Además, en los lugares donde no es posible obtener energía eléctrica o ésta es inestable, se puede contar con máquinas enfriadoras a llama directa con un mínimo consumo eléctrico y de combustible.

Además de los fluidos de trabajo tradicionales también se pueden encontrar los pares  $H_2O/LiCl$  y  $NH_3/H_2O$ . La aplicación de este último par es relativamente nueva para la climatización ya que este se utiliza predominantemente para propósitos de refrigeración industrial donde se requieren temperaturas por debajo de  $0^{\circ}C$  y en grandes capacidades. Una ventaja de este tipo de enfriador es que se requiere un ascenso elevado de la temperatura ( $T_M - T_C$ ). Un ejemplo de este caso es en las zonas con escasez de agua, cuando el enfriamiento en seco a altas temperaturas ambiente tiene que ser aplicado.

Y así, se pueden citar muchos más fabricantes de máquinas de absorción, sobre todo a partir de 250 kW de potencia frigorífica en adelante como: Trane, Sanyo, Ebara, Broad, Entropie, etc. (agua-LiBr); Colibri-Stork, Robur, Hans Güntner GmbH Absorptionskälte KG, (amoníaco-agua) por mencionar algunos la figura 7, muestra un ejemplo de las enfriadoras por absorción disponibles actualmente en el mercado, ordenadas según su capacidad [SOLAIR, 2009].

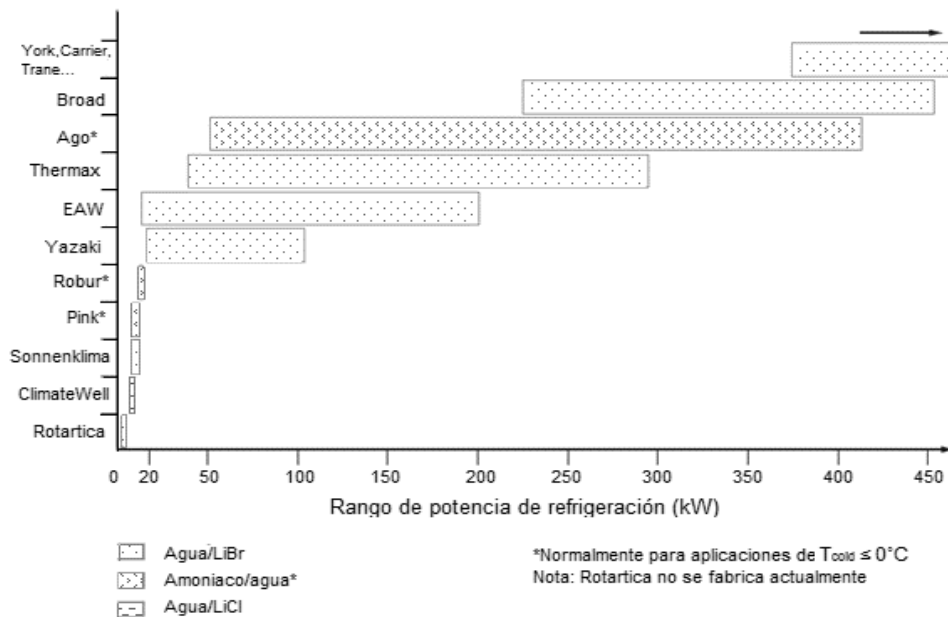


Figura 7. Orden de magnitud de capacidad de enfriadoras de absorción. Fuente: SOLAIR, 2009.

Se trata de un campo todavía no lo suficientemente maduro, así que existen muchas líneas de investigación y desarrollo en curso. Las más activas las podríamos clasificar en:

1. Búsqueda de nuevos refrigerantes y/o absorbentes (o aditivos) para mejorar el rendimiento termodinámico del ciclo.
2. Mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor para reducir el tamaño de las máquinas.
3. Mejorar otras propiedades, como la solubilidad de las sales (como LiBr) para así aumentar el rango de trabajo.
4. Desarrollo de máquinas de pequeña potencia de bajo costo.

Se pueden resumir que las barreras técnicas clave han impulsado a los desarrolladores a emplear métodos que incluyen el uso de inhibidores de cristalización, mejorar la transferencia de calor y masa para reducir el incremento global de temperatura en el sistema, modificación del ciclo termodinámico, combinar la absorción con la compresión de vapor para reducir la elevación de la temperatura y se han presentado avances en los sistemas de control para detectar el inicio de la cristalización y tomar medidas correctivas.

Los principales cambios químicos para inhibir la cristalización han demostrado eficacia en combinación con otras medidas de diseño. La más notable es la solución "Carrol" de Carrier (LiBr, etilenglicol, fenil-metil-carbinol y agua) que ha sido ampliamente probada y comprobada en aplicaciones de absorción con energía solar [Carrier].

Interotex presentó un sistema de absorción de rotación inteligente que utiliza fuerzas de rotación para promover la transferencia de calor y masa, además de una bomba de solución. El sistema de refrigeración está sellado herméticamente, utilizando sellos de rotación sólo para agua y agua fría de refrigeración. El desarrollo de esta tecnología fue transferida a Fagor Electrodomésticos en España, que cambió de nombre a Rotartica que actualmente ya no existe.

Un área de oportunidad a trabajar se da con relación a que estas máquinas necesitan el doble de material (metales conductores de calor, acero, cobre) para los intercambiadores de calor si lo comparamos con una máquina de compresión de vapor. Esto origina un gran costo, por lo que en general se justifica más fácilmente la inversión inicial para instalaciones de gran potencia.

### ***2.3 Enfriamiento solar por absorción en el contexto mundial.***

Las máquinas de absorción basados en la tecnología de H<sub>2</sub>O/LiBr anteriormente vistas, al ser acopladas a sistemas solares para obtener agua caliente y ser accionadas, dieron origen en los años setenta a la aparición en el mercado de sistemas de aire acondicionado solar y refrigeración solar. Varios sistemas aparecieron por compañías como Carrier, Arkla, York y Yazaki.

El aire acondicionado solar es una alternativa importante, interesante, sobre todo en lugares que tienen radiación solar muy intensa y que por lo mismo los requerimientos de disminución de cargas térmicas son importantes debido a que se da una muy oportuna coincidencia de que cuando más se requiere el acondicionamiento de aire es cuando mejor funcionan y cuando alcanzan sus mayores capacidades los sistemas de refrigeración solar. Pero desde luego si se trata de una edificación que requiere trabajar durante las noches, se necesitará un procedimiento auxiliar o lo que se llama un sistema híbrido.

El primer sistema de refrigeración solar del mundo se puso en marcha en París Francia durante la exposición universal de 1878 [Mouchot, A., 1987]. Este sistema consistía en una máquina de absorción  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  y un reflector parabólico que producía hielo de Edmundo Carré.

El primer sistema de enfriamiento solar comercial para aire acondicionado fue desarrollado en Europa y en Estados Unidos cien años después por las empresas Dornier-Prinz SOLARTECHNIK, de Alemania [Schubert K. and Dreyer J., 1977] y Arkla Industries de Estados Unidos (hoy *Robur* de Italia) [Grossman G., 2002]. Debido a la escasa demanda en el mercado de esta tecnología ocasionada por el auge de los sistemas de compresión y reducción de los precios del petróleo a niveles normales o inferiores y aunado a su falta de factibilidad económica, se detuvo la producción de los sistemas de refrigeración solar.

En años recientes se ha notado un fuerte incremento en la demanda de enfriamiento y aire acondicionados para edificios en todo el mundo, principalmente en los países europeos y se predice que las tendencias seguirán en aumento para las siguientes décadas. Esto obedece a múltiples factores tales como incremento de los hábitos de confort, bajo costos de los energéticos, tendencias arquitectónicas al aumentar la fracción de áreas de acristalamiento en edificios y, por último, pero no menos importante las cambiantes condiciones climáticas. Esta creciente demanda implica incrementos en los combustibles fósiles, inestabilidad en el suministro eléctrico que implica costosas adaptaciones de las redes para manejar las situaciones de demanda máxima de energía eléctrica [SOLAIR, 2008].

Por esta razón este es el nicho de mercado en el que los desarrolladores han puesto atención y se reporta una tendencia creciente en la producción de equipos de refrigeración solar de pequeña y mediana escala que parece ser se adapta mejor a edificios residenciales y comerciales.

En 2008 se tenían entre 450 y 500 instalaciones de enfriamiento solar en todo el mundo [Jakob, U., 2009]. Cuatrocientas de estas instalaciones se encontraban en Europa como se muestra en la figura 8. Esta tendencia de crecimiento ha continuado y para finales de 2014 se estima que fueron instalados en todo el mundo 1200 sistemas de enfriamiento solar de acuerdo con TECSOL [Mauthner, F., 2016].

Como se puede apreciar en esta gráfica, aproximadamente el 75% de las instalaciones de enfriamiento solar en todo el mundo se encuentran en Europa, la

mayoría de estas se localizan en España, Alemania e Italia. Generalmente los sistemas están acoplados a colectores solares de placa plana y tubos evacuados y muy pocos a concentradores solares parabólicos o de tipo Fresnel que fueron reportados en India, Australia y Turquía.

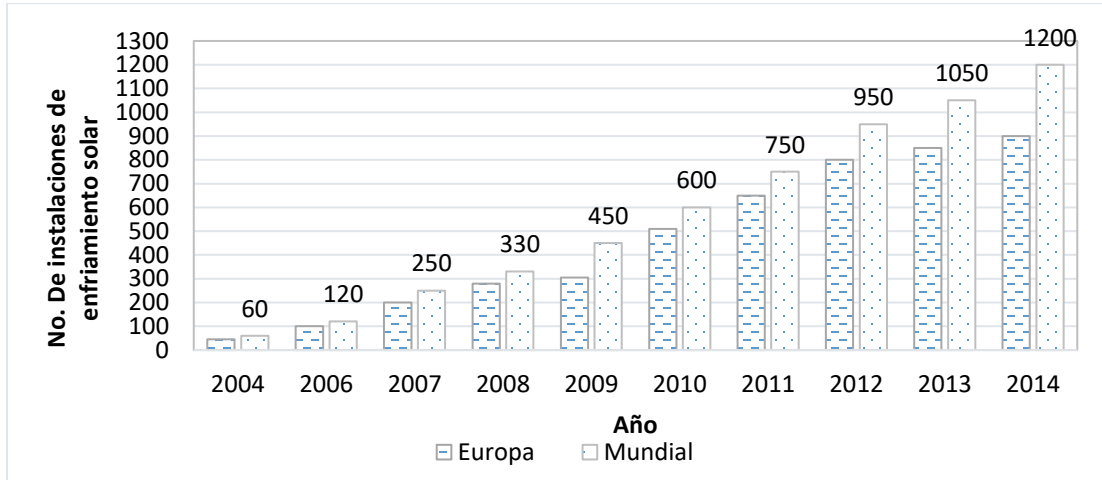


Figura 8. Estadísticas mundiales de Instalaciones de enfriamiento solar de 2004 a 2014. Fuente: Solem Consulting, TECSOL.

De acuerdo con el reporte técnico de la sub-tarea B de la AIE (Agencia internacional de energía) del 2009, de las casi 300 instalaciones que había en Europa, la tecnología de enfriamiento térmico más usada es la basada en el principio de absorción (figura 9) mientras que los sistemas DEC son empleados principalmente en aplicaciones a gran escala. Esta misma tendencia se mostraba para los enfriadores de pequeña escala con 90% de tecnología por absorción y 10% por adsorción.

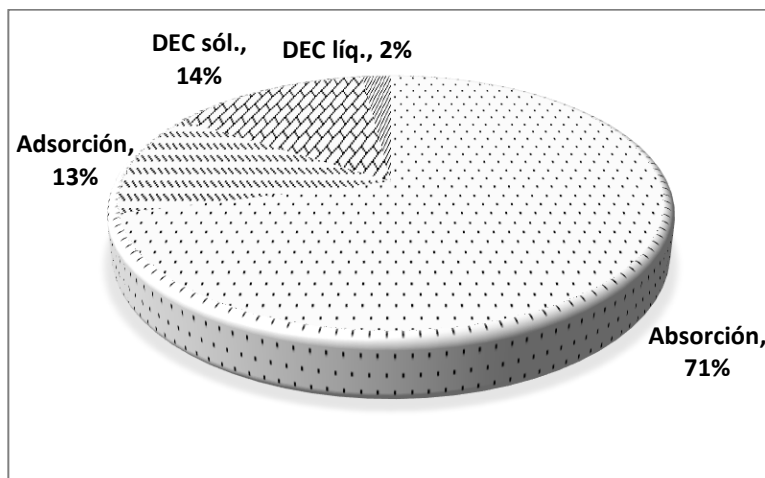


Figura 9. Porcentaje de uso de diferentes tecnologías de enfriamiento térmico dentro de los sistemas a gran escala.

Fuente: IEA SHC Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration, 2009.

También se presentan tendencias en el uso de esta tecnología por país como se puede apreciar en la figura 10 donde, se muestra la distribución mundial de los sistemas de enfriamiento asistidos por energía solar de gran escala. Por ejemplo, los sistemas de enfriamiento por adsorción son usados en gran medida en Alemania mientras que Italia y España presentan un mayor uso de enfriadoras por absorción de acuerdo con los datos que se tenían hasta noviembre del 2012 [IEA SHC, 2009].

Pero de acuerdo con la gráfica anterior y con una revisión exhaustiva del estado del arte de los sistemas de enfriamiento térmico realizada por Best R., y Rivera W. (2015), se muestra que los sistemas de enfriamiento térmico más prometedores son los sistemas de absorción de simple y doble efecto que emplean H<sub>2</sub>O/LiBr como par de trabajo de pequeña y mediana capacidad, así como los sistemas híbridos.

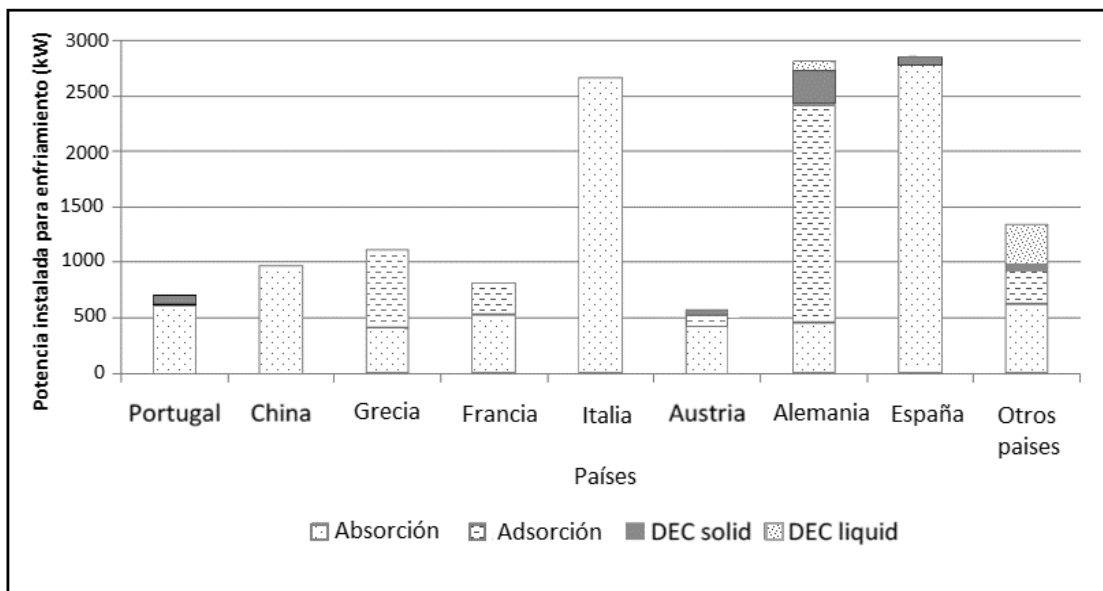


Figura 10. Distribución mundial del potencial de enfriamiento asistido con energía solar 2015. "Otros países incluye: Australia, Bélgica, Dinamarca, Kosovo, México, Países Bajos, Singapur, Sudáfrica, Suiza, Turquía y una instalación en US.

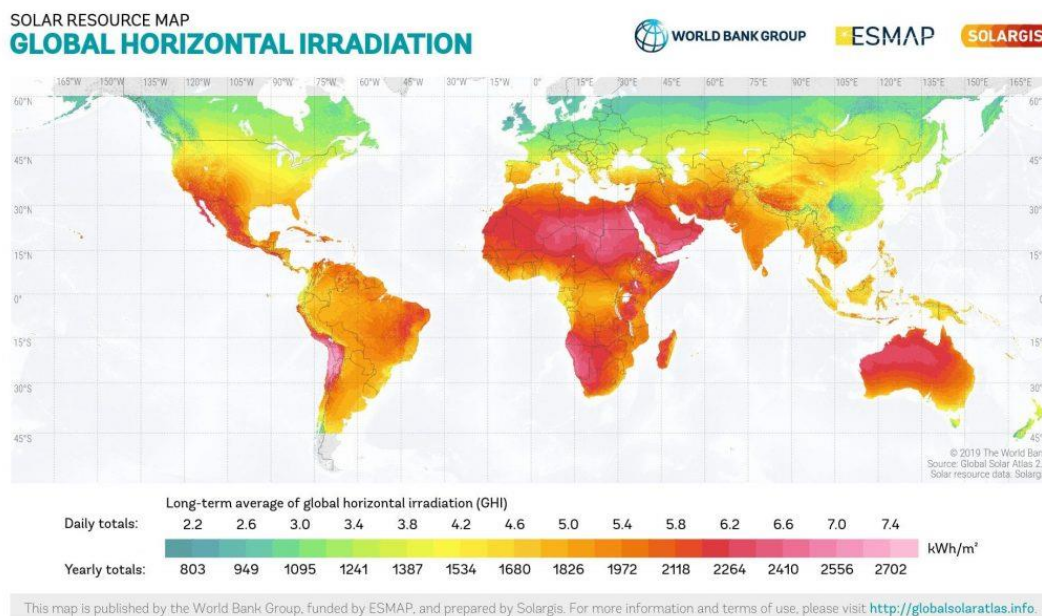
## 2.4 Colectores solares para sistemas de enfriamiento.

Los sistemas de enfriamiento solar incluyen básicamente colectores solares con otros equipos como tanques de agua caliente, conjuntos de bombas, enfriadora, almacenamiento de agua fría, sistemas de control, entre otros componentes.

Los colectores solares son dispositivos diseñados para captar la radiación solar, transformarla en energía térmica y así elevar la temperatura de un fluido. El colector solar más simple posible, consiste en una superficie de color negro con un fluido que circula a su alrededor o por su interior. El fluido se encarga de absorber el calor producido por la radiación del sol para que pueda ser utilizado en alguna aplicación práctica [IDAE, PER 2011-2020].

La correcta elección del tipo de colector depende principalmente de la temperatura de trabajo deseada y de las condiciones climáticas. En el mercado actualmente se dispone de una amplia variedad de colectores solares térmicos y muchos de ellos son aplicables en sistemas de enfriamiento solar y aire acondicionado. No obstante, el tipo apropiado de colector depende de la tecnología de enfriamiento seleccionada y de las condiciones del sitio como, por ejemplo, la disponibilidad de radiación [SOLAIR, 2009].

El Banco Mundial *et al.* proporciona el mapa de irradiación global horizontal como se puede apreciar en la figura 11. En este mapa podemos identificar las regiones con abundante recurso solar que se muestran en color rojo en las cuales se puede ubicar tecnología solar de concentración.



**Figura 11. Mapa de radiación solar global.**  
Fuente: *Global Solar Atlas*, 2022.

El rango de temperaturas requerido en los sistemas de aire acondicionado impulsados por energía solar depende del equipo de refrigeración utilizado como ya se mencionó: 50°C o más en los sistemas abiertos de desecación y refrigeración evaporativa, 65°C o más en las máquinas por adsorción y 85°C o más en las de absorción. Debido a estas diferencias de temperatura, la elección del colector solar más adecuado variará en función del tipo de equipo de refrigeración y además hay que considerar que el rendimiento de los colectores solares disminuye a medida que la temperatura del fluido aumenta o si la radiación disponible disminuye.





Se han desarrollado diferentes tecnologías a fin de lograr mayores rendimientos a temperaturas altas. De éstas, básicamente dos se pueden considerar adecuadas

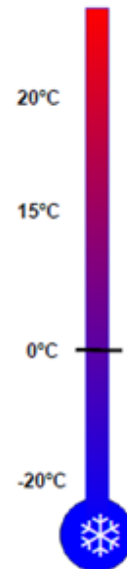
para suministrar energía a la temperatura necesaria en los sistemas cerrados de aire acondicionado impulsados por energía solar:

1. **Colectores estacionarios.** Estos colectores no utilizan ningún mecanismo para seguir la trayectoria del sol. Son capaces de captar calor a baja y media temperatura (cerca de 150°C). Pertenecen a este grupo los colectores planos, los tubos evacuados y los colectores con concentrador cilindro-parabólico compuesto (CPC).
2. **Colectores cilindro-parabólicos.** Estos colectores, con seguidores de un eje, son los mismos que se utilizan en las plantas industriales con procesos de alta temperatura o en las grandes plantas termoeléctricas. Son capaces de alcanzar temperaturas de más de 300°C manteniendo una elevada eficiencia.

La tabla 4 resume algunas características y aplicaciones de los colectores antes mencionados.

Tabla 3. Tecnología de colectores solares y su aplicación para enfriamiento solar.

Colectores solares		Medio de transferencia de calor	Temperatura que alcanza el fluido	Aplicaciones para enfriamiento
De Aire		Aire	40-60°C	Aire acondicionado
De Placa Plana		Agua, Agua-Glicol	70-90°C	Aire acondicionado, losa fría
De Tubos Evacuados		Agua, Agua-Glicol	90-120°C	Aire acondicionado, losa fría
Canal Parabólico/Fresnel		Aceite térmico, Agua	120-250°C	Refrigeración, Aire acondicionado, losa fría



### 2.4.1 Parámetros del rendimiento de un colector solar

De acuerdo con el estudio técnico PER 2012-2020 presentado por la IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía en España), el **rendimiento instantáneo** ( $\eta$ ) de un colector solar se define como la relación entre la energía cedida a la carga (fluido caloportador) y la irradiación solar incidente sobre el área de apertura del captador. Habitualmente, el rendimiento se representa como:

una función de  $\frac{\Delta T}{G_T}$



donde:

$\Delta T$  (K) es la diferencia entre la temperatura promedio del fluido (utilizado para extraer la energía captada) y la temperatura ambiente.

$G_T$  (W/m<sup>2</sup>) es la cantidad de radiación solar incidente disponible en el colector.

Por lo tanto, el rendimiento instantáneo  $\eta$  es representado como:

$$\eta = C_0 - (C_1 + C_2 \Delta T) * \frac{\Delta T}{G_T} \quad (2.3)$$

donde:

$C_0$  es el rendimiento óptico (función de la transmitancia de la cubierta del colector, de la absorptividad del absorbedor y de la reflectividad de los espejos, cuando los haya) (-);

$C_1, C_2$  son los coeficientes de pérdidas lineal y cuadrático; parámetros que caracterizan las pérdidas de calor entre el colector y la atmósfera (incluyen las pérdidas por convección y radiación) (W/K·m<sup>2</sup>) (W/K<sup>2</sup>·m<sup>2</sup>).

En la siguiente figura se muestra el rendimiento de diferentes colectores en función de la diferencia de temperatura entre el ambiente y la temperatura promedio en su interior.

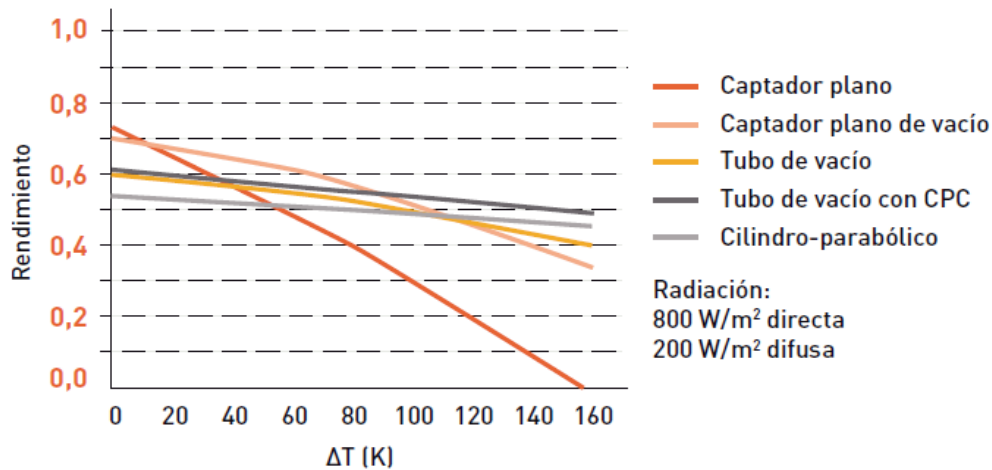


Figura 12. Rendimiento instantáneo de diferentes tipos de colectores.

Para calcular la energía anual acumulada se realiza la siguiente operación:

$$Q_{solar-útil} = \eta * G_T * A \quad (2.4)$$

donde:

H es el rendimiento del captador solar;

A es el área total de captadores solares referida a la superficie de apertura o del absorbedor.

El rendimiento de los captadores solares está estrictamente relacionado con la temperatura de operación del sistema. Para el caso de refrigeración solar vendrá condicionado por la temperatura de operación de la máquina de absorción/adsorción o de regeneración de la rueda desecante. En las siguientes figuras se muestra para diferentes tipos de captadores las curvas de rendimiento y los rangos de operación de las distintas tecnologías de refrigeración solar [IDAE, PER 2011-2020].

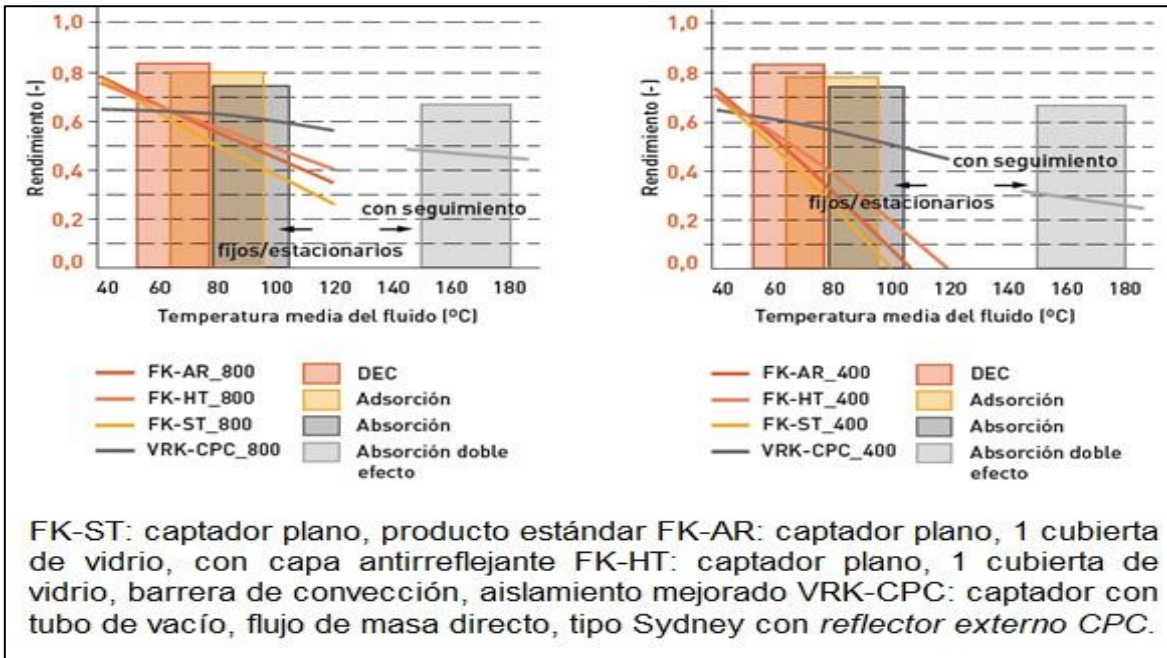


Figura 13. Curvas típicas de eficiencia de captadores estacionarios, calculadas desde parámetros relativos al área de apertura de los captadores. Las curvas están trazadas para temperatura ambiente de 25°C y nivel de irradiancia 800 W/m² (izquierda) así como para 400 W/m² (derecha)

Fuente: Estudio técnico PER 2011-2020 IDAE.

### 2.4.2 Colectores solares planos.

Los colectores solares planos que se emplean en los enfriadores de absorción deben ser de muy alta calidad por lo que en un intento de controlar al máximo las pérdidas, estos colectores incorporan diferentes tecnologías: capa selectiva, aislamiento mejorado, alta seguridad de estancamiento.

La figura 14 muestra los principios de construcción de captadores planos mejorados con pérdidas de calor minimizadas mediante un revestimiento mejorado del aislamiento y una barrera de convección añadida (cinta de teflón). Otros captadores planos han sido mejorados mediante capas antirreflejante o mediante el uso de cubierta de doble acristalamiento para una mayor eliminación de pérdidas de calor.

Estos captadores mejorados son más indicados en sistemas de refrigeración solar que los captadores planos estándar [SOLAIR, 2009].

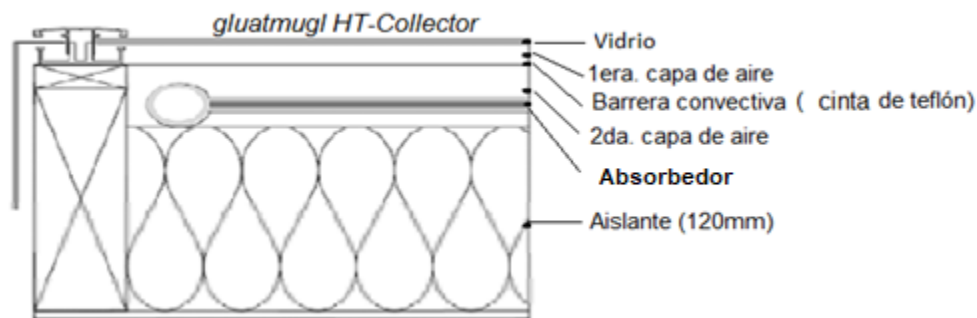


Figura 14. Ejemplo de captador plano con pérdidas de calor minimizadas.  
Fuente: S.O.L.I.D.

### 2.4.3 Colectores solares de aire.

Los **colectores solares de aire** funcionan exactamente igual que los colectores solares planos, pero con la única diferencia de que el fluido caloportador utilizado es el aire y en lugar de bombas se utilizan ventiladores para forzar la circulación.

Las principales ventajas de esta tecnología en comparación con los captadores solares planos de agua son:

- No presentan problemas de congelación en invierno ni de estancamiento en verano.
- Los componentes del sistema son más simples que del sistema hidráulico.
- No hay riesgos de fuga.

Sus principales desventajas son:

- No existen sistemas de acumulación térmica de forma comercial.
- El consumo eléctrico de los ventiladores, a causa de las pérdidas de carga, es mayor que el de las bombas de un sistema solar convencional equivalente.
- El rendimiento de estos colectores es menor al de los colectores planos de agua.

### 2.4.4 Colectores de tubos evacuados.

Estos colectores están formados por hileras de tubos de vidrio conectados en paralelo a una tubería de cabecera. En cada uno de estos tubos se ha realizado el vacío a fin de reducir al máximo las pérdidas de calor. Su geometría tubular es necesaria para soportar la diferencia de presión entre la atmósfera y el vacío del interior. Los colectores de tubos de vacío se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Tubos de flujo directo: el fluido caloportador fluye por el interior del absorbedor.
- Tubos tipo *heat pipe* o caloriducto: la transferencia de calor entre el absorbedor y el fluido caloportador se realiza mediante un fluido de trabajo, siguiendo el principio del *heat-pipe*.

### 1. Colector de tubo de vacío de flujo directo.

Estos colectores consisten en un conjunto de tubos de vidrio. En el interior de cada uno de estos tubos hay una placa plana o curvada de aluminio, que está fijada a un tubo de metal (generalmente cobre) o de vidrio, dependiendo de la configuración. La placa de aluminio está normalmente recubierta con una capa de recubrimiento selectivo tipo Tinox. El fluido caloportador es agua y circula por el interior de los tubos. Existen varios tipos de colectores, según la distribución de sus tubos:

- **Captadores con impulsión-retorno concéntricos (vidrio-metal):** esta solución constructiva tiene la ventaja de la simetría rotacional. Cada uno de los tubos puede girar fácilmente, permitiendo ajustar el ángulo de inclinación de la aleta de absorción, mientras el colector permanece en posición horizontal. (figura 15a)
- **Captadores con impulsión-retorno separados (vidrio-metal):** este diseño presenta menores problemas de permeabilidad que el anterior. El absorbedor puede ser plano o curvo. (figura 15b)
- **Colectores tipo Sydney (vidrio-vidrio):** este colector consiste en dos tubos de cristal concéntricos unidos por el extremo. El tubo interior está recubierto por un absorbedor integrado metálico, normalmente hecho de un material selectivo.

Los dos primeros son muy eficientes a bajas temperaturas de trabajo (aplicaciones con ACS y calefacción), pero pueden sufrir problemas relacionados con la pérdida de vacío. Esto se debe principalmente a que el sellado se realiza entre vidrio y metal. Los tubos vidrio-vidrio, aunque no son tan eficientes como los vidrio-metal, son generalmente más fiables y baratos. Sin embargo, para algunas aplicaciones de refrigeración solar a muy alta temperatura, su rendimiento puede llegar a ser incluso mayor que el de los tubos vidrio-metal. Esto depende de las características técnicas del colector, de la temperatura de trabajo y de la temperatura ambiente.

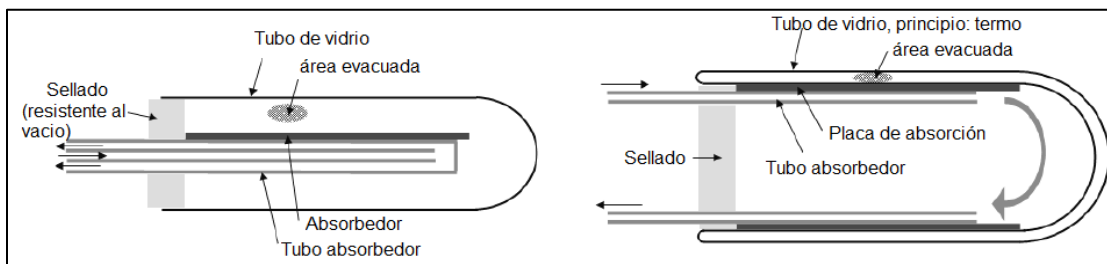


Figura 15 a y b. Captador de tubo de vacío con flujo directo a través del captador. A La izquierda se muestra el principio de construcción 'tradicional', en la derecha se muestra el tipo preferido en la actualidad.

Fuente: Fraunhofer ISE.

Algunos tubos de vacío como el que muestra la figura 16 incluyen reflectores en la parte posterior de los tubos o en su interior. Los reflectores externos incrementan la radiación recibida por el colector al reconducir hacia el absorbedor la radiación que normalmente pasaría entre las hileras de tubos [IDAE, PER 2011-2020].

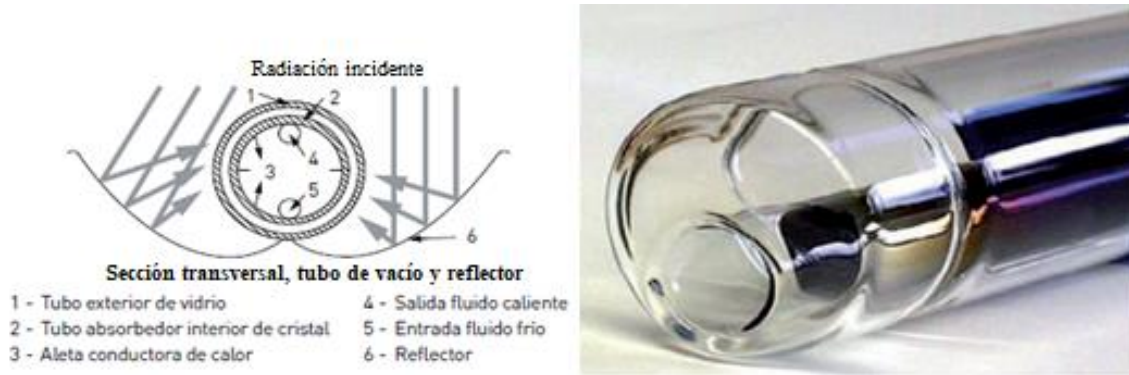
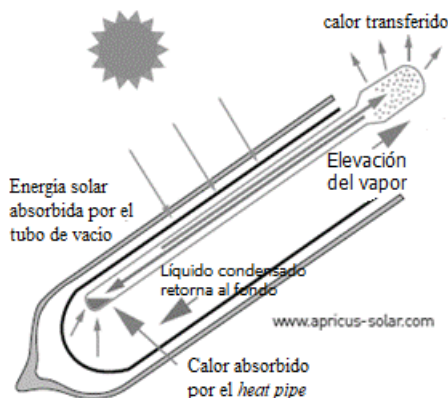


Figura 16. Colector tipo Sydney con reflector CPCP (izquierda). Colector de tubos concéntricos con reflector en el interior del tubo (derecha).  
Fuente: MICROTHERM Energietechnik GmbH y SCHOTT

## 2. Captadores de tubo de vacío *heat pipe*.

Los *heat pipes* están huecos y en su interior se ha realizado el vacío, siendo muy similares a los tubos de flujo directo. En este caso, el objetivo principal de este vacío no es el aislamiento, sino el facilitar el cambio de estado del líquido que hay en su interior. En el interior de cada uno de los tubos hay una pequeña cantidad de agua purificada y algunos aditivos. Gracias a este vacío, el agua es capaz de hervir a bajas temperaturas (típicamente 30°C). Por lo tanto, cuando el *heat pipe* es calentado por encima de los 30°C, el agua se vaporiza.



Este vapor se eleva rápidamente hasta la parte superior del tubo transfiriendo su calor al condensador. A medida que es cedido este calor, el vapor se condensa y regresa en forma de líquido a la parte inferior del tubo, donde el proceso vuelve a comenzar. La Figura 17 ilustra este proceso [IDAE, PER 2011-2020].

Figura 17. Colector de tubo de vacío *heat pipe*.  
Fuente: IDAE, PER 2011-2020

### 2.4.5 Colectores CPC (Concentrador estacionario).

Otra forma de reducir las pérdidas de un colector solar es disminuir el área del absorbedor con respecto del área de captación. Esto es posible gracias a que las pérdidas de calor son proporcionales al área del absorbedor, pero no a la de captación (apertura). Tal concentración se puede obtener mediante el uso de reflectores que, después de una o más reflexiones, fuerzan la radiación incidente dentro de un cierto ángulo (llamado ángulo de aceptación) en la dirección del absorbedor.

La concentración de la radiación se puede realizar mediante una óptica donde la relación entre la concentración y el ángulo de aceptación ( $\theta$ ) sea la máxima físicamente posible. Para una geometría de dos dimensiones, dicha concentración se define como:

$$C_{max} = \frac{1}{\sin(\theta)} \quad (2.5)$$

En los colectores estacionarios  $\theta$ , debe ser grande y por lo tanto la concentración no puede ser muy elevada. De acuerdo a la ecuación (2.5), para un concentrador ideal, si el ángulo de aceptación es igual a  $30^\circ$ , la concentración resultante será 2.

Este tipo de colectores se conocen como concentradores CPC (Concentrador parabólico compuesto) y utilizan una geometría que es una combinación de parábolas macrofocales e involutas [Julio Ch., 2016] para operar en los límites mencionados (ver Figura 18). Sus espejos se fabrican con la forma adecuada para reflejar la radiación incidente sobre el absorbedor.

El gran ángulo de aceptación de estos dispositivos les permite aprovechar tanto la radiación directa como la difusa de la misma forma que un colector solar plano [IDAE, PER 2011-2020].

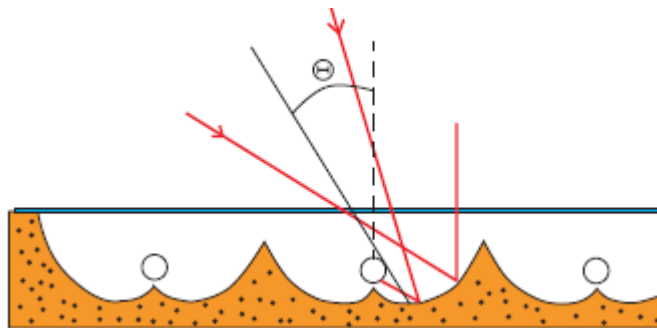


Figura 18. Diseño de un colector CPC con absorbedor tubular sorber.

### 2.4.6 Colectores cilindro-parabólicos

**Los concentradores solares con seguidor** se clasifican en función de cómo realizan el seguimiento del sol:

- Seguidores de un solo eje con foco lineal, que pueden seguir la trayectoria del sol únicamente a lo largo de su ángulo de elevación sobre el horizonte.
- En los seguidores de dos ejes con foco puntual (discos parabólicos, heliostatos y hornos solares) los rayos solares son siempre perpendiculares a la superficie del colector. Los sistemas con un foco puntual son utilizados únicamente en aplicaciones que requieran temperaturas próximas a 400°C.

El seguidor de un eje más característico es conocido como **colector cilindro-parabólico** (PTC). Los colectores cilindro-parabólicos son actualmente la tecnología de generación de calor a temperaturas superiores a 400°C más madura, y se utilizan en las plantas termoeléctricas o en procesos industriales que requieran calor a alta temperatura.

Los colectores cilindro-parabólicos tienen un coeficiente de pérdidas térmicas muy bajo y por esta razón son adecuados para aplicaciones a muy alta temperatura. Aunque no utilizan la radiación difusa, hacen un mayor uso de la directa que un colector estacionario, gracias al uso de seguidor solar [IDAE, PER 2011-2020].

## 2.5 Tecnología de almacenamiento de energía térmica.

Como es conocido, la energía solar es una fuente renovable variable por lo que se requiere de un dispositivo de almacenamiento que acumule el calor transferido desde los colectores solares de modo que se pueda acceder y utilizar cuando se requiere la carga.

Debido a lo anterior se pueden distinguir cuatro tipos principales de tecnología de almacenamiento de energía térmica [ESTTP, 2007]

1. **Sistemas de almacenamiento de calor sensible** que hacen uso de la capacidad calorífica de un material. Cuando el calor es almacenado, la temperatura del material se incrementa. La gran mayoría de los sistemas en el mercado son de este tipo y utilizan agua como almacenamiento de calor y medio de transferencia. El almacenamiento de calor sensible a temperaturas superiores a 100 ° C requiere agua líquida presurizada u otros materiales como el hormigón, sales fundidas, etc. Cuando se utilizan colectores de aire, el calor puede ser almacenado en rocas u otra masa térmica.
2. **Sistemas de almacenamiento de calor latente** utilizan las propiedades de cambio de fase, fusión o evaporación del material. Si el rango de temperatura es pequeño, este tipo de almacenamiento puede ser más compacto que el almacenamiento de calor en agua. La mayoría de las tecnologías de este tipo

que se utilizan actualmente son para baja temperatura en estructuras para mejorar su rendimiento térmico, o en sistemas de almacenamiento en frío.

3. **Sistemas de almacenamiento de calor de sorción** utilizan absorción de vapor de agua por un material de sorción. El material puede ser un sólido (adsorción) o un líquido (absorción). Estas tecnologías aún se encuentran en fase de desarrollo, pero algunos ya están en el mercado. En principio, las densidades de almacenamiento de calor de sorción pueden ser más de cuatro veces a la de almacenamiento de calor sensible en agua.
4. **Sistemas de almacenamiento de calor termoquímicas** acumulan energía por medio de una reacción química. Algunos productos químicos acumulan calor 20 veces más denso que el agua, pero las densidades de almacenamiento más comunes son de ocho a diez veces mayor. Algunos sistemas de almacenamiento termoquímicos se han demostrado. Los materiales actualmente bajo investigación son sales que pueden existir en forma anhidra e hidratada.

## 2.6 El futuro de la refrigeración solar.

Algunos estudios como el del escenario *2DS ETP 2012*, contemplan que debido al desarrollo y despliegue de la refrigeración solar para el 2050, la capacidad de refrigeración solar instalada aumentará para llegar a más de 1000 GWt lo cual asciende a 1.5 EJ de producción de enfriamiento solar anual (Figura 19). La mayor parte del potencial de refrigeración solar se contempla en las regiones de clima cálido.

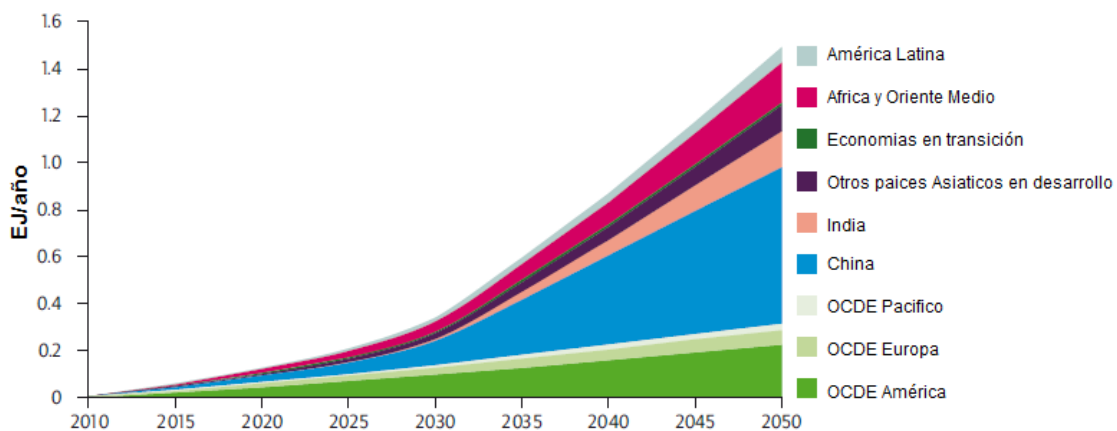


Figura 19. Escenario *2DS ETP 2012* para la refrigeración solar.

A nivel regional, tanto en China como en otros países asiáticos en desarrollo se prevé realicen acciones “solares” que implicaría satisfacer alrededor de 30% las necesidades energéticas de enfriamiento para el 2050. En África y el Oriente Medio la refrigeración solar adicionará un 23% de la energía final total utilizada para enfriamiento en 2050. Algunas otras regiones, como América Latina, parecieran



tener una participación moderada debido al modesto tamaño de sus economías: en esta región la refrigeración solar puede representar casi 16% de la demanda de energía para refrigeración en 2050. Esta elevación se prevé después de 2030, ya que se espera que los costos de la tecnología de refrigeración solar se reduzcan rápidamente, mientras que los costos de la electricidad aumentarán continuamente [OECD/IEA, 2012].

Con esta visión, la demanda final de energía para refrigeración según se observa en la figura 20, aumentará a casi 9 EJ/año para el 2050, contabilizando un 17% del consumo total de energía para refrigeración aportada por la refrigeración solar [OECD/IEA, 2012].

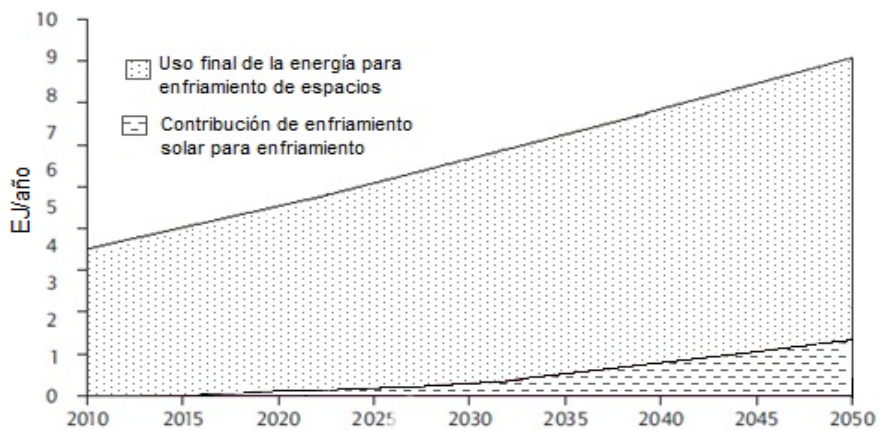


Figura 20. Escenario esperado para la refrigeración solar en relación con el consumo total de energía final destinada a la refrigeración (EJ / año).

Fuente: IEA, 2012.

Las mejoras en los sistemas de refrigeración solar ofrecen el potencial para hacer frente al aumento previsto de la demanda en un gran número de regiones con abundante recurso solar, si bien esta tecnología se encuentra en fase de desarrollo, se tienen grandes desafíos técnicos y económicos que deben ser abordados para permitir su despunte.

Por lo anterior a nivel internacional diferentes instituciones, agencias, etc., se han dado a la tarea de implementar diversas acciones como impulsar la investigación y desarrollo (I&D) de esta tecnología, fomentarla, subsidiarla, eliminar barreras políticas y de mercado etc. Algunos ejemplos de estas son:

*El Programa de refrigeración y calefacción solar (SHC) de la AIE, el cual se estableció en 1977 y tiene más de 35 años de trabajo de colaboración internacional en el campo de la investigación, desarrollo, la demostración y métodos de ensayo en el área de la energía solar térmica y en edificios solares. Los resultados de sus trabajos están disponibles para los investigadores, responsables de la política, la industria, los responsables de servicios públicos, comerciantes, constructores,*

arquitectos y maestros. El programa de SHC de AIE es un programa que consta de 20 países miembros y 5 organizaciones. Su misión es fomentar el conocimiento y aplicación de la calefacción y refrigeración solar a través de la colaboración internacional para cumplir con su visión de alcanzar la meta de cubrir con energía solar térmica un 50% la demanda de calefacción de baja temperatura y enfriamiento para el año 2050.

La Federación Europea de la Industria Solar Térmica (ESTIF) promueve activamente el uso de esta tecnología para calefacción y refrigeración en Europa. Con alrededor de 80 miembros de 17 países europeos, su misión es lograr la aceptación de la energía solar térmica como un elemento clave para la calefacción y refrigeración sostenible en Europa con efecto inmediato por lo que trabajan en todas las medidas necesarias para lograr potencializar el uso de la energía solar térmica.

El consorcio SOLAIR el cual consta de 13 socios de Austria, Francia, Alemania, Grecia, Italia, Países Bajos, Portugal, España y Eslovenia cuyo objetivo es promover y fortalecer el uso de sistemas solares de aire acondicionado de pequeña y mediana escala enfocados al sector comercial y residencial, combinando además la calefacción y obtención de agua caliente doméstica, así como resolver los principales obstáculos del mercado, como son la falta de información, limitados conocimientos técnicos entre otros.

*SolarNext AG* es una empresa filial del Grupo alemán Hightex fundada en 2006. Los principales negocios de esta filial son los sistemas fotovoltaicos y sistemas de refrigeración solar térmica integrados a construcciones. Es decir, combina ambas tecnologías y las integra al desarrollo arquitectónico de edificaciones sustentables.

Otro grupo alemán es la *Asociación Green Chiller* para el enfriamiento por absorción formada en marzo de 2009 para promover y desarrollar el mercado solar térmico y de refrigeración. Esta asociación representa cerca del 60% de los fabricantes europeos de refrigeradores de adsorción en el rango de capacidad de pequeña y mediana escala. En general impulsa una fuerte presión para crear conciencia del uso de esta tecnología a nivel político, en la industria, el comercio y el público. Entre sus objetivos se tienen la promoción y desarrollo del mercado solar térmico creando bases para el financiamiento de estos sistemas y de refrigeración en Europa, demostrar diferentes aplicaciones, desarrollar herramientas de diseño para los planificadores y arquitectos, la estandarización de sistemas refrigeración solar y enfriamiento térmico.

Y así podemos citar un sin número de asociaciones, empresas y consorcios públicos y privados dedicados a la investigación, desarrollo, aplicación y promoción de esta tecnología unificando fuerzas ante los desafíos que enfrenta esta nueva tecnología relativamente inexplorada.

Podemos también mencionar algunas aplicaciones de la refrigeración solar por absorción citando en especial el COP solar alcanzado por estos sistemas.

Syed et al. estudiaron un sistema de enfriamiento solar para casas típicas españolas en Madrid usando un campo de colectores de placa plana de 49.9 m<sup>2</sup> y una máquina de absorción con una mezcla H<sub>2</sub>O/LiBr de 35 kW el sistema funcionó dentro de los rangos de temperatura de generación y absorción de 57–67 °C y 32–36 °C, respectivamente. Las COP máximas instantáneas, medias diarias y medias del período medidas fueron de 0.60, 0.42 y 0.34, respectivamente

Lizarte et al. introdujeron un enfriador de simple efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr enfriado directamente por aire que utilizaba un innovador absorbedor de hoja de ventilador plano adiabático. El sistema se utilizó para climatizar un 40 m<sup>2</sup> de espacio durante el verano en Madrid. Para el período de prueba, la eficiencia media del colector, el COP del sistema y el COP solar fueron 0.27, 0.53 y 0.062, respectivamente.

Staicovici realizó un sistema intermitente de absorción solar de una sola etapa para la preservación de peces. Informó que a temperaturas de generación y condensación de 80 y 24.3 °C, respectivamente, se podría lograr un COP térmico de 0.25-0.30.

Pilatowski *et al.* propusieron un sistema de refrigeración por absorción monometilamina/H<sub>2</sub>O impulsado por colectores de tubos evacuados junto con un sistema de calefacción auxiliar convencional para el enfriamiento de la leche en las regiones rurales de México. Los resultados indicaron que es posible obtener temperaturas de evaporación de -5 a 10 °C con bajas temperatura en el generador de 60 a 80 °C, temperaturas de condensación de 25 °C y valores de COP de 0.15 a 0.7.

## **CAPÍTULO 3: Zona de estudio, datos del clima y climatización de la vivienda.**

Haciendo referencia del capítulo 1, donde se menciona la importancia que ha cobrado el uso de SESA y su aplicación principal en grandes edificios, se plantea conveniente extrapolarlo al uso de viviendas localizadas en las zonas costeras de México que presentan un clima caluroso.

### **3.1 Zona costera de estudio.**

México presenta una gran variedad de climas por lo que se establece una regionalización que permite identificar las zonas con características similares. Para poder seleccionar la zona costera representativa del clima costero mexicano, se hará referencia a la división presentada en la guía *Diseño de áreas verdes en desarrollos habitacionales* [Conafovi, 2006], la cual presenta siete regiones ecológicas en el país como se aprecia en la figura 21.

De acuerdo con datos del INEGI México, posee 11,122 kilómetros de costas, de los cuales 7,828 km corresponden al litoral del Pacífico y 3,394 al del Golfo de México y Mar Caribe<sup>1</sup> es decir, son 17 los estados que cuentan con zona costera distribuidos de acuerdo el mapa de la figura 21.

La mayoría de la región costera se localiza entre los climas cálido seco y cálido húmedo; un menor porcentaje en la región desérticas (Baja California, Sonora) y la región seco estepario (Tamaulipas) del norte de México.

El Servicio Meteorológico Nacional (SMN) cuenta con alrededor de 190 *Estaciones Meteorológicas Automáticas* (EMA) a lo largo del territorio mexicano, de donde se obtuvo la información climática registrada por intervalos de 10 minutos de cerca de 10 años.

Para procesar los datos climáticos se siguió una metodología propia que posteriormente fue comparada con datos proporcionados por el software *Meteonorm*. De esa gran base de datos, sólo se consideraron las variables climatológicas requeridas por el software para generar los archivos correspondientes a un año meteorológico típico (TMY) como son la temperatura promedio del aire ( $T_m$  en °C), la humedad relativa promedio (Rh en %), la densidad de flujo de energía (RH también llamada irradiación en  $W/m^2$ ) y dirección del viento.

*Meteonorm*, es un producto de la empresa *Meteotest* en Berna, Suiza. La última versión es la 6.0 y contiene un banco de datos climáticos de 7,756 estaciones en todo el mundo. A través de los algoritmos de cálculo incluidos en el programa se pueden generar valores horarios de la radiación global, de la temperatura y de otros parámetros meteorológicos.

---

<sup>1</sup> Según INEGI 2007. No incluye la superficie insular

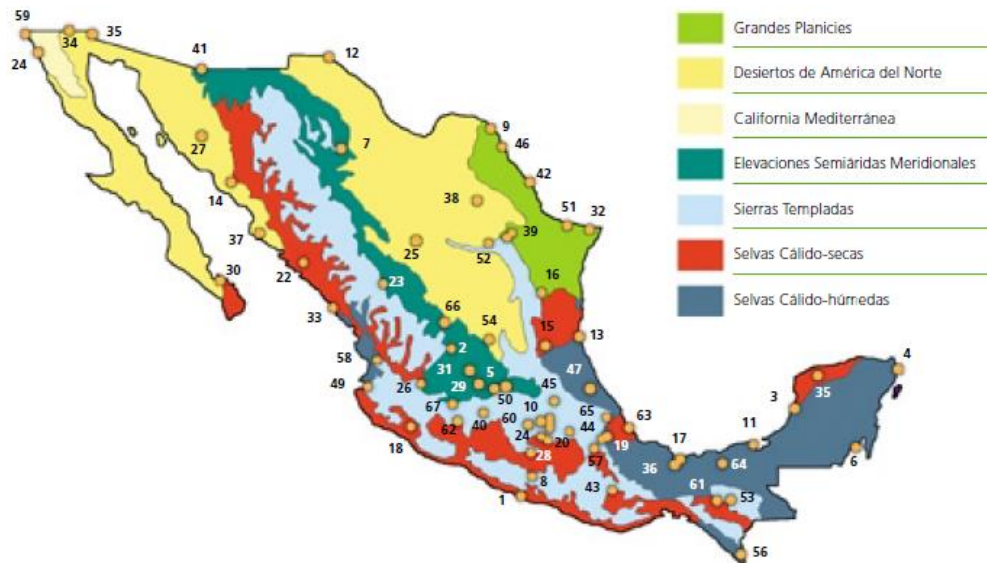


Figura 21. Regiones ecológicas de la república mexicana.

Fuente: Guía CONAFOVI Uso eficiente de la energía en la vivienda, 2006

En Meteonorm el usuario puede importar datos propios o interpolar datos para cualquier punto del mundo a partir de las estaciones cercanas que tengan datos. Meteonorm permite editar datos del lugar como el nombre, altitud, latitud, longitud, huso horario, entre otros y las unidades en las que se desea obtener la radiación en  $W/m^2$  o en  $kWh/m^2$ .

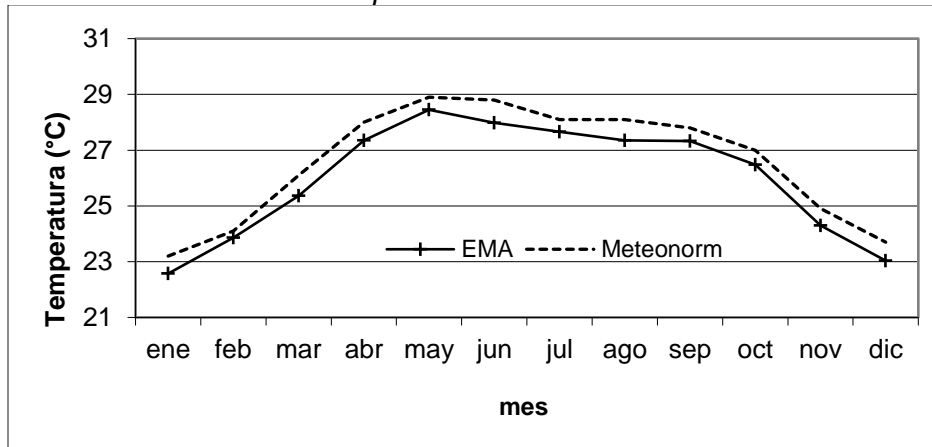
Una vez ordenados y procesados los datos de irradiancia de 10 años leídos cada 10 minutos, se obtuvieron los promedios mensuales de cada EMA y cada variable meteorológica que se introducen o se pueden importar hacia Meteonorm mediante un archivo creado en el block de notas. A continuación, se selecciona el formato de salida de los valores horarios en nuestro caso es el TMY2 y finalmente se graban para generar el archivo TMY e incorporarlo a la base de datos meteorológicos (*Weather*) de TRNSYS para poderlos llamar desde los elementos de *Simulation Studio* que requieran un *External File* del tipo *Weather data file*.

### 3.2 Resultados del Tratamiento de Datos Meteorológicos.

Para llevar a cabo la simulación se eligió una ciudad representativa del clima más predominante de la zona a estudiar. Del lado del Golfo de México como se aprecia en la figura 21, predomina el clima cálido-húmedo y se tienen datos climatológicos de la estación [SMN, 2010] de la Ciudad de Campeche y Cancún. Del lado del Pacífico predomina el clima cálido seco a lo largo de la costa y se tienen datos climatológicos de la Ciudad de Acapulco y Salina Cruz. Dada esta información se seleccionó una ciudad representativa de cada clima predominante de la costa mexicana. Para el clima cálido húmedo se optó por la Cd. de Campeche, para el clima cálido seco se eligió la Cd. de Acapulco y para el clima desértico a la Cd. de La Paz.

Los datos de las variables climáticas reportadas por la EMA de la Cd. de Campeche y tratados con metodología adoptada fueron comparados con los que Meteonorm proporciona. Se compararon 3 variables climáticas como se aprecia en las siguientes gráficas. La gráfica 1, presenta la temperatura media ( $T_m$ ) donde el porcentaje de desviación entre los datos de la EMA y los de Meteonorm es del 2.2% y se aprecia la tendencia muy similar entre las curvas de temperatura media mensual a lo largo del año.

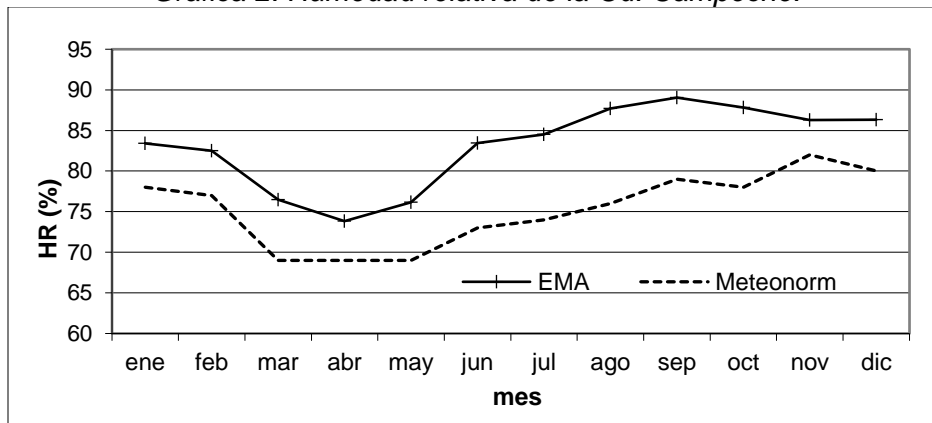
Gráfica 1. Temperatura promedio del aire para Cd. Campeche (SMN) y datos arrojados por Meteonorm.



Fuente: Elaboración propia con datos acumulados de 10 años de temperatura del aire para Cd. Campeche (SMN) y datos arrojados por Meteonorm.

Para el parámetro de humedad relativa (HR), la EMA registra valores superiores que los que da Meteonorm y la desviación promedio entre los datos es de 11.50% aproximadamente, pero con tendencia similar (gráfica 2).

Gráfica 2. Humedad relativa de la Cd. Campeche.

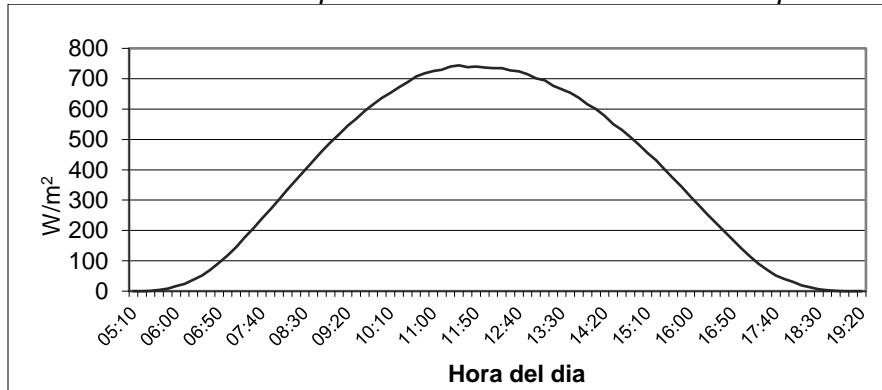


Fuente: Elaboración propia con datos acumulados de 10 años de humedad relativa para Cd. Campeche (SMN) y datos arrojados por Meteonorm.

De los datos de irradiancia ( $W/m^2$ ) se obtuvieron los de irradiación o radiación ( $Wh/m^2$  o  $kWh/m^2$ ) mensual y anual para cada EMA, sólo se consideraron los datos desde la salida hasta la puesta de sol porque únicamente en este intervalo se tiene

área bajo la curva. Los valores negativos registrados por las EMAs se reemplazaron por ceros incluyendo los datos faltantes detectados al hacer las matrices que posteriormente, se calcularon con la ecuación de ajuste de la curva por series de Fourier obteniendo curvas como la de la gráfica 3 que muestra el comportamiento de la irradiancia horaria para el mes de enero en Cd. de Campeche desde que sale el sol hasta la puesta, dando un total de 13 horas por mes. Como se puede observar la máxima irradiancia se presenta durante las horas del mediodía.

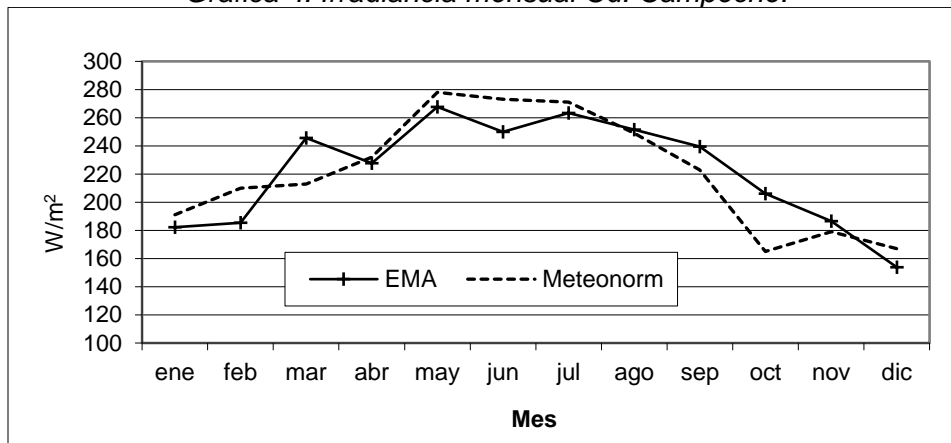
Gráfica 3. Irradiancia promedio horaria de la Cd. de Campeche.



Fuente: Elaboración propia con datos acumulados de 10 años de irradiancia para Cd. Campeche con datos del SMN.

Con respecto a la radiación solar mensual, los datos proporcionados por Meteonorm y los procesados del SMN que son las irradiancias promedio horarias por mes considerando 13 horas por día (horas que la EMA tiene registro), se puede observar que hay 3 puntos con variaciones considerables entre los datos de la EMA y los de Meteonorm quizá por la interpolación que hace el software entre 3 estaciones meteorológicas que tiene registradas para México en su base de datos, esto se aprecia en la gráfica 4.

Gráfica 4. Irradiancia mensual Cd. Campeche.



Fuente: Elaboración propia con datos acumulados de 10 años de irradiancia global para Cd. Campeche (SMN) y datos arrojados por Meteonorm.

Para Acapulco, Guerrero y La Paz, Baja California se aplicó la misma metodología dando resultados muy similares de desviación de los datos de las EMA's del SMN con respecto a los de Meteoronorm aunque para la Cd. De la Paz el parámetro de humedad relativa solamente se desvía en un 5.2%.

Como se aprecia en las gráficas 3 y 4 se dispone de altos niveles de radiación solar a lo largo de todo el año principalmente de mayo a julio por lo que estaría garantizado el recurso solar para su aprovechamiento empleando tecnología de colectores solares térmicos como los de placa plana o de tubos evacuados principalmente, para cubrir parte de los requerimientos energéticos de los SESA durante los periodos en los que se presenta la mayor demanda de aire acondicionado.

### 3.3 El consumo energético del sector residencial en México.

De acuerdo con el Balance Nacional de Energía de 2019 [SENER, 2020] el sector residencial presentó una disminución en el consumo de energía respecto a 2018 (958.97 PJ), totalizando 952.59 PJ de consumo de los que 232.15 PJ fueron de electricidad lo que represento una variación porcentual de 6.52%.

Los tres factores principales que afectan el consumo de energía en el sector residencial son: (1) el crecimiento de la población y del número de hogares, (2) la penetración de equipos que consumen energía y (3) el consumo de energía de los equipos. Los equipos que representan el mayor consumo de energía en el hogar son: estufas, calentadores de agua, refrigeradores y equipos de acondicionamiento de aire tipo cuarto. Estos cuatro productos representan el 70% del consumo en el sector residencial en México. La figura 22 muestra la distribución de los usos finales de la energía en el sector residencial en 2015.

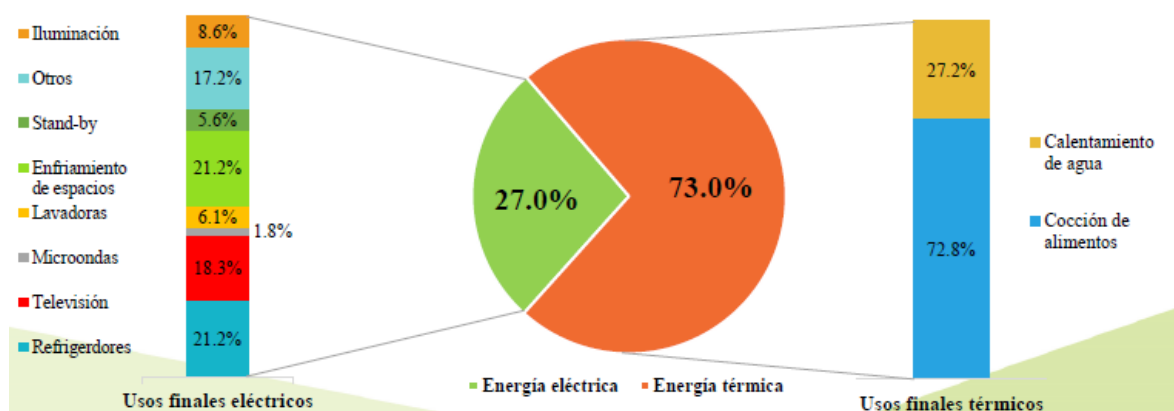


Figura 22. Desglose de consumo energético por hogar en México, 2015.

Fuente: CONUEE/CEPAL, 2015.



En cuanto a la participación de los usos finales eléctricos, el consumo eléctrico para enfriamiento de espacios tiene mayor peso específico en las regiones cálida extrema y tropical del país. En el 2015 se estima que estas regiones destinaron 36,6% y 21,1% de su consumo eléctrico, respectivamente a esta necesidad y que, al cierre de 2015, un 14.3% de los hogares mexicanos posee al menos un equipo de aire acondicionado como se aprecia en la figura 23 de la evolución de la tasa de saturación de los principales equipos consumidores de energía en el hogar durante tres periodos de evaluación.

No obstante, no se tiene un conocimiento a detalle de este fenómeno por regiones y por niveles de ingreso y se enfrenta una limitada disponibilidad de información sobre este tema por lo que la CONUEE en colaboración con GIZ (2016) se dieron a la tarea de realizar un "Estudio de Caracterización del Uso de Aire Acondicionado" especialmente dirigido a la vivienda de interés social en México que es el sector que aquí nos interesa.

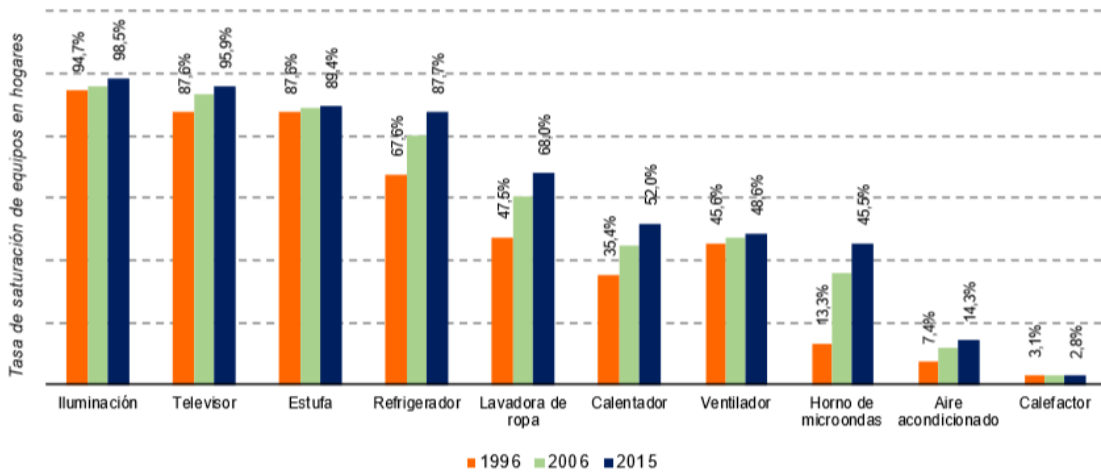


Figura 23. Evolución de la tasa de saturación de los principales equipos consumidores de energía en el hogar, 1996, 2006 y 2015. Fuente: [CONUE/CEPAL, 2015].

Este estudio destaca la importancia de la penetración de los equipos de climatización en el sector vivienda de interés social (vivienda caracterizada como tipo económica) la cual representa el 76% de las viviendas del país, con 23 millones al 2012, esto, debido al impacto que tendría el uso de equipos de aire acondicionado (EAA) en el consumo energético del sector. En la figura 24 se presenta la probabilidad de viviendas con penetración de EAA y el porcentaje respecto al nacional, clasificado por zona climática y grupo de ingresos, de donde se destaca la importancia de la vivienda de interés social debido a que los grupos con ingresos menores a 7 VSMM aportan el 57% de las viviendas con EAA y el grupo con ingresos menores a 11 VSMM representan 73% de las viviendas con EAA en el país. [CONUEE/GIZ, 2016].

También se menciona que las políticas de asignación de créditos para este sector, la zona climática y la tarifa eléctrica influyen en la probabilidad de que una vivienda cuente con EAA. Adicionalmente presenta una prospectiva del número de viviendas probables con EAA considerando la zona climática, la tarifa eléctrica y los ingresos por vivienda entre otros factores para cuatro escenarios.

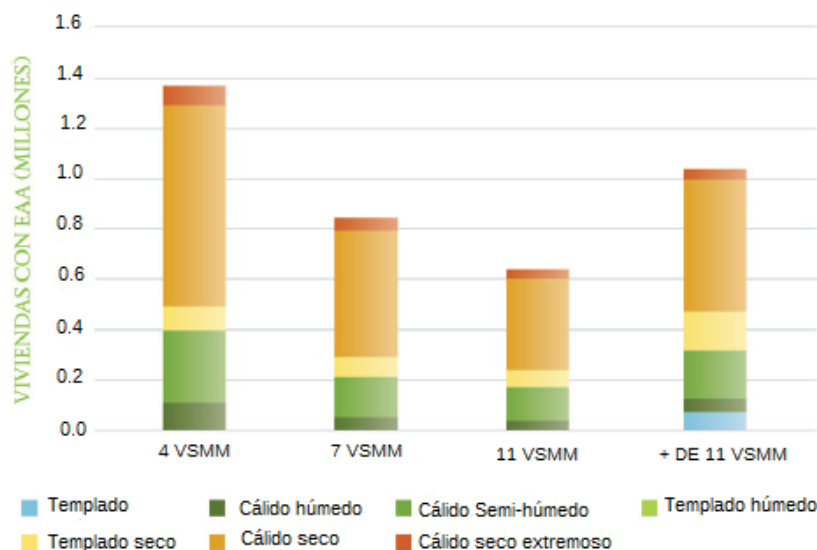


Figura 24. Probabilidad de viviendas con penetración de EAA y el porcentaje respecto al nacional, clasificado por zona climática y grupo de ingresos.

Fuente: CONUEE, GIZ. 2016.

Tabla 4. Probabilidad de que una vivienda de interés social cuente con EAA.

Zona climática	Probabilidad de que una vivienda cuente con EAA en función del financiamiento para su construcción o adquisición	
	Sin financiamiento	Con financiamiento
Cálido húmedo	0.44	0.43
Cálido seco	0.59	0.69
Cálido seco extremo	0.69	0.85
Cálido semi-húmedo	0.49	0.63
Semifrío-seco	0.01	0.01
Templado	0.17	0.15

Fuente: CONUEE/GIZ. 2016.

Otro estudio realizado por CONAVI y GIZ denominado *Mercado de Vivienda Existente en México* al analizar las variaciones del consumo de energía eléctrica por región bioclimática y sus efectos por el uso de equipos de climatización de acuerdo con las clasificaciones que establecen las tarifas de CFE. El consumo de energía de los usuarios en equipos de climatización, en particular los de las tarifas 1C a 1F, los cuales representan el 38% de la población, su consumo en la época del verano se incrementa desde un 33% hasta un 326%, respectivamente. Esta situación presenta un fuerte impacto en la economía familiar.

La tabla 5 presenta el consumo energético por uso de equipos de climatización de la vivienda de interés social y media por tarifa eléctrica, así como por tipología de vivienda.

*Tabla 5. Consumo energético por tipología de vivienda de interés social y media con uso de equipos para climatización y por tarifa de CFE 100 kW y 150 kW.*

Tarifa	Aislada		Adosada		Vertical	
	100 kW	150 kW	100 kW	150 kW	100 kW	150 kW
1	99.997	151.021	99.961	150.98	99.826	150.85
1 <sup>a</sup>	107.497	161.521	107.461	161.965	107.326	161.95
1B	133.717	200.521	133.681	200.485	133.546	200.35
1C	194.317	292.74	194.281	291.985	194.146	293.35
1D	243.817	350.101	234.781	350.353	234.646	349.354
1E	288.397	480.21	288.361	431.065	288.226	430.15
1F	425.977	641.821	425.941	640.165	425.806	640.69

Fuente: CONAVI/GIZ, 2012.

El estudio realizado por CONAVI recomienda implementar acciones que reduzcan este consumo de tal manera que las condiciones de confort en la vivienda no se vean desfavorecidas. En este sentido, las acciones que se recomienda son en dos direcciones; en primer lugar, llevar a cabo un estudio minucioso de las mejoras a las edificaciones, con objeto de reducir las ganancias térmicas por la envolvente, ya sea a través de la orientación o la forma arquitectónica de la vivienda, así como el uso de materiales con características aislantes; y en segundo lugar, promover el uso de equipos eficientes para climatización, con los cuales podrían alcanzarse ahorros superiores al 40% en el consumo de energía. En esta vertiente es en donde los sistemas de climatización solar pueden tener importante penetración al ofrecer las condiciones de confort en la vivienda con tecnología limpia y diversificando las fuentes de energía.

### **3.4 El confort térmico.**

Los elementos del clima son tomados como base para estimar el confort térmico, el cual, desde el punto de vista fisiológico, es el estado de equilibrio expresado por el balance térmico. Se entiende por balance térmico la pérdida o ganancia de energía del cuerpo humano causada por el proceso químico del metabolismo y el proceso fisiológico de termorregulación en respuesta a los elementos externos del clima: radiación, temperatura, humedad y movimiento del aire, como elementos principales, además del intercambio térmico que se efectúa entre la persona y el espacio donde realiza sus actividades [Critchfield, 1974].

Otro concepto de confort térmico es el “estado mental o cognitivo que expresa satisfacción con el ambiente térmico” (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2004). El ambiente térmico puede ser descrito como “las características ambientales que afectan al intercambio de calor entre el cuerpo humano y su ambiente” [Van Hoof et al., 2010].

El confort térmico se define en la Norma ISO 7730 como " Esa condición de la mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico". Esta definición está aceptada ampliamente, pero es difícil su traducción en parámetros físicos cuantificables. Básicamente y en términos generales, la persona califica un ambiente confortable, si no se presenta algún tipo de incomodidad térmica. La primera condición de confort es la neutralidad térmica, lo que significa que la persona no se siente demasiado calurosa ni demasiado fría.

### 3.4.1 Parámetros ambientales del confort térmico.

Al valorar el clima interior térmico, hay que tener en cuenta que la persona no siente la temperatura del espacio, esta siente la pérdida de energía del cuerpo. Los parámetros que deben medirse son aquellos que afectan la pérdida de energía.

**1. Temperatura del aire (Ta):** También llamada temperatura seca o temperatura de bulbo seco. Este parámetro ambiental se refiere al aire que se encuentra alrededor del cuerpo y su valor indica en forma general el estado térmico del aire a la sombra. Este es uno de los factores principales que incide en el flujo de calor entre el cuerpo y el ambiente. De acuerdo con algunos especialistas, para estimación de la sensación de calor y frío que pueden percibir las personas, los valores de la temperatura del aire y de la humedad relativa permiten establecer con cierta fiabilidad la zona en la cual la mayor parte de las personas se encontrarán confortables.

**2. Humedad relativa (HR):** De acuerdo con ASHRAE, la HR es la relación de la fracción mol del vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol del vapor de agua presente en el aire saturado, a la misma temperatura y presión.

La humedad también varía la sensación térmica. R.G. Stedman (USA) desarrolló el parámetro **sensación térmica** como efecto combinado del calor y la humedad, a partir de estudios sobre la fisiología humana y sobre la transferencia de calor entre el cuerpo, la vestimenta y el entorno. Cuando la humedad es elevada, el valor de la sensación térmica excede al de la temperatura del aire. En este caso la sensación térmica cuantifica la dificultad que el organismo encuentra para disipar el calor producido por el metabolismo interno y la incomodidad asociada con una humedad excesiva. Si la humedad es baja, la sensación térmica es menor que la temperatura del aire. En este caso el parámetro mide el aumento de la sensación de bienestar, producido por un mayor enfriamiento de la piel debido a la mayor evaporación de la transpiración favorecida por la baja humedad del aire.

Se ha estimado que la humedad relativa debe rondar entre el 30 y 70% para temperaturas entre los 15 y los 30°C. Autores como Serra (1995) recomiendan valores de temperatura de aire y humedad según la estación. Por ejemplo, para interiores de viviendas establece una temperatura de verano entre 25 y 27°C con una HR entre 50 y 55% y para invierno la temperatura propuesta es de 16 a 18°C en dormitorios, 18 a 20°C en las salas de estar, 15 a 18°C en la cocina y 20 a 22°C en los baños, en estos casos no habla de humedad [Godoy, A. 2012].

**3. Temperatura radiante ( $T_{mr}$ ):** En espacios cerrados puede ser un parámetro determinante, ya que influye directamente en el nivel de la temperatura sensible. Esta es entendida como la temperatura media de un espacio en el cual un pequeño cuerpo esférico y negro tendría el mismo intercambio de radiación que la situación real.

**4. Velocidad del aire ( $V$ ):** se refiere a la velocidad a la que el aire se mueve. Este parámetro ambiental afecta la velocidad de la pérdida de calor del cuerpo por convección; velocidad que, a su vez, varía dependiendo de la velocidad del aire. Por ello se tiene una relación de velocidad de aire y de sensación térmica como se indican en la tabla 6 de acuerdo con Olgyay (1998).

*Tabla 6. Relación velocidad del aire y percepción.*

Velocidad del aire	Sensación
Menos de 15-18 km/h (4-5 m/s)	No se percibe
De 18-30 km/h (5-8 m/s)	Agradable
De 30 a 60 km/h (8-16 m/s)	Agradable con acentuada percepción
De 60 a 90 km/h (16-25 m/s)	Corriente de aire desde soportable a molesta
Más de 90 km/h (más de 25 m/s)	No soportable

La velocidad del aire juega un papel importante ya que este se puede aprovechar para favorecer la ventilación de los espacios, puede ayudar a reducir la humedad, refrescar o calentar el ambiente.

Para mantener la calidad del aire dentro de los diferentes espacios se debe realizar una renovación del aire equivalente. La ventilación o renovación de aire consiste en reemplazar gradualmente el aire viciado o contaminado de un lugar, por aire nuevo, fresco. Para ello los dormitorios, las salas de estar y comedores deben de disponer de aberturas de admisión, así como las cocinas, baños, etc., de aberturas de extracción.

La tabla 7 proporciona los caudales mínimos de ventilación por área de estar de acuerdo con el Código Técnico de la edificación en su apartado HS-3 [Vinkesteyn, J. & Zamora J.]

*Tabla 7. Caudales de ventilación del HS-3 del Código Técnico de la Edificación.*

Estancia	l/s	m <sup>3</sup> /h	
Dormitorios	5	18	Por ocupante
Sala y comedor	3	10.8	Por ocupante
Cuarto de aseo y baños	15	54	Por local
Cocina	2	7.2	Por m <sup>2</sup> útil (1)
	50	180	Por local (2)
Zonas comunes	0.7	2.52	Por m <sup>2</sup> útil
Estacionamiento y garajes	120	432	Por plaza
Almacén de residuos	10	36	Por m <sup>2</sup> útil

La conjunción de estos tres parámetros temperatura, humedad y ventilación son esenciales ya que esto pueden provocar en las personas, diferentes sensaciones térmicas.

### 3.4.2 Factores de confort térmico.

Algunos de los principales factores de confort térmico a considerar son:

1. **Metabolismo (M):** El cuerpo humano produce un flujo continuo de energía. Es una máquina biológica capaz de producir calor al desarrollar cualquier actividad muscular, al transformar los alimentos o cuando se produce alguna reacción química. El metabolismo suele medirse en **Met.**, de donde se dice que 1Met = 58 W/m<sup>2</sup> de superficie corporal o 58 J/s·m<sup>2</sup>. Es decir, que para el desarrollo de una actividad se produce una cantidad de energía total, de donde, un 75 u 80% se disipa en forma de calor. De acuerdo con esto, el cuerpo desarrolla dos tipos de metabolismo, basal y muscular.

Especialistas como La Roche y otros, clasifican el metabolismo en tres tipos: el basal, donde la cantidad de energía producida es solo la requerida para el mantenimiento de la vida vegetativa (aproximadamente 81.41 J/s). El metabolismo de reposo es el valor mínimo producido por el cuerpo humano al estar inactivo mental y físicamente (cerca de 104.67 J/s) y el de trabajo o muscular referido a la energía generada al desarrollar cualquier esfuerzo o trabajo.

En el año de 1994, la Norma ISO-7730 presenta en tablas los valores de la producción de calor según el nivel de actividad que se muestran en la tabla 8.

Tabla 8. Producción metabólica de calor según actividad.

Actividades	Producción metabólica de calor (W/m <sup>2</sup> )
Acostado en posición de descanso	46
Sentado en reposo	58
Actividad sedentaria (trabajo de oficina)	70
Actividad ligera de pie (industria ligera)	93
Actividad media de pie) trabajo doméstico)	116
Caminando a 2 km/h	110
Caminando a 3 km/h	140
Caminando a 4 km/h	185

Kvisgaard (2000), desarrolló una tabla donde se especifican algunas actividades concretas y los valores metabólicos en Met y en W/m<sup>2</sup> de superficie (ver tabla 9).

2. **La ropa:** es otra de las variables que inciden en el equilibrio térmico de las personas. Esta puede incrementar o disminuir la sensación térmica ya que esta repercute en el grado de convección, conducción, evaporación y radiación de calor desde el individuo hacia su alrededor, o al revés, dependiendo de las condiciones ambientales. De acuerdo con las características de los tejidos y la cantidad de ropa, el cuerpo estará más o menos aislado y, por tanto, habrá una mayor o menor transferencia de calor entre el cuerpo y el exterior.

Tabla 9. Valores de metabolismo de acuerdo con el tipo de actividad.

Niveles metabólicos	W/m <sup>2</sup>	Met
Acostado	46	0.8
Sentado relajado	58	1.0
De pie, relajado	70	1.2
Actividad sedentaria: oficina, vivienda, escuela	70	1.2
Trabajo doméstico: afeitarse, bañarse, vestirse	100	1.7
De pie, actividad media: vendedor, trabajo doméstico	116	2.0
De pie, lavando platos	145	2.5
Trabajo doméstico: cortando césped	170	2.9
Trabajo doméstico: lavando a mano y planchando (120-200 w/m <sup>2</sup> )	170	2.9

Fuente: Kvisgaard, Bjom, 2000, En: <http://www.innova.dk/books/thermal>

Gagge, Burton y Gazatt, en 1941, formularon una clasificación del nivel de arropamiento (Clo), tomando en cuenta la resistencia térmica de la ropa y del grado de conductividad. Así mismo la norma ISO-7730 del año 2005 expresa la siguiente valoración del vestido a tomar en cuenta en el cálculo del confort térmico (ver tabla 10).

Tabla 10. Valoración del vestido según el nivel de arropamiento y resistencia de la ropa.

Tipo de vestido	I <sub>cl</sub> (clo)	I <sub>cl</sub> (m <sup>2</sup> °C/w)
Desnudo	0	0
En pantalones cortos	0.1	0.016
Vestimenta tropical en exteriores: camisa abierta con mangas cortas, pantalones cortos, calcetines y sandalias	0.3	0.047
Ropa ligera de verano: camisa ligera de mangas cortas, pantalones largos, calcetines y zapatos.	0.5	0.078
Ropa de trabajo: camiseta, camisa con mangas largas, pantalones de vestir, calcetines y zapatos	0.8	0.124
Ropa de invierno y de trabajo en interiores: camiseta, camisa manga larga, calcetines de lana y zapatos	1.0	0.155
Vestimenta completa y de trabajo en interiores: camiseta y camisa de manga larga, chaleco, corbata, pantalones de lana, calcetines de lana y zapatos.	1.5	0.233

### 3.5 Modelo de confort térmico para la vivienda de las zonas costeras de México.

Desde los estudios desarrollados por Fanger (1960-1970) a la actualidad, existen diversos modelos y formas de estandarizar el confort térmico, brindando mejores respuestas a las necesidades del ser humano en función a su ambiente térmico interior a fin de mejorar su calidad de vida y el rendimiento de sus tareas. Los modelos del confort térmico en espacios interiores han dado lugar a la obtención de múltiples estándares y normas internacionales de referencia que delimitan los rangos térmicos aceptables según las características particulares de los estudios [ASHRAE-55, 1992, 2004; ISO-7730, 1994, 2006; ISSO-74, 2004, 2014]. En este trabajo se propone utilizar el **Modelo Estándar o "Steady-State"**.

### 3.5.1 Modelo Estándar o “Steady-State”.

Fanger (1970) predice la sensación térmica de un grupo de personas en un espacio físico de cámara climática y su respectivo porcentaje de insatisfacción con el ambiente térmico, datos que se expresan en los índices PMV, “Predicted Mean Vote” (voto de confort) y el PPD, “Predicted Percentage of Dissatisfied” (porcentaje de insatisfechos). El PMV es calculado a través de seis variables: metabolismo, aislamiento de la ropa, temperatura del aire interior, temperatura radiante media interior, velocidad y humedad del aire interior. El método PMV-PPD es la base de los estándares ISO 7730 y ASHRAE 55 (ISO 7730, 1994; ASHRAE 55, 1992) usados actualmente en la práctica. El estándar ASHRAE 55-92 define una escala subjetiva (voto de sensación térmica) de 7 puntos a partir de la cual se puede cuantificar el PMV (ver Figura 25).

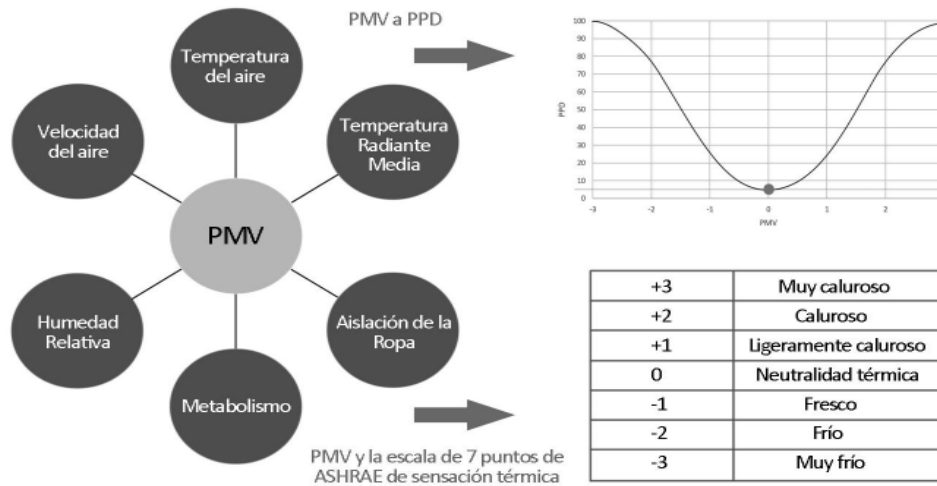


Figura 25. Parámetros de entrada del PMV, su relación con el PPD y la escala de 7 Puntos de ASHRAE 55-92.

Fuente: Van Hoof et al, 2010.

El modelo estándar desarrollado por Fanger define un mínimo de 5% de disconformidad posible a una **temperatura de neutralidad** (0 en la escala de 7 puntos de PMV) de 25.6 °C. Mientras la temperatura operativa se hace variar entre 18.9 y 32.2°C, los demás parámetros físicos del ambiente que afectan el confort térmico (humedad y velocidad del aire) y parámetros físicos y fisiológicos de las personas (aislación de la ropa y niveles de actividad) permanecen constantes [Arballo, B. et al 2016].

La ecuación de Fanger para determinar el porcentaje de insatisfechos (PPD) es la siguiente.

$$PPD = 100 - 95 * e^{-(0.03353*PMV^4+0.2179*PMV^2)} \quad (2.1)$$

Donde:



*PPD = Predicción del Porcentaje de Insatisfechos; (%)*

*PMV= Predicción Media de Voto*

La **temperatura de neutralidad** se determina a partir de los "**Modelos de Confort Simple**" los cuales se basan en la temperatura seca del aire para establecer las condiciones ambientales óptimas en un sitio determinado.

El objetivo de estos modelos es establecer una temperatura a la cual la mayoría de las personas, en un sitio particular, se sentirían razonablemente cómodas. Esa temperatura de confort se calcula a partir de la temperatura exterior promedio del sitio, ya sea en intervalos mensuales o anuales. Las fórmulas empleadas en los cálculos se derivan de investigaciones estadísticas sobre la relación entre la sensación de confort de las personas y las condiciones ambientales en el exterior y el interior de los edificios. Debido a que se presentan diferencias importantes en la forma en que las personas se ven afectadas por las condiciones ambientales, la temperatura de confort calculada mediante los índices simples se suele extender hacia arriba y hacia abajo para establecer lo que se conoce **como zona de confort** la cual define un rango de temperaturas en que la mayoría de las personas de manera previsible, se sentirían cómodas. Algunos autores recomiendan establecer la zona de confort a partir de rangos de  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  respecto a la temperatura de confort calculada, cuando se emplea la temperatura promedio anual del sitio, y de  $\pm 1.75^{\circ}\text{C}$  cuando se emplean promedios mensuales. Sin embargo, otros autores como S. Szokolay, proponen rangos de  $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$  y otros más hasta  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ . En todo caso esos límites pueden ser bastante subjetivos y su uso dependerá del nivel de flexibilidad que se desea asumir.

Entre los modelos de confort simples se encuentran el de neutralidad térmica y el de confort adaptable. Este último, suele incluir tres situaciones básicas: edificios en modo pasivo, edificios en modo mecánico y edificios con funcionamiento desconocido o variable.

### 3.5.1.1 Modelo de neutralidad térmica

El modelo de neutralidad térmica ( $T_n$ ), también conocido como termopreferéndum, se basa en una fórmula de uso genérico propuesta por Auliciems & de Dear, la cual relaciona la sensación de confort con la temperatura exterior de bulbo seco de la siguiente manera:

$$T_n = 17.6 + (0.31 * T_m) \quad (2.2)$$

donde:

$T_n$  = temperatura neutra ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_m$  = temperatura promedio mensual ( $^{\circ}\text{C}$ )

Además de que Auliciems, (1981) establece que el rango de confort en un espacio naturalmente ventilado puede variar respecto a la temperatura neutra en  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  para usuarios con actividad ligera, por lo que la zona de confort se define como:

$$Z_c = T_n \pm 2 \tag{2.3}$$

donde:

$Z_c$  = Zona de confort

Usando la temperatura promedio mensual ( $T_{med}$ ) de cada zona costera a estudiar y las ecuaciones 2 y 3 se calculó la temperatura de confort y los límites de confort superior ( $Z_{L-sup}$ ) e inferior ( $Z_{L-inf}$ ) en este caso considerando un rango de  $\pm 2^\circ\text{C}$  respecto a las temperaturas de confort como lo muestra en las figuras 26, 27 y 28 que se generaron para Cd. Campeche, Acapulco y La Paz respectivamente.

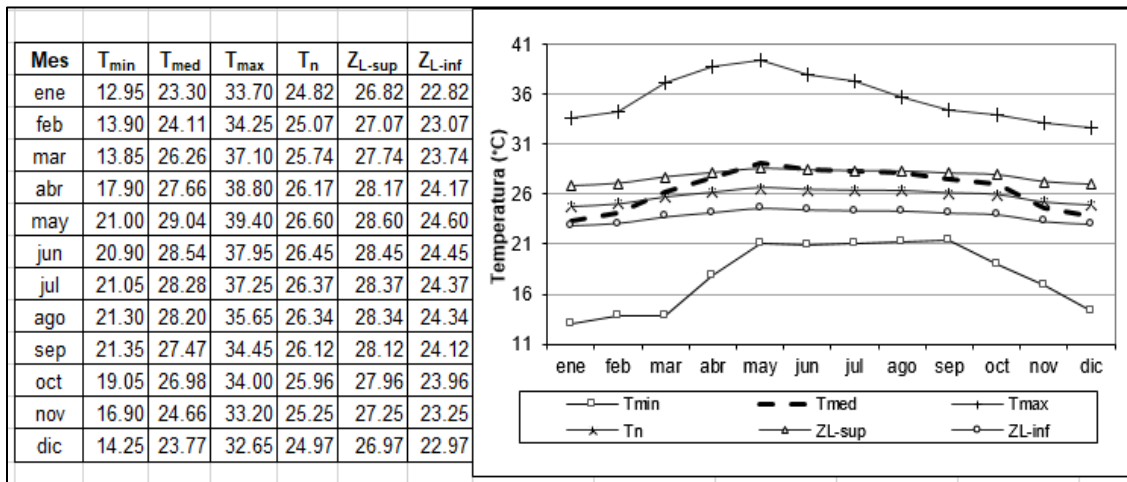


Figura 26. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de Campeche, Campeche.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos climatológicos del SMN y de la Ec. 1 y 2

De la tabla de la figura 26 se puede apreciar que en Campeche la temperatura ambiente promedio, sobrepasa la temperatura de confort ( $T_n=26^\circ\text{C}$ ), en al menos 8 meses del año. Los registros máximos se dan en los meses de marzo a julio. En mayo se presentan  $T_{max}$  que sobrepasan los  $39^\circ\text{C}$ . El periodo frío está comprendido de los meses de enero a febrero y de noviembre a diciembre registrándose temperaturas mínimas ( $T_{min}$ ) de hasta  $7^\circ\text{C}$ .

En Acapulco podemos observar que las temperaturas promedio se encuentran por encima de la neutralidad térmica en todo el año, por lo que se prevé consumos constantes de aire acondicionado además las temperaturas máximas son constantes a lo largo del año. Para la ciudad de La Paz los meses más cálidos van de abril hasta mediados de agosto y se registran temperaturas máximas de hasta  $40^\circ\text{C}$ .

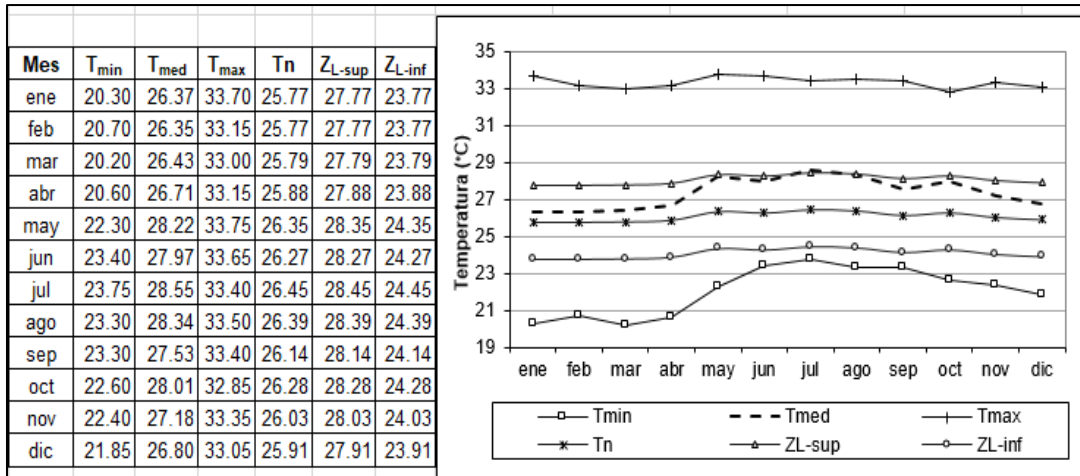


Figura 27. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de Acapulco, Guerrero.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos climatológicos del SMN

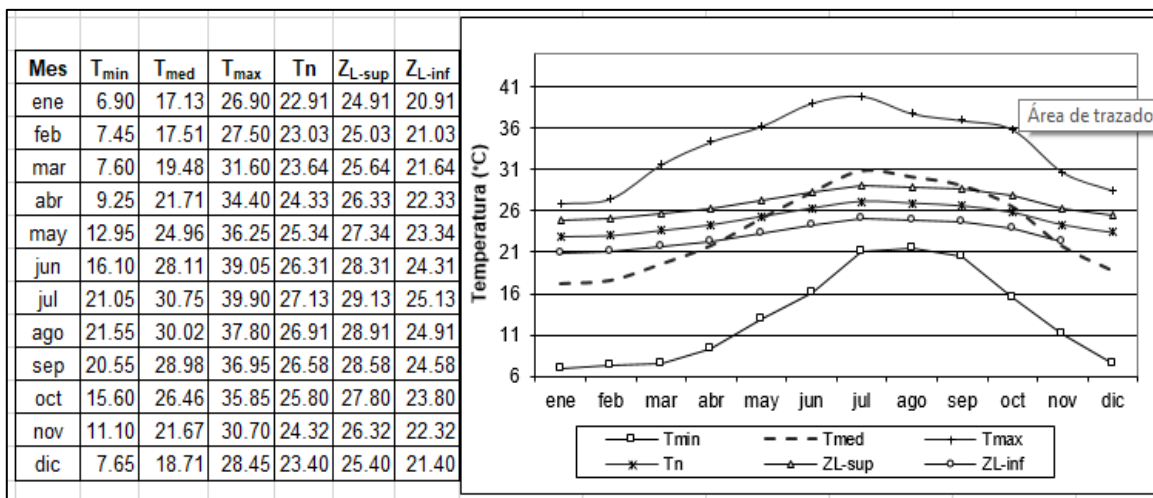


Figura 28. Temperaturas neutras y zona de confort con temperatura máxima y mínima en Cd. de La Paz, Baja California Sur.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos climatológicos del SMN

Se observa que el modelo de neutralidad térmica tiende a generar rangos de confort bastante estrechos lo que hace a este modelo adecuado para edificios climatizados en modo mecánico más que para los edificios climatizados en modo pasivo. Finalmente, de los cálculos anteriores se puede determinar que la T<sub>n</sub> anual promedio para Cd de Campeche es de 25.82°C, para Acapulco de 26.09°C y 26°C para La Paz en temporada cálida. Entonces las T<sub>n</sub> que se utilizarán para la simulación en cada una de estas ciudades son 26 °C ±2 para Campeche, Acapulco y para La Paz es de 25 °C ±2.

Otros datos climáticos de interés para el estudio son la humedad relativa y la radiación solar de los sitios de interés que a continuación se exponen. La tabla 11 presenta la humedad relativa de las tres zonas a estudiar. Se observan humedades relativas altas durante todo el año en Acapulco y la Cd. de Campeche lo que implica implementar sistemas de aire acondicionado con deshumidificación para incrementar las pérdidas de calor por evaporación del cuerpo humano, exceptuando las zonas costeras cálido-secas en donde se puede emplear enfriamiento evaporativo directo o indirecto.

Tabla 11. Humedad relativa media de tres ciudades, periodo 1981-2000.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago.	Sep.	Oct	Nov	Dic	Anual
Acapulco, Gro	74	73	72	74	74	75	76	76	78	77	75	75	75
La Paz, BCS	66	60	58	55	55	54	58	61	63	63	64	66	60
Campeche, Camp	74	71	68	66	64	68	74	76	78	77	77	75	72

Fuente: Servicio Meteorológico Nacional, CONAGUA.

Por otro lado, la mayor parte de México cuenta con una radiación solar de gran utilidad, considerada una de las mejores del mundo. Es importante tener conocimiento de la disponibilidad de radiación solar en este tipo de proyectos donde será la fuente de energía térmica. La gráfica de la figura 29 presenta la irradiación global diaria promedio mensual de las tres zonas de estudio donde se puede ver que la mayor parte del año esta irradiación es mayor a 5 kWh/m<sup>2</sup>.

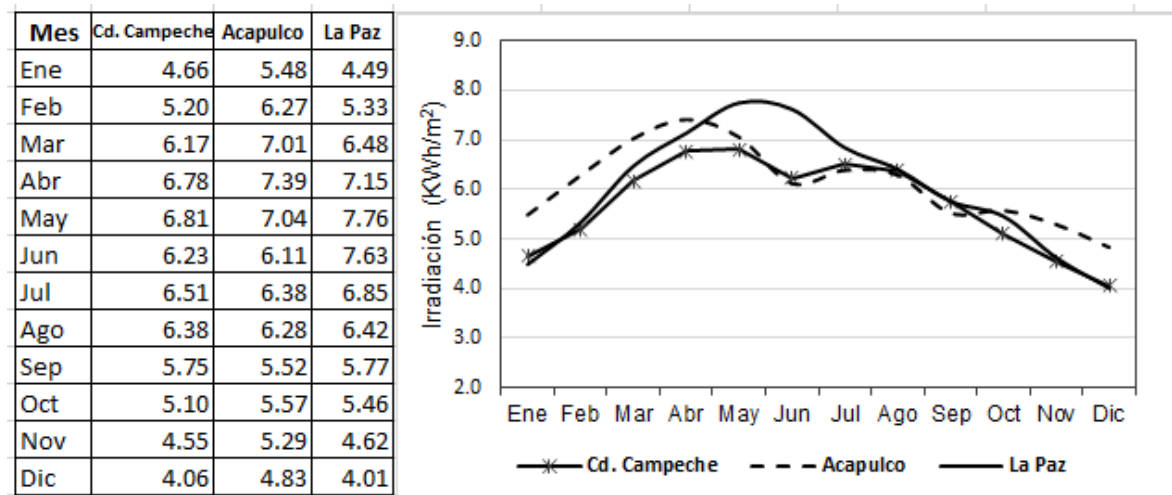


Figura 29. Irradiación global diaria promedio mensual de la Cd. Campeche, Acapulco y La Paz.

Fuente: Elaboración propia con datos de HELIOGIS México.

### **3.6 Modelado térmico de la vivienda.**

Con el objeto de modelar el comportamiento térmico del edificio objeto de estudio se realizó la simulación en TRNSYS 17 utilizando el modelo multi-zona de análisis térmico (TYPE 56 de TRNSYS), así como el procesador TRNBuilding, que permite la descripción de las características constructivas y de funcionamiento del edificio estudiado.

Para la región cálida húmeda se seleccionó la tipología de vivienda dúplex para construir el escenario base. Se optó por el modelo Sisal del prototipo del conjunto Prado Norte de la constructora SADASI localizado en Av. Yaxche esq. Av. Chetumal SN 256, Cancún Quintana Roo. Este modelo de vivienda se extrapola a los demás puntos costeros a analizar. Se simularon 4 viviendas dúplex como primera instancia.

#### **Descripción de la vivienda**

**Vivienda dúplex:** que comparte una losa de entrepiso, hasta dos niveles. Conjunto de dos pisos superpuestos y unidos por una escalera interior.

#### **Características**

- 1 Fachada principal orientada al sur
- 2 Construcción de 40m<sup>2</sup> en cada nivel, está compuesta de una recámara, un baño, cocina, sala-comedor y cuarto de lavado.
- 3 Comparte losa de entrepiso de concreto armado (modelado como una superficie adiabática)
- 4 El módulo de vivienda dúplex simulado como caso base presenta un muro oeste sin colindancia a otra vivienda y sin protección solar
- 5 Fachadas principales hacia el sur, fachada posterior hacia el norte y colinda con el siguiente módulo de vivienda hacia el este
- 6 Se modelan 4 viviendas (dos de la planta baja y dos de la planta alta) como zonas térmicas independientes que comparten el muro del cuarto de lavado como se aprecia en el plano de la figura 30.



Figura 30. Plano conjunto habitacional (2 viviendas en planta baja y 2 en planta alta) tipo dúplex del modelo SISAL de la constructora SADASI.

### Descripción de la envolvente

Los materiales constructivos son elementos clave que definirán el comportamiento térmico del edificio, la relación de las diferentes zonas entre ellas mismas y con el exterior, el acceso a la radiación solar, la inercia del edificio y otros aspectos.

A continuación, se describen de forma resumida los cerramientos de tipo opaco (fachadas, techos, pisos, etc.) y los cerramientos de tipo transparente característicos del edificio a simular. El software de simulación dinámica modela los cerramientos mediante conjuntos de capas de diversos materiales de adentro hacia afuera.

Las características térmicas de los materiales para la vivienda de interés social se obtuvieron de la información suministrada por la constructora SADASI a GIZ tomada de la sección denominada “Descripción de la envolvente”.

La principal característica de los cerramientos opacos es el valor del coeficiente global de transferencia de calor ( $k$ ), el cual se especifica en la tabla 12. El coeficiente global de transferencia de calor de cada cerramiento se calculó de acuerdo con la metodología propuesta por la NOM-020-ENER-2011. Los valores de conductividad térmica ( $\lambda$ ) fueron también tomados del apéndice “D” de esta norma.

Las características térmicas de los materiales para la vivienda de interés social se obtuvieron de la información suministrada por la constructora SADASI a GIZ tomada de la sección denominada “Descripción de la envolvente”.

Las ventanas son de vidrio claro de 2 mm, cancel de aluminio natural de 1.5 in con una transmisión solar total (SHGC) de 0.88. También se fijó una altura de muros de 2.50 m de acuerdo con el Reglamento de Construcción para el Distrito Federal.

Tabla 12. Descripción de la envolvente casa Duplex modelo Sisal constructora SADASI.

Superficie	Material	Espesor	$\lambda^a$		$\rho$	$k^e$
		(m)	W/mK	KJ/h-m-K	kg/m <sup>3</sup>	W/m <sup>2</sup> -K
Muros (de dentro hacia afuera)	yeso <sup>b</sup>	0.02	0.372	1.3392	800	2.47
	concreto armado <sup>b</sup>	0.1	1.74	6.264	2300	
	perlita mineral <sup>c</sup>	0.005	0.16	0.5761	1050	
Techo	Yeso	0.02	0.16	0.5761	800	2.24
	concreto armado	0.02	0.372	1.3392	2300	
	impermeabilizante <sup>d</sup>	0.0015	0.039	0.1404	515	
Ventanas	vidrio sencillo <sup>b</sup>	0.003	0.93	3.348	2200	6.23

a. Conductividad térmica

b. La  $\lambda$  fue tomada de la NOM-020-ENER-2011

c. Tomada del Certificado No. SMJ-017-003/10 de ONNCCE a TERMOLITA, S.A. de C.V.

d. Tomada del Certificado No. SMJ-017-001/10 de ONNCCE a Aísla Coat, S de R.L.MI.

e. Calculada de acuerdo con la NOM-020-ENER-2011

Se debe tener en cuenta que el comportamiento térmico puede variar no sólo en el ciclo día noche sino también en ciclos secuenciales, como una serie de días nublados, soleados, ciclos estacionales y hasta anuales. Es imprescindible asociar a los elementos arquitectónicos específicamente su envolvente con una inercia térmica y con ganancias instantáneas, que permitan una regulación adecuada de la energía. De este modo, el problema de dosificación entre capacidad térmica total y superficie total de captación está directamente relacionada con las características del clima.

Se consideran cargas interiores de la vivienda como número de ocupantes, horas de uso de equipos, luminarias cuyos datos son necesarios para establecer las ganancias de calor internas por equipos y luminarias, los patrones de uso y el número de habitantes se asignaron de acuerdo con el estudio de GIZ "Determinación de Tipología y Levantamiento de Información Básica- Viviendas financiadas por INFONAVIT".

- Número de ocupantes por vivienda: Dos adultos y dos niños
- Vestimenta (CLO) en invierno: 1.0, verano: 0.5
- Cargas internas por iluminación (para todas las habitaciones): 5 W/m<sup>2</sup>
- Cargas internas por equipos en dormitorios: 5 W/m<sup>2</sup>
- Cargas internas por equipos en sala-comedor (incluye la cocina): 5 W/m<sup>2</sup>

Para efectos de la simulación se generaron horarios de ocupación asumiendo usos diferentes entre semana y días de descanso.

También se calcularon las ganancias por conducción de los cerramientos opacos y transparentes para un conjunto habitacional y se extrapolan al siguiente conjunto. La tabla 13 presenta los resultados obtenidos de las ganancias de calor por conducción a través de la componente con orientación  $i$  usando la siguiente ecuación tomada de la norma NOM-020-ENER-2011.

Nota: un conjunto habitacional está conformado por 4 viviendas independientes dos de estas, localizadas en la planta baja y dos en la planta alta

$$\phi_{rci} = \sum_{j=1}^n [K_j * A_{ij} * (t_{ei} - t)] \quad (4)$$

donde:

- $\phi_{rc}$  es la ganancia de calor por conducción a través de la envolvente del edificio
- $j$  son las diferentes partes de la componente de la envolvente del edificio
- $k_j$  coeficiente global de transferencia de calor de la envolvente  $j$  del edificio en  $W/m^2K$
- $A_{ij}$  es el área de cada parte de la envolvente  $j$ , con orientación  $i$ , en  $m^2$
- $t_{et}$  temperatura equivalente promedio, para la orientación  $i$ , determinado según la tabla1 del Apéndice A de la NOM-020-ENER-2011
- $t$  temperatura interior del edificio para uso habitacional determinada según la tabla1 del Apéndice A de la NOM-020-ENER-2011

Tabla 13. Ganancias de calor por conducción en la envolvente de un conjunto habitacional.

Cerramiento	k(W/m <sup>2</sup> -K)	A (m <sup>2</sup> )	f	t <sub>et</sub> (°C)	t (°C)	CSA1	CSA2	CSA3	CSA4
						Φ <sub>rc</sub> (W)			
Techo	3.40	40	1	31	25	814.83	814.83	814.83	814.83
Muro norte	2.47	12.33	0.97	31		177.89	152.87	177.89	152.87
Ventana norte	6.23	0.32	0.03	27		0.10	1.47	0.10	1.47
Muro Este	2.47	20.25	0.94	35		469.43	499.56	644.50	644.50
Ventana Este	6.23	1.3	0.06	29		1.95	0.00	0.00	0.00
Muro Sur	2.47	10.13	0.8	33		160.10	132.91	203.01	132.91
Ventana Sur	6.23	2.52	0.2	29		12.51	23.04	10.62	23.04
Muro Oeste	2.47	26.13	1	33		515.60	515.60	375.54	399.65
Ventana Oeste	6.23	0	0	29		0.00	0.00	1.95	0.00

Las ganancias de calor por radiación solar a través de cada una de las partes no opacas con orientación  $i$ , se calcula utilizando la siguiente ecuación y se presentan en la tabla 14:

$$\phi_{rsi} = \sum_{i=1}^5 [Ar_i * CSr_i * FG_i] \quad (5)$$

donde:

- $\phi_{rsi}$  ganancia de calor por radiación solar a través de la parte transparente de la envolvente del edificio con orientación  $i$ , en W.



- $Ar_i$  área de la parte transparente de la envolvente con orientación  $i$ , en  $m^2$   
 $CSr_i$  coeficiente de sombreado del vidrio empleado en el edificio con orientación  $i$ .  
 $FG_j$  ganancia de calor solar por orientación, determinada según la tabla 1 del Apéndice A de la NOM-020-ENER-2011, en  $W/m^2$ .

Tabla 14. Ganancias de calor por radiación solar a través de las ventanas de un conjunto habitacional.

					CSA1	CSA2	CSA3	CSA4
Cerramientos	CS	Área (m <sup>2</sup> )	f	FG (W/m <sup>2</sup> )	Φ <sub>rs</sub> (W)			
Ventana norte	0.86	0.32	0.02530	95	0.66	34.61	2.38	34.61
Ventana Este		1.3	0.06032	152	10.25	0.00	0.00	0.00
Ventana Sur		2.52	0.19921	119	51.38	340.65	157.02	340.65
Ventana Oeste		0	0	133	0.00	0.00	32.29	0.00

También, se dan los principales parámetros considerados para el modelo térmico.

- Meteorología

Los datos meteorológicos utilizados en las simulaciones provienen de los TMY generados en este caso se hace uso del TMY de la Cd. De Campeche, Acapulco y La Paz.

- Infiltración

Para cuantificar la tasa de infiltraciones de aire existen diversos indicadores, pero uno de los más usados internacionalmente es la tasa de cambio del volumen de aire de una vivienda por unidad de tiempo (hora) a una diferencia de presión de referencia. Tal que las infiltraciones se expresan en 1/h o ach (cambios de aire por hora).

Estas infiltraciones de aire se realizan de forma constante debido a la permeabilidad de los cerramientos opacos, aberturas no deseadas y porosidad de los cerramientos. La temperatura del aire de renovación por infiltración es la temperatura ambiente lo que implica pérdida de calor que conlleva el aire que se mueve desde el interior hacia el exterior a través de la envolvente. Este movimiento de aire también puede transportar humedad y producir condensaciones intersticiales.

El ensayo que se utiliza para medir el nivel de infiltración de aire se conoce como "Blower Door Test" y es ejecutado bajo normas internacionales (ej. ASTM E779). La Escuela de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica de Chile a través de la unidad de Ingeniería Integral en Construcción Sustentable (IICoS), ha efectuado mediciones de infiltraciones a casas y departamentos empleando este ensayo las cuales han mostrado que [Vera S, *et al* 2012]:

- Las viviendas sociales de departamentos construidas con muros de hormigón armado o albañilería de ladrillos presentan niveles de infiltración de aire de entre 3.5 a 5 ach a 4 Pa (6.0 a 10 ach a 50 Pa).
- Las viviendas sociales de departamentos construidas con paneles de estructura de perfiles de acero liviano y revestimientos exteriores e interiores de placas de OSB y/o fibrocemento y yeso-cartón presentan niveles de infiltración de aire de entre 9 a 11 ach a 4 Pa (25 a 30 ach a 50 Pa).
- Las viviendas de estándar medio-alto con muros de la envolvente en albañilería de ladrillos presentan niveles de infiltración de aire de entre 0.7 a 0.9 ach a 4 Pa (2.5 a 4.0 ach a 50 Pa).

El valor de la tasa de infiltración que se emplea en la simulación es de 5 ach.

#### - Ventilación

La ventilación es función de la ocupación e independiente de la tasa de infiltración. La ventilación de un espacio puede ser natural o mecánica. Diversas normativas han venido en establecer que la ventilación necesaria para proporcionar un ambiente higiénico a los ocupantes de un espacio cerrado es del orden de los 8 litros por segundo por persona como mínimo o bien por superficie de las distintas estancias (1.5 l/m<sup>2</sup>). La temperatura del aire de ventilación es la temperatura ambiente, al igual que para la humedad relativa del aire.

Del modelado térmico de la vivienda y su simulación se determinó que dependiendo de su localización presenta variaciones en la demanda térmica de enfriamiento (de acuerdo con los límites de confort calculados  $T_{n\pm 2}$ ). La tabla 15 resume las toneladas de enfriamiento promedio y máximas anuales requeridas para mantener confortables un conjunto de 4 viviendas dúplex por entidad a estudiar.

Tabla 15. Toneladas de refrigeración requeridas para el conjunto de 4 viviendas.

CALOR POR RETIRAR (TR)	V1	V2	V3	V4	TOTAL	V1	V2	V3	V4	TOTAL
	<b>CAMPECHE (<math>T_n = 26\text{C}</math>)</b>						<b>CAMPECHE (<math>Z_{Lmax} = 28\text{C}</math>)</b>			
PROMEDIO	0.84	0.99	0.84	0.90	3.58	0.69	0.82	0.69	0.73	2.93
MÁXIMO	2.12	2.65	2.10	2.46	9.33	1.90	2.35	1.87	2.18	8.29
<b>ACAPULCO (<math>T_n = 26\text{C}</math>)</b>						<b>ACAPULCO (<math>Z_{Lmax} = 28\text{C}</math>)</b>				
PROMEDIO	0.87	1.00	0.87	0.90	3.65	0.67	0.75	0.67	0.67	2.76
MÁXIMO	1.82	2.35	1.84	2.04	8.05	1.59	2.05	1.62	1.75	7.01
<b>LA PAZ (<math>T_n = 25\text{C}</math>)</b>						<b>LA PAZ (<math>Z_{Lmax} = 27\text{C}</math>)</b>				
PROMEDIO	0.94	1.15	0.93	1.04	4.06	0.81	0.98	0.81	0.88	3.48
MÁXIMO	2.49	3.12	2.46	2.90	10.96	2.26	2.81	2.24	2.61	9.92

Para obtener la información de la tabla 16 se usó la opción de enfriamiento de TRNBuild del Type 56 de TRNSYS que se empleó sólo para tener una idea de la demanda de enfriamiento requerido por el espacio a climatizar a lo largo del año, pero se puede seleccionar un periodo de estudio que puede ser los meses en los que se presenta mayor demanda de aire acondicionado. De esta tabla también se puede ver como dependiendo de la posición de la vivienda unas demandan mayor enfriamiento que otras. Por ejemplo, la vivienda número 2 que se encuentra en la

planta alta del lado oeste del conjunto al igual que la vivienda número 4 que se encuentra opuesta a la anterior esto a que presentan mayor ganancia térmica por el techo.

Las tablas 16, 17 y 18 que a continuación se presentan resumen la demanda promedio y máxima mensual de enfriamiento requerida por un conjunto de viviendas (4 casas) a lo largo del año para las tres entidades de estudio.

*Tabla 16. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de Cd. Campeche.*

Mes	A $T_n=26C$		A $Z_{Lmax}=28C$		Variación % $Q_{prom}$ entre $T_n/Z_{Lmax}$	Variación % $Q_{max}$ entre $T_n/Z_{Lmax}$
	$Q_{med}$	$Q_{max}$	$Q_{med}$	$Q_{max}$		
ene	8,593.81	29,930.87	6,838.67	26,085.74	-26%	-15%
feb	9,227.77	27,802.29	7,600.10	23,958.65	-21%	-16%
mar	10,432.80	31,754.35	8,860.28	27,907.60	-18%	-14%
abr	11,774.74	33,326.62	9,605.20	29,478.11	-23%	-13%
may	13,789.44	33,601.19	10,873.57	29,753.70	-27%	-13%
jun	12,948.26	31,277.00	10,111.02	27,431.72	-28%	-14%
jul	12,605.10	31,973.01	9,748.64	28,124.37	-29%	-14%
ago	12,402.31	27,989.53	9,483.19	24,145.76	-31%	-16%
sep	11,379.72	27,256.67	8,748.79	23,413.49	-30%	-16%
oct	11,327.47	27,372.80	8,752.89	23,528.61	-29%	-16%
nov	8,782.75	26,704.19	6,983.72	22,861.89	-26%	-17%
dic	8,058.20	27,211.71	6,600.42	23,367.67	-22%	-16%

*Tabla 17. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de Acapulco.*

Mes	A $T_n=26C$		A $Z_{Lmax}=28C$		% variación $Q_{prom}$ entre $T_n/Z_{Lmax}$	% variación $Q_{max}$ entre $T_n/Z_{Lmax}$
	$Q_{med}$	$Q_{max}$	$Q_{med}$	$Q_{max}$		
ene	10,297.75	29,848.61	7,880.56	26,003.82	-31%	-15%
feb	10,068.61	23,162.13	7,442.88	21,991.96	-35%	-5%
mar	9,782.70	25,162.77	7,376.11	21,321.51	-33%	-18%
abr	9,996.23	25,832.63	7,375.00	19,323.91	-36%	-34%
may	12,670.52	25,972.97	9,424.52	22,130.74	-34%	-17%
jun	12,221.38	24,323.75	8,952.54	20,485.38	-37%	-19%
jul	13,117.67	24,694.27	9,844.70	20,855.07	-33%	-18%
ago	12,913.83	26,006.80	9,641.25	22,164.38	-34%	-17%
sep	11,826.63	24,891.39	8,557.81	21,050.86	-38%	-18%
oct	12,706.25	25,672.00	9,448.81	21,830.95	-34%	-18%
nov	11,483.42	27,903.59	8,310.83	24,060.57	-38%	-16%
dic	10,911.56	28,267.38	7,933.95	24,424.36	-38%	-16%

*Tabla 18. Requerimientos de enfriamiento para 4 viviendas de La Paz, B.C.*

Mes	A $T_n= 26C$		A $Z_{Lmax}=28C$		% variación $Q_{prom}$	% variación $Q_{max}$
	$Q_{med}$	$Q_{max}$	$Q_{med}$	$Q_{max}$		
ene	5,622.91	19,061.93	4,286.72	15,193.63	-31%	-25%
feb	5,786.27	18,183.83	4,316.64	14,334.60	-34%	-27%
mar	7,465.02	24,472.38	5,700.16	20,627.58	-31%	-19%
abr	9,073.96	28,253.04	7,688.70	24,409.66	-18%	-16%
may	11,932.78	30,489.69	10,538.71	26,645.37	-13%	-14%
jun	14,424.88	36,787.50	12,476.85	32,937.79	-16%	-12%
jul	18,053.44	39,510.59	14,855.57	35,658.84	-22%	-11%
ago	17,199.28	35,038.84	13,946.75	31,189.55	-23%	-12%
sep	15,955.93	34,714.88	12,735.03	30,865.39	-25%	-12%
oct	12,778.09	34,900.62	10,303.36	31,051.12	-24%	-12%
nov	8,579.90	26,142.66	7,105.39	22,301.35	-21%	-17%
dic	6,426.39	22,339.78	5,077.37	18,497.34	-27%	-21%

Como se puede observar los meses comprendidos entre marzo y julio son los que presentan mayor demanda de enfriamiento debido a que coinciden con la temporada cálida de estos lugares.

De los resultados podemos observar que, si se desea mantener las viviendas a la en la temperatura neutra ( $T_n$ ), los requerimientos de aire acondicionado serán mayores que si las mantenemos en el límite máximo de confort ( $Z_{Lmax}$ ) lo cual se aprecia en la variación porcentual de calor promedio y máximo a retirar por mes.

Para proporcionar los requerimientos de enfriamiento de las viviendas se propone un equipo de generación de frío por absorción marca Yazaki con 35.2 KW de capacidad frigorífica. En la tabla 15 se puede apreciar que manteniendo los espacios a una  $T_n$  y a máxima demanda de enfriamiento la unidad puede satisfacer a las cuatro viviendas en Campeche y Acapulco mientras que se ve ligeramente rebasado para La Paz.

Para mantener la temperatura al interior de estas cuatro viviendas dentro de neutralidad térmica se propone emplear un sistema con ubicación centralizada de generación de frío y distribuirlo mediante una red de tuberías aisladas hacia estas.

Un sistema de distribución de frío, por lo general, es más eficiente, debido al efecto “escala”, aunque requiere una inversión inicial considerable por lo que para que estos sistemas tengan éxito, debe ajustarse adecuadamente la generación de calor por parte del campo de colectores con la demanda de enfriamiento de la vivienda. Para ello, se deben tener en cuentas las siguientes acciones:

- Dimensionamiento del campo solar adecuado al consumo energético anual.
- Utilización de almacenamiento térmico adecuados a los patrones de consumo.

## Capítulo 4. Sistema de enfriamiento por absorción: método de simulación del sistema híbrido (solar-gas).

El sistema de enfriamiento solar por absorción (SESA) está conformado por cinco subsistemas los cuales se muestran en la figura 31.

- 1) *Subsistema de captación solar y almacenamiento de agua caliente* donde por medio de calentadores de tubos evacuados se calienta el agua y se almacena durante las horas del día que se dispone de radiación solar en un tanque estratificado el cual puede ser de tipo horizontal o vertical.
- 2) *Subsistema auxiliar* que consta de un calentador a gas (GLP), el cual opera cuando el agua caliente almacenada en el tanque no cumple las especificaciones de temperatura ( $T_{sp}$ ) requerida para operar el generador (entre  $75^{\circ}\text{C}$  y  $99^{\circ}\text{C}$ ) de la unidad Yazaki (ficha técnica en el anexo A).
- 3) *Sistema de absorción* donde se efectúa el proceso descrito de la figura 5 del capítulo 2 y se obtiene el agua fría que se bombea a las manejadoras de aire.
- 4) *Circuito de agua de enfriamiento*. Las máquinas de absorción Yazaki deben conectarse a un circuito de agua de enfriamiento para disipar el calor del absorbedor y del condensador, siendo necesario mantener la temperatura de entrada a la Yazaki a un valor comprendido entre los  $24^{\circ}\text{C}$  y  $31^{\circ}\text{C}$ . Para este propósito se empleó una torre de enfriamiento de agua.
- 5) *Sistema de aire frío* para las viviendas constituido por el circuito de agua de enfriamiento y las 4 manejadoras de aire que finalmente darán el efecto refrigerante a las viviendas.

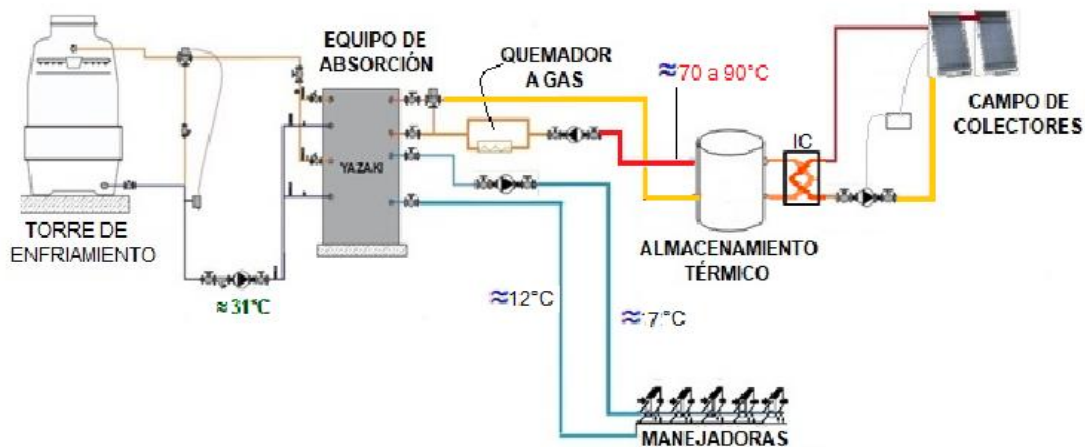


Figura 31. Sistema de enfriamiento solar por absorción.

El sistema de enfriamiento solar por absorción es modelado con el programa de simulación TRNSYS 17 con la finalidad de dimensionar, conocer y evaluar el comportamiento operativo del SESA. El simulador en general cuenta con una estructura modular que divide el sistema en una serie de “types” (componentes), que son interconectados entre sí y compilados a través de la interfaz TRNSYS Studio.

En la tabla 19, se agrupan los componentes utilizados en la simulación y más adelante se presenta el esquema del SESA que se utilizó en la simulación en TRNSYS.

La información técnica requerida por cada uno de los componentes se complementa con datos técnicos proporcionados por los fabricantes de estos. Una vez dimensionados y seleccionados los equipos, se procede al análisis detallado cuidando que el sistema cumpla con las condiciones siguientes:

- 1) La temperatura de salida del agua caliente del termotanque debe estar entre 75°C y 99°C, si esta condición no se cumple, la energía faltante se suministra a través de un sistema de calentamiento auxiliar a gas.
- 2) La fracción solar del subsistema térmico solar será como mínimo 50%
- 3) Satisfacer las Condiciones de confort térmico del espacio según norma (ISO 7730, 2005), con el índice de PMV (Predicción Media de Voto) entre  $\pm 1$  (-1 confortablemente caliente y 1 confortablemente frío).
- 4) La capacidad de la unidad Yazaki sea adecuada para cubrir la demanda de enfriamiento de un conjunto de 4 viviendas de interés social localizadas en las zonas costeras de las ciudades de Campeche, Acapulco y La Paz.

Tabla 19. *Types de componentes empleados en la simulación en TRNSYS17.*

Componente	No.
Archivo meteorológico	109
Colector de tubos evacuados	538
Tanque de almacenamiento estratificado	4
Bomba de flujo constante	3
Control de encendido apagado	2
Válvula diversificadora de flujo	647
Válvula de mezclado para fluidos	649
Torre de enfriamiento	51
Sistema de absorción	107
Calentador auxiliar	6
Manejadora de aire	508
Edificio	56

A continuación, se describe cada uno de los subsistemas que conforman el Sistema de Enfriamiento Solar por Absorción Híbrido.

#### **4.1 El subsistema de captación solar y acumulador térmico**

En el capítulo 2 se abordó y describió a los diferentes colectores solares que pueden ser empleados específicamente para ser acoplados a sistemas de enfriamiento solar por absorción y de los colectores más recomendados para este tipo de sistemas encontramos a los colectores de tubos evacuados por lo que se propone el uso este tipo de colectores ya que se requiere asegurar temperaturas mayores a 75°C para la correcta operación del generador del ciclo de absorción de tal manera que se garantice un coeficiente de operación (COP) mayor a 0.5.

Primeramente, se seleccionaron varios modelos de colectores como el DF120-6 que ya se encuentran operando en el IER (Instituto de Energías Renovables) y otro modelo comercial disponible en México como el VacuTube 65/30. Las características de los colectores considerados se presentan en la tabla 20.

Al hacer las corridas con ambos modelos y termotanque se observó que el Type 4e (termotanque) en combinación el Type 71 (para colectores) ocasionaba saltos considerables de temperatura a la salida del agua de los colectores ocasionando que el controlador de la bomba no mande agua al campo solar. A consecuencia de lo anterior no se registra ganancia útil de calor para algunas horas con disponibilidad de radiación solar accionando por tanto la entrada del sistema de respaldo a gas. Este resultado ocasionará incremento en los costos operativos del sistema además que esto no resultaba ser muy lógico ya que se registraban temperaturas de hasta 700°C.

Tabla 20. Características de colectores modelo DF120-6 y VacuTube 65/30.

Dimensiones	VacuTube 65/30	DF120-6	Datos técnicos	VacuTube 65/30	DF120-6
Longitud total (m)	2.000	2.825	Caudal mínimo (l/h)	90	100
Superficie bruta (m <sup>2</sup> )	4.302	2.446	Caudal nominal (l/h)	240	120
Área de apertura (m <sup>2</sup> )	3.405	1.684	Caudal máximo (l/h)	400	200
Área del absorbedor (m <sup>2</sup> )	2.975	1.609	Temperatura de estancamiento (°C)	245	139
Eficiencia relativa al área de apertura			Modificador del ángulo IAM a 50°		
$\eta$	0.717	0.804	K1, transversal IAM	0.97	1.05
C <sub>1</sub> [WK <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]	1.31	1.36	K2, longitudinal IAM	0.94	0.93
C <sub>2</sub> [WK <sup>-2</sup> m <sup>-2</sup> ]	0.0031	0.0022			

Por esta razón se realizaron corridas exploratorias fijando el área del campo solar y el volumen del termotanque empleando el Type 60n (tanque cilíndrico horizontal) y el Type 4e (tanque de almacenamiento estratificado) y para los colectores sus Types son el 71 (para el VacuTube 65/30) y el 538 (DF120-6).

En la tabla 21, se muestran las combinaciones de las corridas y las observaciones que se hicieron de los resultados referidos al comportamiento del agua caliente a la salida de colectores y del tanque.

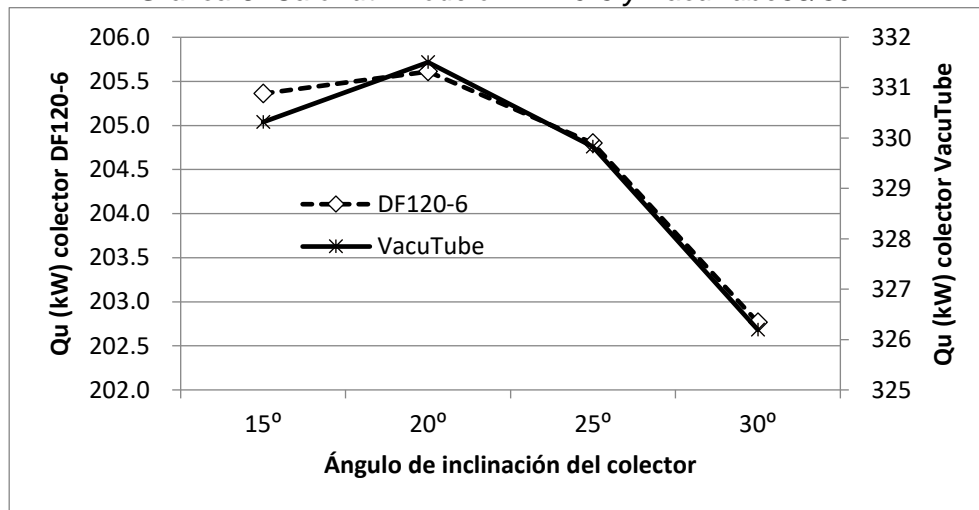
En la última corrida se observó que la temperatura a la descarga del agua caliente del tanque se encuentra constantemente debajo de los 75°C que es la temperatura de consigna a la entrada del generador. Esto trae como consecuencia un incremento en el consumo del gas del sistema auxiliar. Con base en estos resultados se opta por utilizar en las siguientes corridas el arreglo con el Type 4e y el Type 538 con el modelo DF120-6 de colectores.

Tabla 21. Combinaciones de Tipos de TRNSYS y colectores de tubos.

Tanque		Colector		Observaciones
Type	Type	Modelo		
4e	71	VacuTube 65/30		Muy caliente a la salida de colectores.
60n	71	VacuTube 65/30		Menos caliente que el anterior pero aún con saltos térmicos mayores a $T_{sp}=105^{\circ}\text{C}$ de control de la bomba de colectores
4e	538	DF120-6		No se presentan saltos térmicos, la temperatura a la salida del colector es uniforme.
60n	538	DF120-6		La temperatura de descarga de agua caliente del tanque es constantemente menor a $75^{\circ}\text{C}$ .

El modelo VacuTube proporciona 38% más calor útil ( $Q_u$ ) que el modelo DF120-6 debido a que el primero, tiene casi el doble de área bruta, no obstante, la eficiencia del último modelo es 20% mayor que la del primero. Con el doble de área del modelo DF120-6 se puede conseguir 80 kW más que con el modelo VacuTube (ver gráfica 5) considerando estos resultados y el costo de los colectores se seleccionó el modelo DF120-6 para la simulación del sistema de enfriamiento solar (ficha técnica ver anexo B).

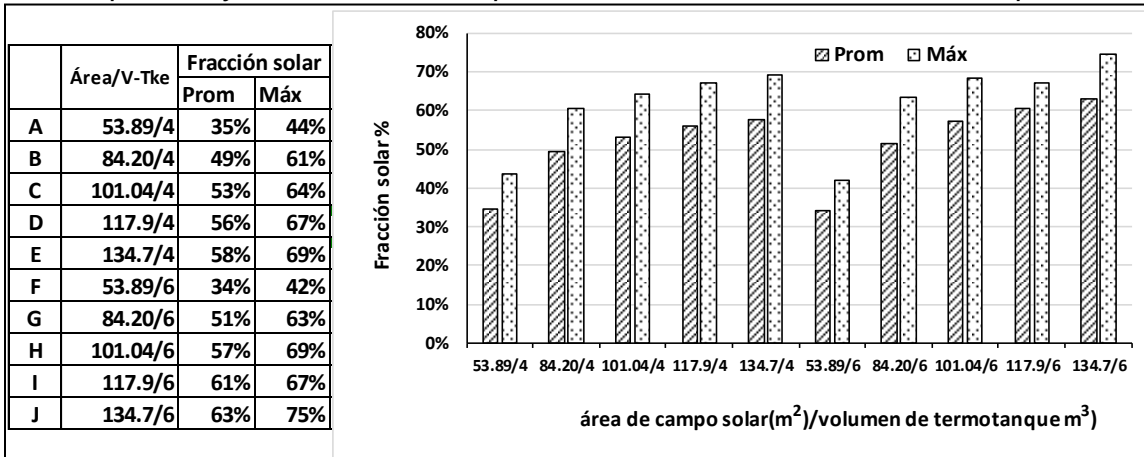
Gráfica 5. Calor útil modelo DF120-6 y VacuTube65/30



Se realizaron corridas exploratorias para determinar la superficie óptima de campo solar y del volumen del tanque de almacenamiento térmico para cada lugar de estudio. En el caso de la Ciudad de Campeche que representa al clima cálido húmedo, se tiene que de acuerdo con la gráfica 6, a mayor área de captación y volumen de tanque se ve incrementada la fracción solar ( $Fr_{sol}$ ). Hay varias opciones que ofrecen  $Fr_{sol}$  mayores al 50% las cuales pueden ser consideradas como adecuadas para abastecer energéticamente a la unidad de absorción Yazaki.



Gráfica 6. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de Campeche.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

Si se propone que el campo de colectores se instale en el techo de un conjunto de 4 viviendas se dispondría de un área de 75 m<sup>2</sup> que, de acuerdo con las dimensiones de los colectores y la inclinación que tendrán de 20° se calculó que pueden instalarse 32 colectores (equivale a 53.89 m<sup>2</sup> de área bruta) con distancia de separación entre filas de 1.2 m para evitar el sombreado entre éstas sin considerar pasillos entre filas. Para esto se empleó el método de cálculo de la distancia mínima entre colectores (d<sub>min</sub>).

Claramente se aprecia que la situación limitante de área nos restringe a seleccionar la opción **A** y **F** de la tabla adjunta a la gráfica 6, donde la Fr-sol es menor al 50% como mínimo estipulado y por lo tanto se opta por no considerar la limitante del área de la azotea de las viviendas para abrir paso a las demás opciones.

Como se mencionó anteriormente, a mayor área del campo de colectores y volumen de termotanque mayor fracción solar, no obstante, se presentan mayores pérdidas térmicas de tipo convectivas tanto en los colectores como en el termotanque adicional a esta situación. También se debe considerar las cuestiones de tipo económicas ya que al incrementar el tamaño del tanque y el número de colectores se incrementa la inversión inicial del proyecto lo que nos orilla a encontrar un equilibrio entre ambas cuestiones.

En principio, las opciones **C** y **G** que se presentan en la gráfica 6, cumplen con la premisa de proporcionar con el campo solar una Fr-sol mínima del 50% pero la opción **G** presenta los menores costos de inversión considerando solo el precio de colectores y del termotanque. Esta propuesta contempla instalar 50 colectores solares y almacenar agua caliente en un tanque horizontal de 6m<sup>3</sup> de capacidad. La decisión final de la configuración del subsistema térmico solar se determinará con base en el análisis técnico y económico del SESA, que se presenta en el capítulo 5. En este capítulo sólo se aborda el análisis técnico del SESA.

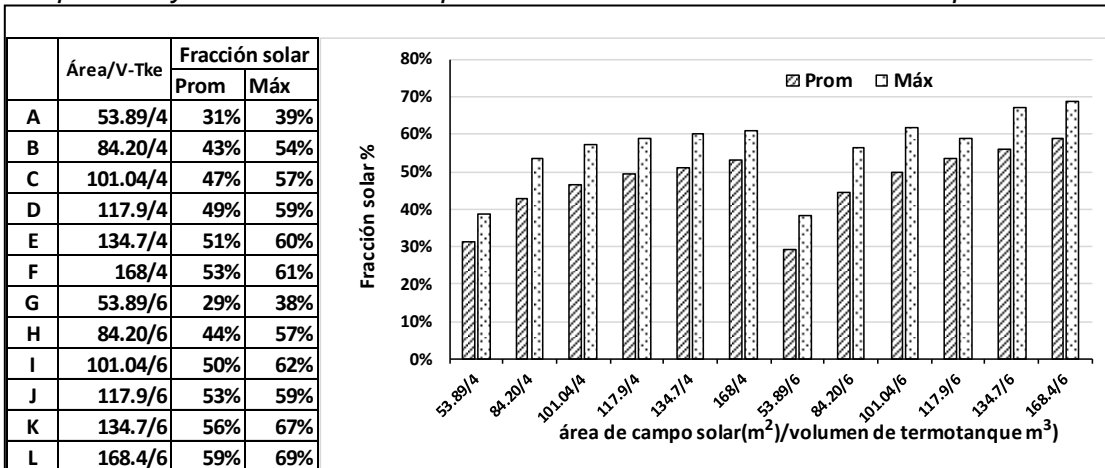
Las especificaciones del termostanque propuesto de la marca LEFLAM son: 5 kg/cm<sup>2</sup> de presión máxima de trabajo equipado con termómetro, manómetro, válvula de alivio, aislamiento térmico de fibra de vidrio de 1 pulgada de espesor, terminado con lámina negra y pintura anticorrosiva con patas estructurales (ver anexo C).

El calor útil (Q<sub>útil</sub>) promedio mensual proporcionado por los 50 colectores es 28.35 GJ/h (7.88 MW) y 32.59 GJ/h (9.05 MW) como máximo y operaría la bomba en promedio 9 horas al día para circular agua por los colectores. La eficiencia de este campo solar es de 30%. De acuerdo con el cálculo de caídas de presión en colectores, accesorios y tuberías se requiere de una bomba centrífuga con capacidad de 1.5 hp de potencia.

Para el clima cálido seco representado por la Ciudad de Acapulco, se siguió la misma metodología para optimizar el sistema de captación solar y almacenamiento térmico que en la anterior Ciudad. Se aprecia claramente en la gráfica 7, que se requiere mayor área de captación para tener Fr-sol mayores a 50%. Considerando los costos de colectores y termostanque, la opción más económica sería la "I" con 60 colectores solares instalados (101.04 m<sup>2</sup> de área bruta) y un termostanque con capacidad para almacenar 6m<sup>3</sup> de agua caliente.

El calor útil (Q<sub>útil</sub>) promedio mensual proporcionado con esta elección se calculó en 31.84 GJ/h (8.84 MW) y máximo de 36.72 GJ/h (10.20 MW). La eficiencia promedio de campo solar es de 33% y máxima de 34%.

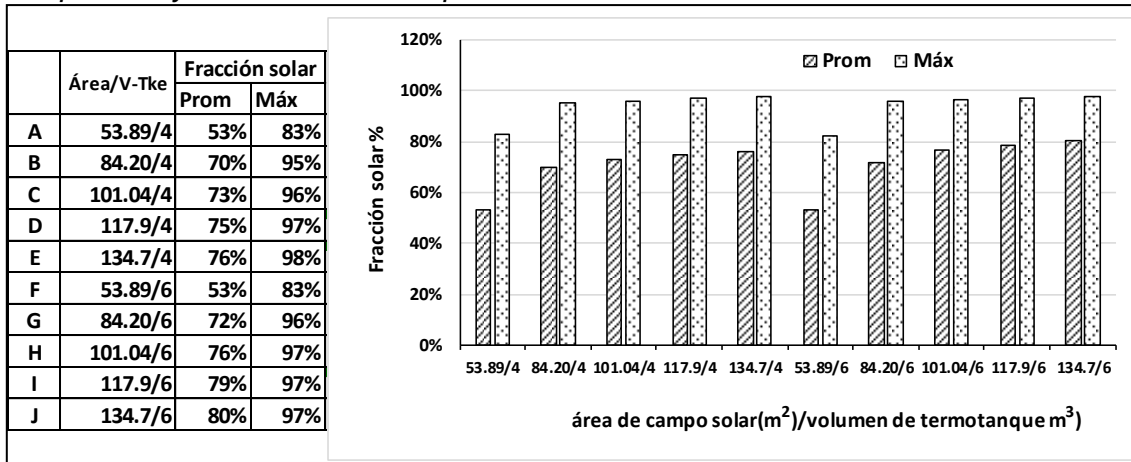
Gráfica 7. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de Acapulco.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

La configuración del subsistema térmico solar empleando el TMY de la Ciudad de la Paz Baja California, se considera que con cualquier propuesta de la **A** a la **J** (que se presentan en la gráfica 8), se tendrían Fr-sol mayores del 50% por lo que se optará directamente por la opción **A** que es la más económica (considerando sólo colectores y termotanque) y además el campo de colectores si pudieran ser instalados en el techo de las 4 viviendas.

Gráfica 8. Comportamiento de la Fracción solar en relación con la variación de área del campo solar y el volumen del tanque de almacenamiento. Ciudad de La Paz.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

### 4.2 Subsistema auxiliar.

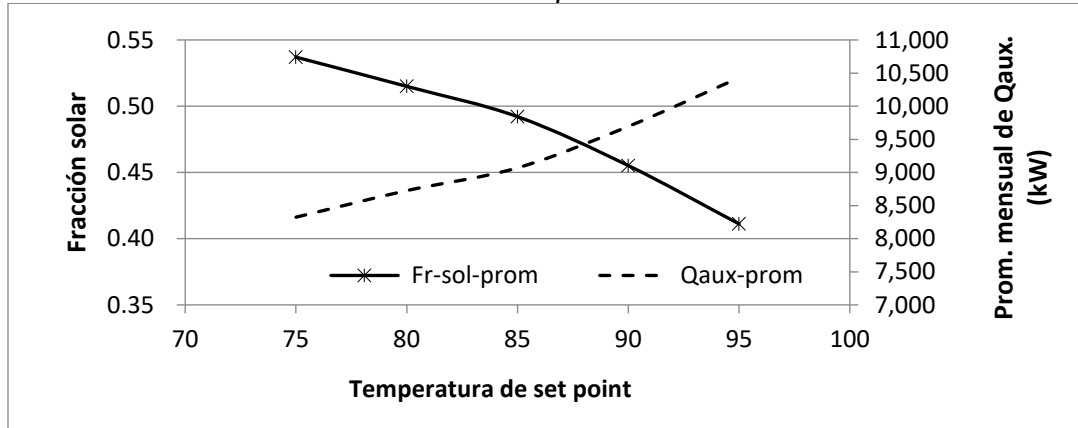
El equipo auxiliar que se propone respalde al sistema de colectores es una caldera de producción de agua caliente marca BOSCH modelo GB142/60 a gas natural o LP con una capacidad de calentamiento nominal de 51.67 kW (176,300 BTU/h) con una eficiencia máxima de 88% y una potencia de 52.43 kW que entrega temperaturas máximas de agua de 90°C. Esta caldera fue seleccionada de acuerdo con las características de demanda de agua caliente del equipo de absorción Yazaki que se presenta en el anexo D.

Esta caldera se encargará de dar los requerimientos térmicos al equipo de absorción cuando la temperatura del agua del termotanque se encuentre por debajo de la temperatura de consigna ( $T_{sp}$ ) determinada para cada lugar.

Para la Cd. de Campeche de acuerdo con la gráfica 9, se ve que a medida que se aumenta la  $T_{sp}$  la fracción solar ( $F_{r-sol}$ ) se ve reducida y la demanda de gas del sistema auxiliar ( $Q_{aux}$ ) se incrementa. Si buscamos reducir el consumo de gas la opción sería seleccionar la  $T_{sp}= 75^{\circ}C$ , favoreciendo así la  $F_{r-sol}$  y el consumo de gas LP se verá reducido consecuentemente.

No obstante, en ciertas horas del día el campo solar entrega temperaturas de hasta 100°C que debe de aprovecharse en el generador ya que se ve favorecida la capacidad de la unidad Yazaki. Por lo tanto, se decidió emplear una  $T_{sp}$  de 80 °C en las tres ciudades de estudio.

Gráfica 9. Comportamiento de  $Fr_{sol}$  y  $Q_{aux}$  en relación con la variación del  $T_{sp}$ . Ciudad de Campeche.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

En la ciudad de Acapulco y la ciudad de La Paz el comportamiento fue el mismo; a mayor  $T_{sp}$  mayor consumo de gas y menor fracción solar. Finalmente, el subsistema térmico solar y la capacidad de la unidad de calentamiento auxiliar queda conformado como se presenta en la tabla 22.

Tabla 22. Características del subsistema térmico solar y auxiliar del SESA.

Ciudad	No. de Colectores	Área apertura del campo solar (m <sup>2</sup> )	Volumen termotanque (m <sup>3</sup> )	Unidad de calentamiento (kW)
Campeche	50	84.20	6	51.67
Acapulco	60	101.04	6	
La Paz	32	53.90	4	

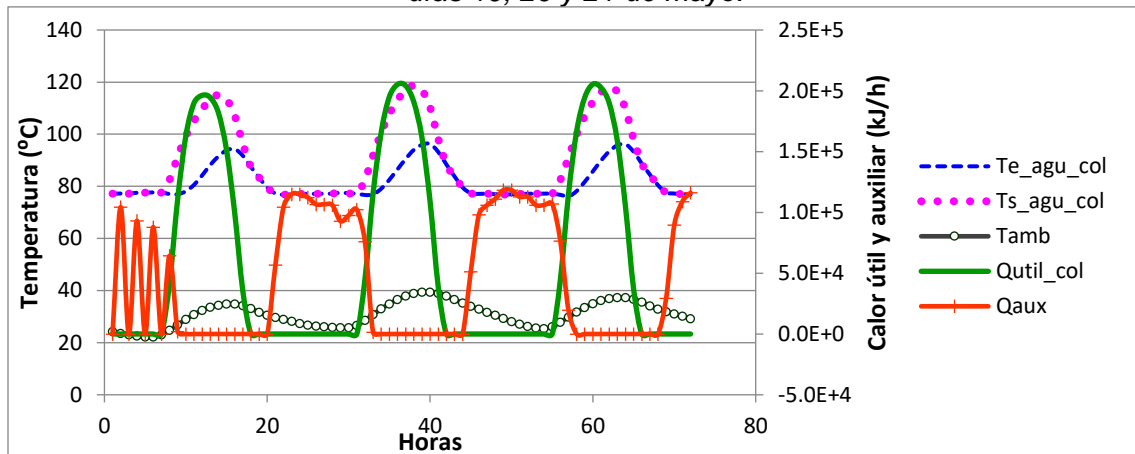
Para ilustrar de forma más específica el comportamiento operativo del SESA en cada una de las zonas a estudiar, se optó por elegir tres días, uno antes y otro después del día que registrará la hora con mayor temperatura ambiente para cada sitio de estudio.

En Campeche el día con mayor temperatura ambiente fue el 20 de mayo, registrando una temperatura máxima extrema de 39.40°C a las 4 de la tarde. Para el caso de Acapulco este dato se registró el mismo día, pero la temperatura máxima extrema fue de 33.75°C y para la Cd. de La Paz fue el día 31 de julio.

Las gráficas 10, 11 y 12 resumen el comportamiento de los principales parámetros que intervienen en el subsistema de captación solar, almacenamiento de agua y subsistema auxiliar para Campeche, Acapulco y La Paz de los días que registraron la máxima temperatura durante el año.

En las tres gráficas se puede ver que, durante las horas de ausencia de radiación solar, el sistema auxiliar ópera para alcanzar los 80°C de temperatura ( $T_{sp}$ ) que el generador de la unidad Yazaki requiere. Sin embargo, se puede apreciar claramente que cuando se tiene un diferencial de temperatura adecuado entre el agua que entra al campo de colectores ( $T_{e\_agu\_col}$ ) y el agua que sale ( $T_{s\_agu\_col}$ ) del mismo, hay un aprovechamiento favorable de la radiación solar provocando mayor obtención de calor  $Q_{\text{útil\_col}}$  y reduciendo el  $Q_{\text{aux}}$ . Este último incluso llega a ser nulo durante las horas de máxima radiación y muy intermitente al inicio del día 19 por múltiples factores a considerar como ausencia de radiación solar en ciertos momentos que ocasionan disminución de la ganancia solar en el agua de los colectores. Las horas que opera la bomba de agua a colectores es 10 horas en promedio para estos días. Durante el 20 de mayo se registra una  $T_{s\_agu\_col}$  hasta de 120 °C.

Gráfica 10. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.



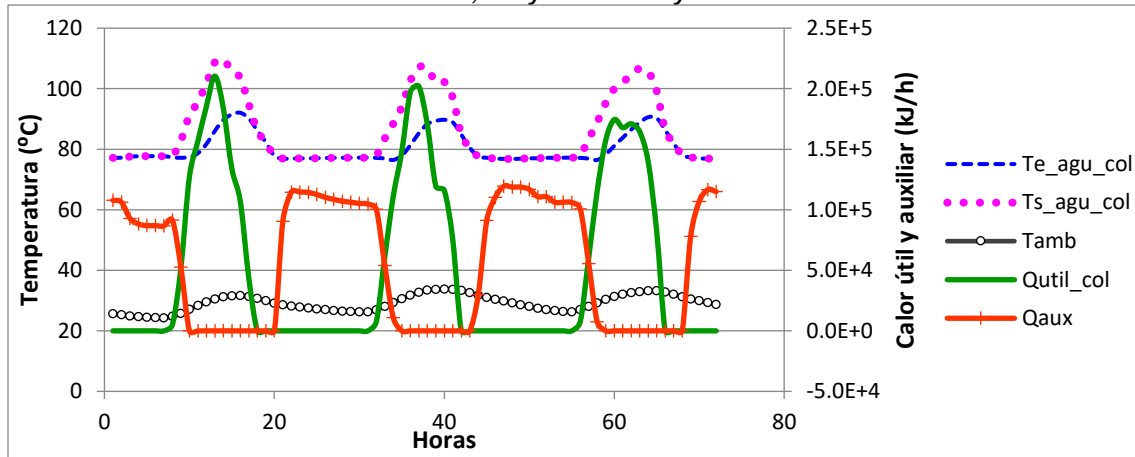
Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

El  $Q_{\text{útil\_col}}$  en este día llega a ser de 205,218 kJ/h (57 kW) como máximo y promedio de 143,107 kJ/h (39.75 kW). La demanda de calor auxiliar es de 112,206.50 kJ/h (31.17 kW) máximo y promedio de 89,834 kJ/h (24.95 kW). La eficiencia del campo solar es de 38% como máximo y 33% promedio en este día.

Para la Ciudad de Acapulco, se comienza a registrar  $Q_{\text{útil\_col}}$  en el mismo horario que para Campeche de las 8 hasta las 5 de la tarde reportándose un  $Q_{\text{útil\_col}}$  máxima que se presenta a la una de la tarde 205,218 kJ/h (57 kW) y promedio de 143,107 kJ/h (39.75 kW). La demanda de calor auxiliar máxima es de 112,206.50 kJ/h (31.17 kW) y promedio de 89,834.40 kJ/h (24.95 kW).

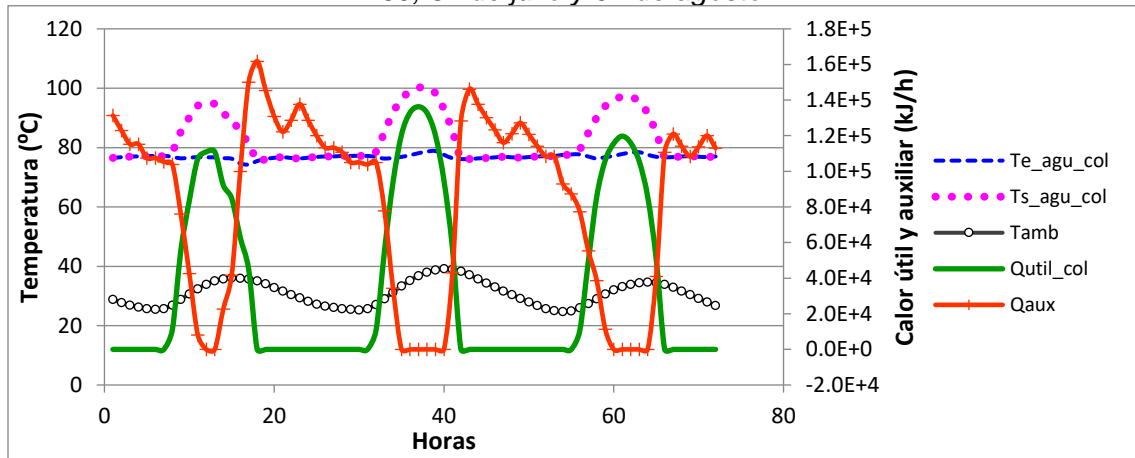
El calor útil máximo y promedio ( $Q_{\text{útil}}$ ) entregado por el campo solar de La Paz es de 136,274.15 kJ/h (37.85 kW) y 95,476.34 kJ/h (26.52 kW) y demanda energía auxiliar proporcionada por la caldera a gas LP máxima de 146,230 kJ/h (40.62 kW) y promedio de 107, 475.24 kJ/ (29.85 kW), para abastecer al generador de la unidad Yazaki el día 31 de julio.

Gráfica 11. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

Gráfica 12. Comportamiento del subsistema térmico solar y auxiliar La Paz para los días 30, 31 de julio y 01 de agosto.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

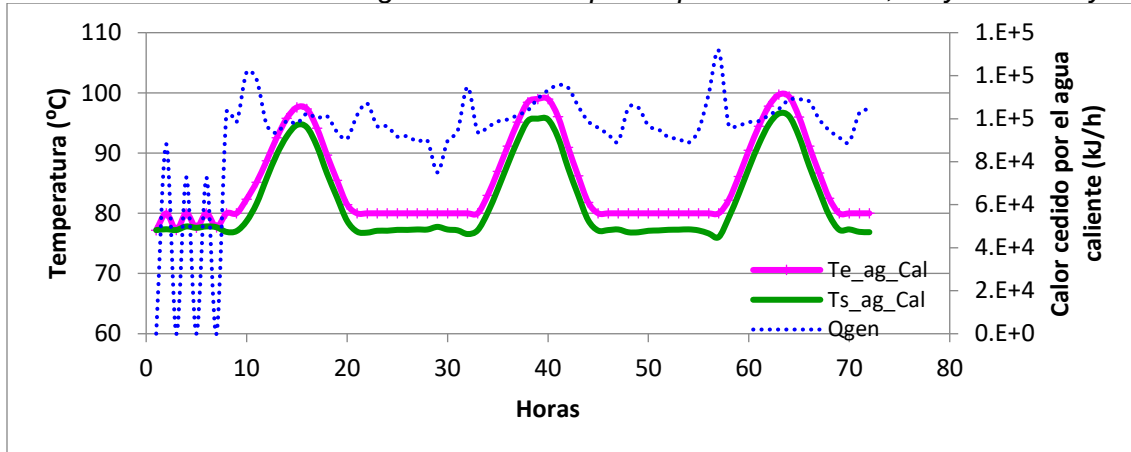
Se puede apreciar en las tres gráficas anteriores que se requiere de la energía de respaldo proporcionada por el generador de agua caliente a gas debido a la variabilidad de la radiación solar por lo que el sistema híbrido está justificado.

### 4.3 Sistema de absorción.

Bajo estas condiciones de operación de los sistemas térmico y auxiliar, finalmente se tiene que para Campeche la temperatura del agua caliente que entra al generador ( $T_{e\_gen}$ ) de la unidad Yazaki y provoca el ciclo de absorción se encuentra en promedio a 85.30°C y máximo a 99°C sin superar las recomendaciones del fabricante. Empero, se aconseja prever un adecuado sistema de seguridad por máxima temperatura ya que el circuito hidráulico es del tipo cerrado.

La gráfica 13, exhibe el comportamiento de la temperatura a la entrada ( $T_{e\_gen}$ ) y salida ( $T_{s\_gen}$ ) del agua del generador de la unidad Yazaki durante los 3 días de mayo presentando un delta de temperaturas en promedio entre entrada y salida de 2.20°.

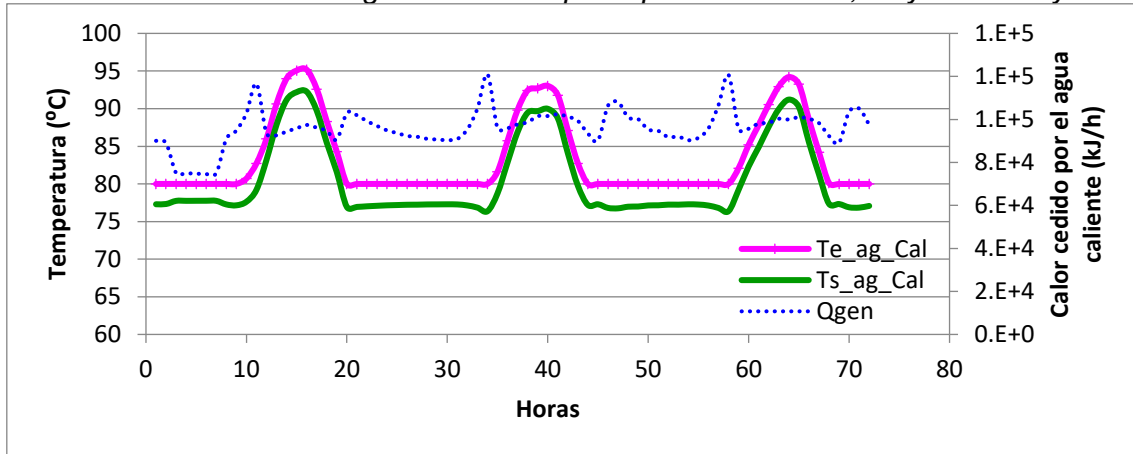
Gráfica 13. Calor cedido al generador. Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

Las condiciones de operación del sistema de absorción para la Ciudad de Acapulco se muestran en la gráfica 14, donde se aprecia un comportamiento similar al de Campeche. La  $T_{e\_gen}$  de la unidad Yazaki se mantiene durante estos días en promedio a 83.20°C y máximo de 93°C. También se representa el calor cedido por el agua caliente al generador de la unidad Yazaki el cual es 96,190.60 kJ/h (26.70 kW) en promedio y máximo de 121,010.20 kJ/h (33.60 kW) con un delta de temperatura entre la entrada y salida del agua caliente de 2.90° en promedio para estos días.

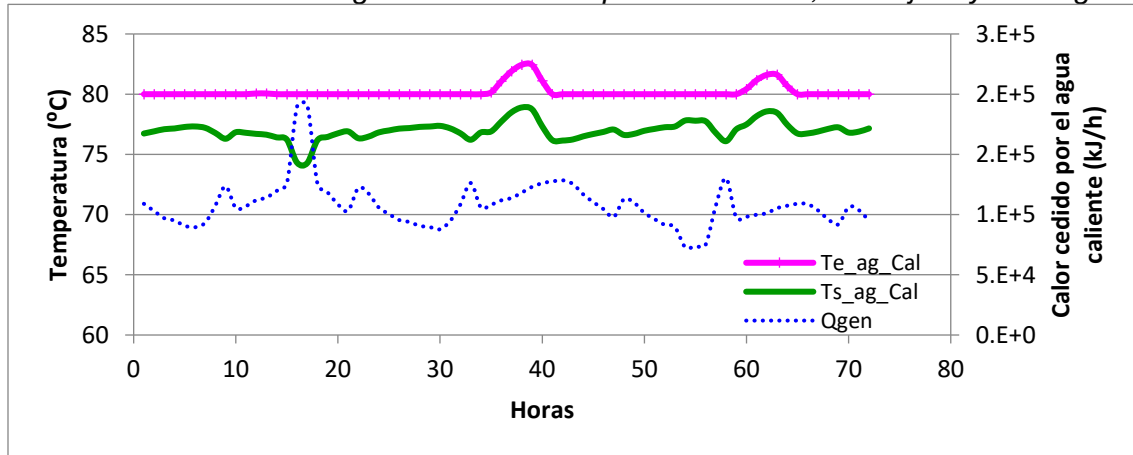
Gráfica 14. Calor cedido al generador. Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

La gráfica 15, elaborada para La Paz presenta un comportamiento similar a las dos gráficas anteriores, donde se ve como a la entrada del generador el agua es más caliente que a la salida, comprobando que hay actividad por parte del equipo de absorción y que no se sobrepasa la temperatura de alimentación al generador recomendada por el fabricante.

Gráfica 15. Calor cedido al generador. La Paz para los días 30, 31 de julio y 1 de agosto.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

#### 4.4 Circuito de agua de enfriamiento.

Por otra parte, debe instalarse también un sistema de disipación de calor, para lo que generalmente se usa una torre de enfriamiento atmosférica. Esta se dimensiona de acuerdo con la potencia total de calor a disipar según se indica en la tabla de especificaciones de la unidad Yazaki y teniendo en cuenta para su selección la temperatura húmeda del lugar donde se efectúa la instalación. Para esto, se

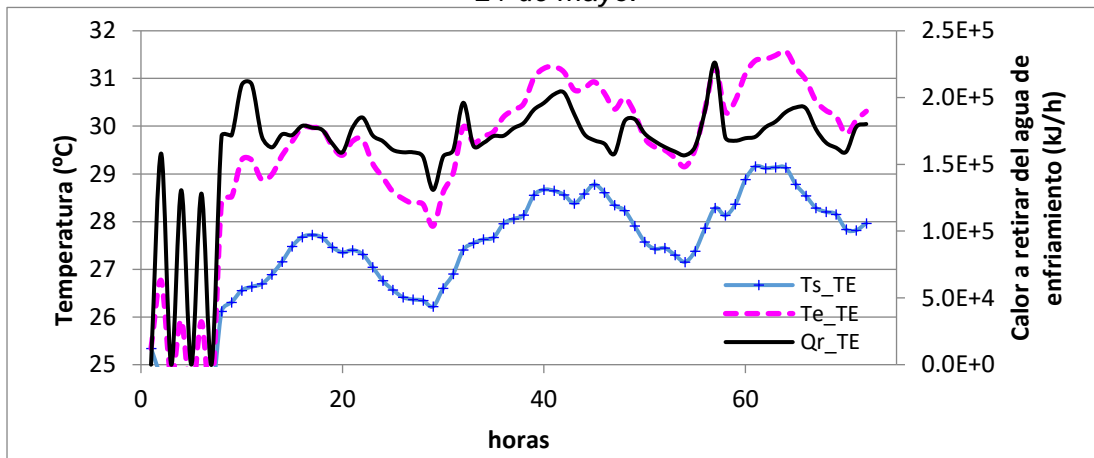


seleccionó una torre de enfriamiento (TE) tipo paquete de tiro inducido de la marca INSIN modelo TE-4-3-3 (ver características técnicas en anexo E), que maneja un flujo de agua de 6 l/s (360 l/min), para disipar 85.4 kW (307,440 kJ/h) de calor como máximo.

La temperatura del agua de enfriamiento no debe superar los 31°C a la entrada de la unidad ya que en caso contrario los sistemas internos de seguridad paran la máquina. Tampoco puede ser inferior a los 24°C para evitar riesgos de cristalización del LiBr.

Para el día de mayor temperatura ambiente en Campeche la temperatura del agua de enfriamiento a la salida de la unidad Yazaki se encuentra entre 29.50 y 31.50 °C y esta sale de la torre ( $T_{s\_TE}$ ), entre 28.80 y 27.70 °C de acuerdo con los datos arrojados por la simulación. La disipación promedio de calor del agua en la torre ( $Q_{r\_TE}$ ) es de 172,309 kJ/h (47.90 kW) y máxima de 203,637.50 kJ/h (56.60 kW). Esto puede verse en la gráfica 16, que muestra el comportamiento del circuito de enfriamiento del 19 al 21 de mayo para Campeche. El delta entre entrada y salida del agua de enfriamiento es de 2.22° en promedio.

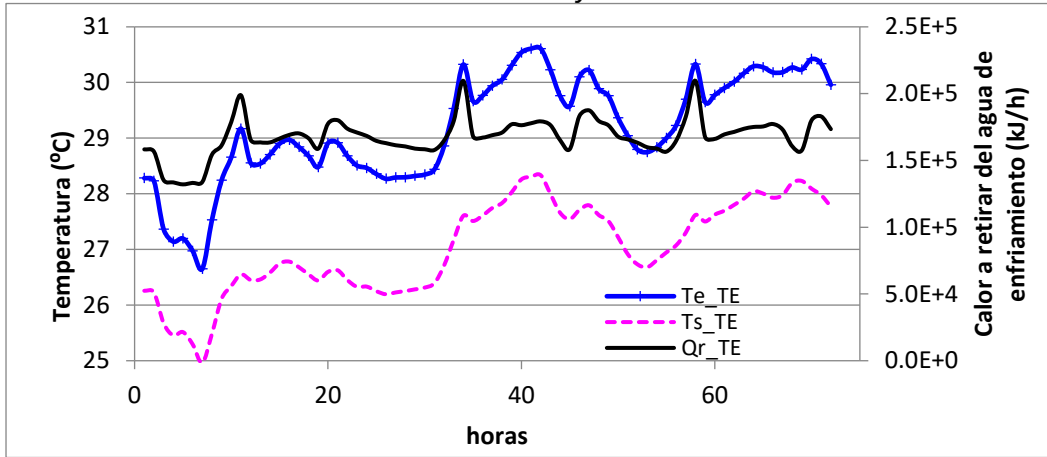
Gráfica 16. Comportamiento del circuito de enfriamiento. Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

La máxima extracción de calor durante la temporada cálida para Acapulco es de 209,544 kJ/h (58.21 kW) y de 171,409.65 kJ/h (47.61 kW) promedio y la  $T_{s\_TE}$  promedio es de 29.50°C y la máxima de 30.60°C. Este comportamiento se aprecia en la Gráfica 17. El delta entre la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento es de 2.21°.

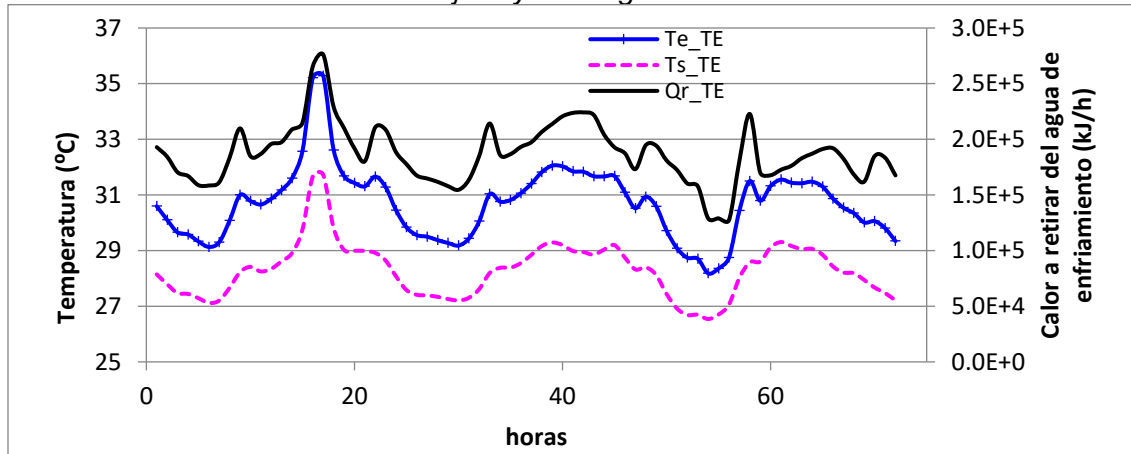
Gráfica 17. Comportamiento del circuito de enfriamiento. Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

El calor retirado en promedio por la torre localizada en La Paz es de 190,554.40 kJ/h (30.80 KW) para el día 31 de julio y máxima de 224,174 kJ/h (32 kW). La temperatura de salida del agua de enfriamiento es en promedio 28.30 °C y máxima de 29.30 °C, reportándose un delta de temperatura del proceso de enfriamiento del agua de 3°.

Gráfica 18. Comportamiento del circuito de enfriamiento. La Paz para los días 30 y 31 de julio y 1 de agosto.



Fuente: Elaboración propia con datos de simulación en TRNSYS 17

En general la torre de enfriamiento proporciona agua de enfriamiento con temperaturas mínima de 25.75°C, promedio de 27°C y máximas de 29°C por lo que el sistema de enfriamiento (torre) opera acorde con las restricciones de operación de la unidad Yazaki.

## 4.5 Sistema de aire frío.

Las unidades manejadoras de aire (**uma**) también conocidas como “climatizadoras”, son aparatos fundamentales para el tratamiento del aire en las instalaciones de aire acondicionado. Las manejadoras de aire no producen ni frío ni calor y tienen como objetivo principal proveer un caudal de aire acondicionado para ser distribuido a los espacios. Las manejadoras de aire constan de las siguientes partes [manejadoras-de-aire.com]:

- Entrada de aire exterior
- Un filtro
- Un ventilador
- Uno o dos intercambiadores de frío/calor
- Un humidificador para el invierno
- Un separador de gotas.

Las manejadoras de aire o los “climatizadores” son capaces de cubrir los tres parámetros elementales de la calidad del aire acondicionado, que son los siguientes:

1. Renovación y limpieza del aire
2. Control de la temperatura.
3. La humedad relativa adecuada.

En el mercado se tienen varios modelos por lo que se elige el más apropiado, teniendo en cuenta los requerimientos de flujo de aire y la presión estática externa.

De la simulación en TRNSYS se tiene que:

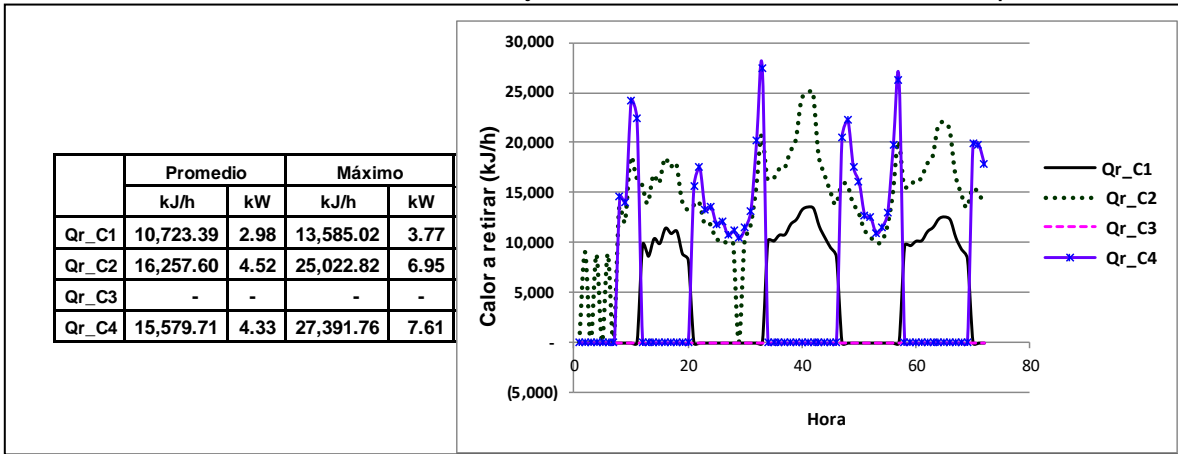
La temperatura del agua fría que entra a las manejadoras de aire ( $T_{e\_agFr}$ ) se establece en  $7^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de retorno ( $T_{r\_agFr}$ ) al sistema de absorción de  $12.5^{\circ}\text{C}$  esto después de retirar energía del aire ( $Q_{r\_Air}$ ) de las 4 viviendas. En general, se consigue mantener en  $7^{\circ}\text{C}$  el agua fría que sale de la unidad de Yazaki durante las horas de operación del SESA en los meses más cálidos del año (mayo-agosto) donde se tiene que retirar una gran cantidad de calor del aire por lo que, no se ve comprometida la capacidad ni el funcionamiento de la unidad.

Para climatizar a las viviendas, se emplean 4 manejadoras de aire que retiran el calor ( $Q_{r\_c}$ ) del espacio al enfriar el aire que ingresa a las viviendas. De acuerdo con los cálculos de demanda de aire acondicionado (vea tabla 16 del capítulo 3) se requiere de manejadoras de aire con capacidad de poco más de 2 toneladas de refrigeración (TR) como máximo por lo que se seleccionaron unidades manejadoras de aire con capacidad de 8.37 KW (2.38 TR) de la marca VICOT de la serie VAH, modelo 1.5A de 4 filas las cuales manejan un flujo de aire de  $1500\text{ m}^3/\text{h}$  y un flujo de agua de  $0.40\text{ l/s}$  a  $7^{\circ}\text{C}$ .

La **uma** de esta serie se puede ajustar a ventiladores sencillos, dobles o triples, además, esta serie pueden ser instaladas de manera horizontal, vertical o en techos. (especificaciones del equipo en anexo F).

El calor que se retira por cada vivienda en Campeche durante estos tres días se presenta en la gráfica 19. En la tabla adjunta se puede apreciar que la vivienda 2 y 4 son las que más demandan de aire acondicionado en el día 20 de mayo y la vivienda 3 para este día no presenta operación de la manejadora de aire. En total el calor retirado para el día más caluroso en Campeche es de 18.33 kW (5.13 TR) para las 4 viviendas.

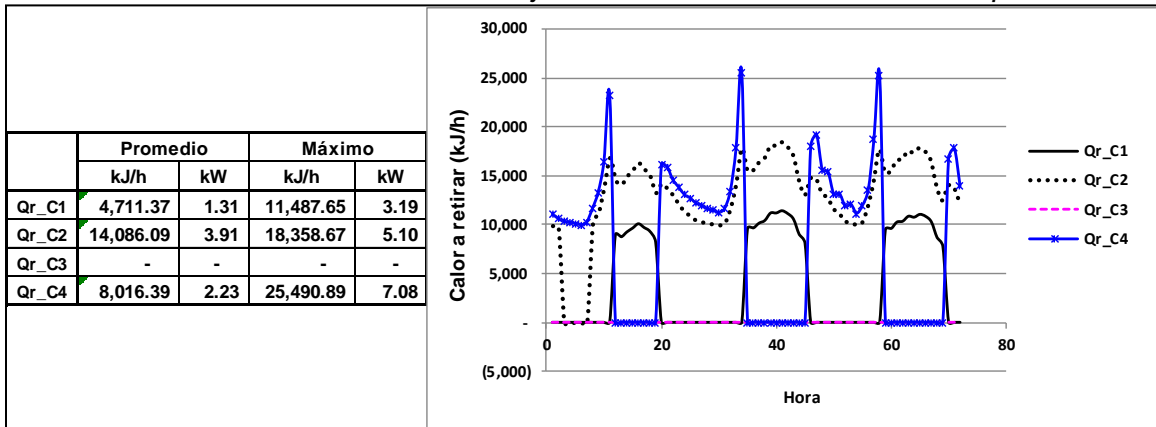
Gráfica 19. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de Campeche.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

La gráfica 20, muestra la variación del calor retirado de las 4 viviendas de Acapulco a lo largo de tres días y se aprecia que las viviendas más calurosas son la 2 y 4 que se encuentran en la planta alta. Estas viviendas demandan en este día entre 5 y 7 kW de refrigeración respectivamente como se ve en la tabla haciendo un total de demanda de refrigeración entre las cuatro viviendas para el día de mayor temperatura del año de 18.90 kW equivalente a 5.3 toneladas de refrigeración (TR).

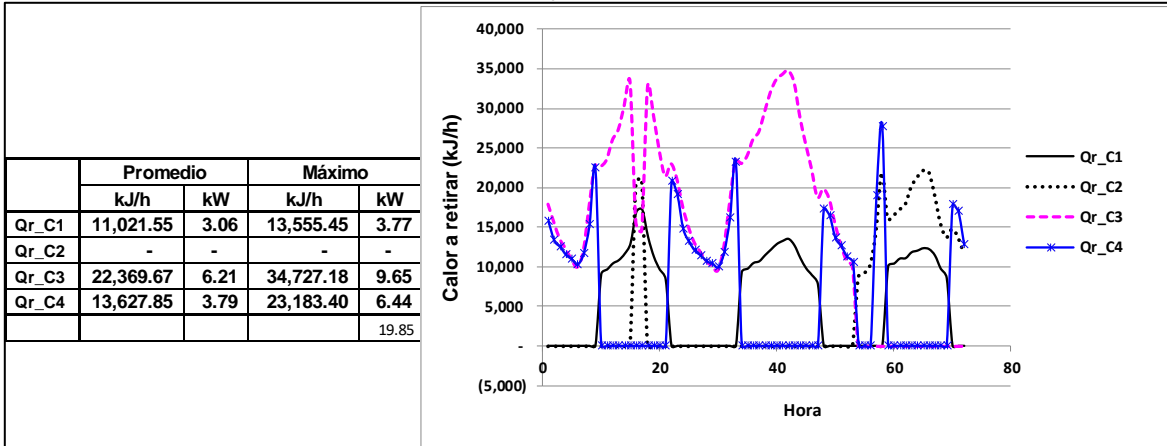
Gráfica 20. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de Acapulco.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

En La Paz las viviendas que demandan un mayor retiro de calor de su interior son la vivienda 3 y 4. Se requiere como máximo para el día 31 de julio 15.40 kW (4.30 TR) para mantener dentro de la temperatura neutra el interior de las viviendas. Este comportamiento se puede ver en la gráfica 21 y en su tabla anexa.

Gráfica 21. Calor retirado del conjunto de viviendas en la Cd. de La Paz.



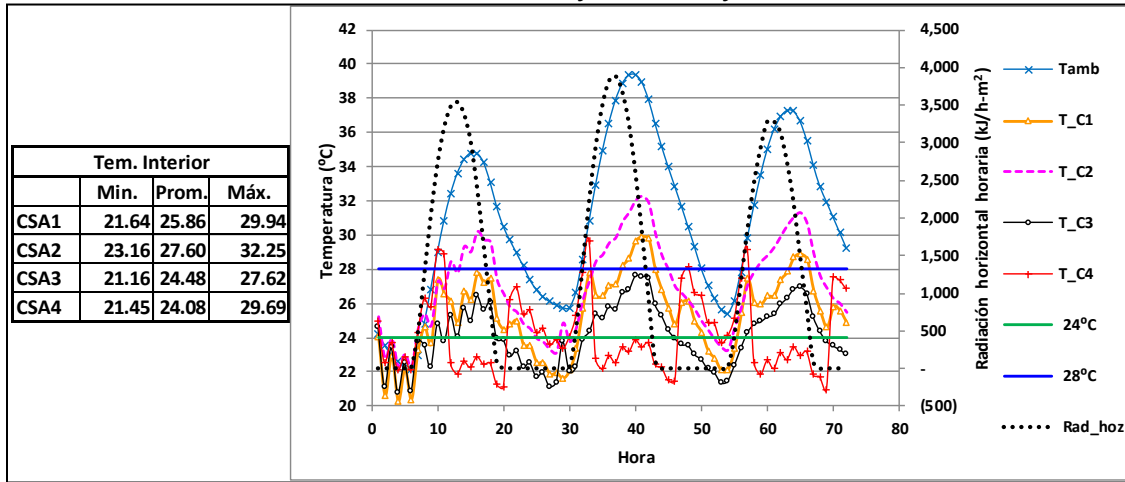
Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

En las gráficas 22, 23 y 24 se presenta la temperatura horaria tanto del aire ambiente como del interior de cada una de las 4 viviendas además de la radiación horizontal (Rad\_hoz) registrada para los días que anteriormente se presentaron para las 3 zonas de estudio.

Como puede observarse en la gráfica 22, la temperatura interior de las 4 viviendas localizadas en la Cd. de Campeche, presenta oscilaciones constantes de temperatura a lo largo de los 3 días, especialmente la vivienda No. 2. Esta alcanza temperaturas interiores por arriba de la temperatura neutra ( $T_n=26\pm 2^\circ\text{C}$ ), no obstante, esta es inferior a la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) que en esta localidad registró para el 20 de mayo  $39.40^\circ\text{C}$ . Durante la tarde noche las temperaturas en el interior pueden ser incluso inferiores a la  $T_n$  y en general a lo largo del año las viviendas se encuentran dentro de los límites de la neutralidad con ayuda del SESA.

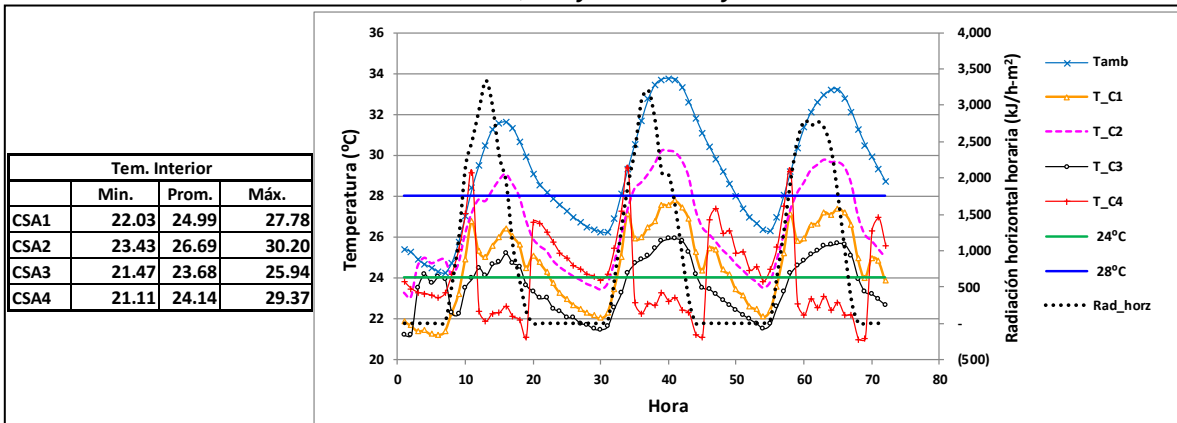
En el caso de Acapulco también, se presentan temperaturas máximas para el 20 de mayo en el interior de la vivienda por arriba del límite máximo superior de la temperatura de confort, como nos muestra la gráfica 23, particularmente en la vivienda No.2 y No.4 que son las que su techo se encuentra expuestos todo el día al sol.

Gráfica 22. Comportamiento de la temperatura interior de 4 viviendas en Campeche para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

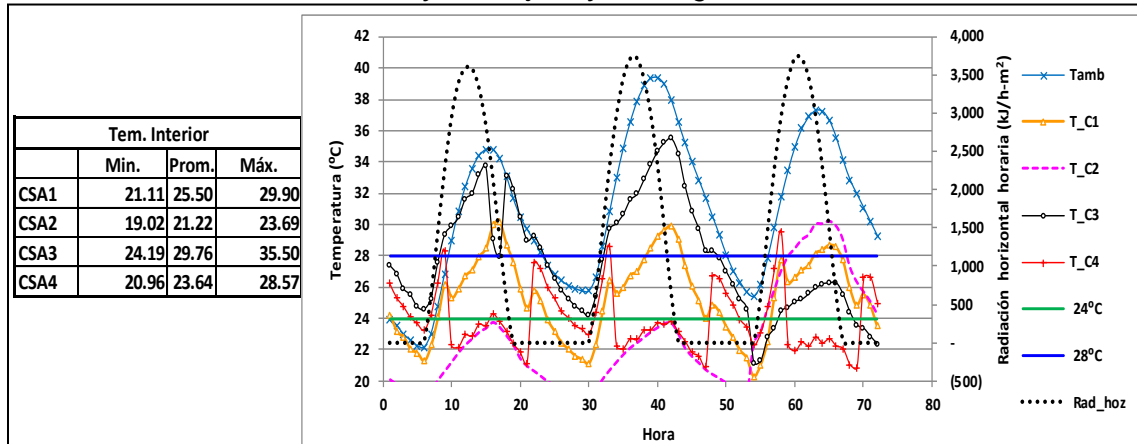
Gráfica 23. Comportamiento de la temperatura interior 4 viviendas en Acapulco para los días 19, 20 y 21 de mayo.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

Para La Paz, donde la vivienda 3 alcanza temperaturas máximas durante dos días, 30 y 31 de julio para posteriormente bajar. La vivienda 2 se mantiene por debajo del límite inferior de la  $T_n$  en estos días por ello la manejadora no opera, es decir, no demanda aire acondicionado como se ve en la gráfica 24.

Gráfica 24. Comportamiento de la temperatura interior 4 viviendas en La Paz para los días 30 y 31 de julio y 1 de agosto.

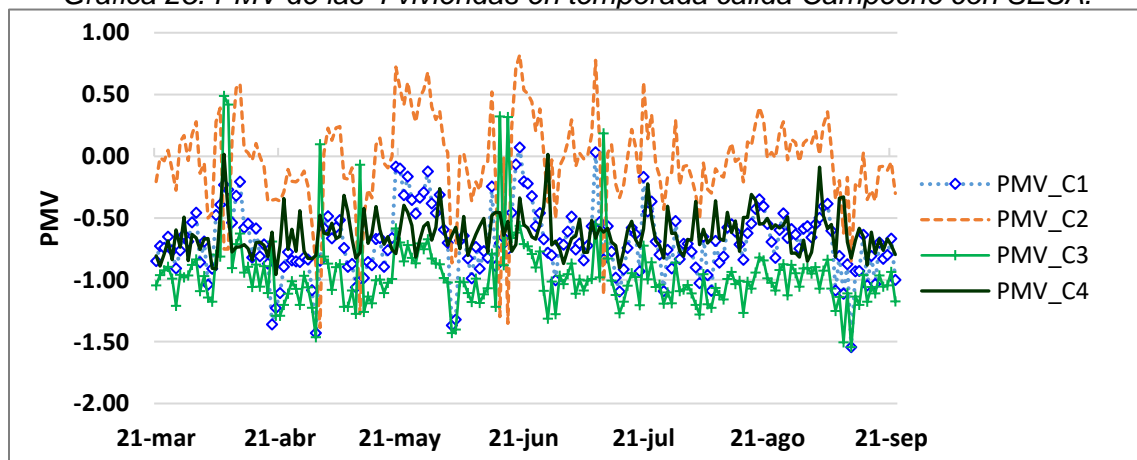


Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

El confort térmico del espacio se determinó a partir del método de Voto Medio Estimado (PMV) incluido en la norma ISO 7730 (2005) relativo a la evaluación del ambiente térmico. El PMV es un índice que refleja el valor de los votos emitidos por un grupo numeroso de personas respecto de una escala de sensación térmica de 7 niveles (-3 extremadamente frío, -2 demasiado frío, -1 confortablemente frío, 0 confortable, 1 confortablemente caliente, 2 demasiado caliente, 3 extremadamente caliente), basado en el equilibrio térmico del cuerpo humano (la producción interna de calor del cuerpo es igual a su pérdida hacia el ambiente).

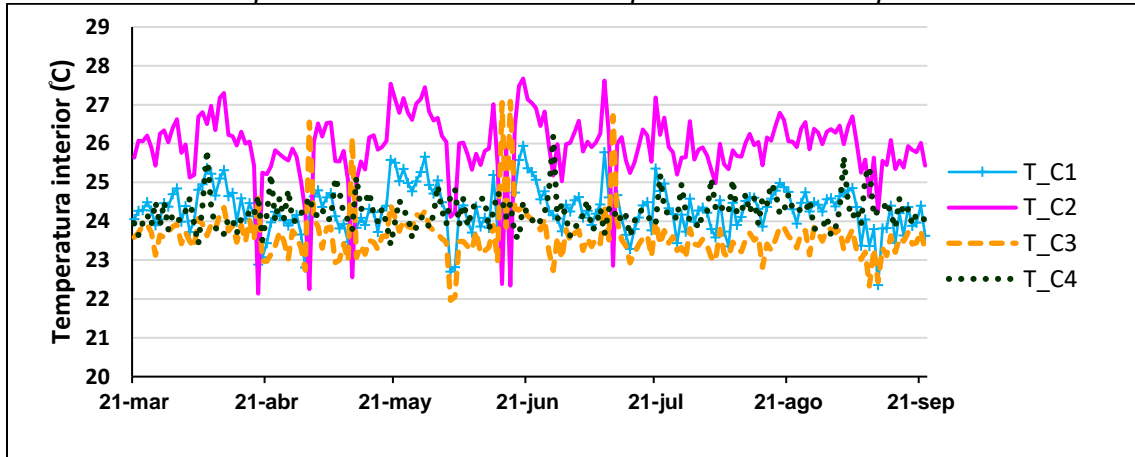
Con base en esta escala y en los resultados obtenidos de la simulación se sabe que en la temporada primavera-verano para Campeche las viviendas se mantienen con valores promedio diarios de PMV entre 1 y -1.5 como se aprecia en la gráfica 25, es decir, en la escala neutra o de confort. La vivienda 3 es ahora de las más frescas y las más cálida la vivienda 2 no obstante, las temperaturas se encuentran en la  $T_n=26\pm 2^\circ\text{C}$  (ver gráfica 26).

Gráfica 25. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida Campeche con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

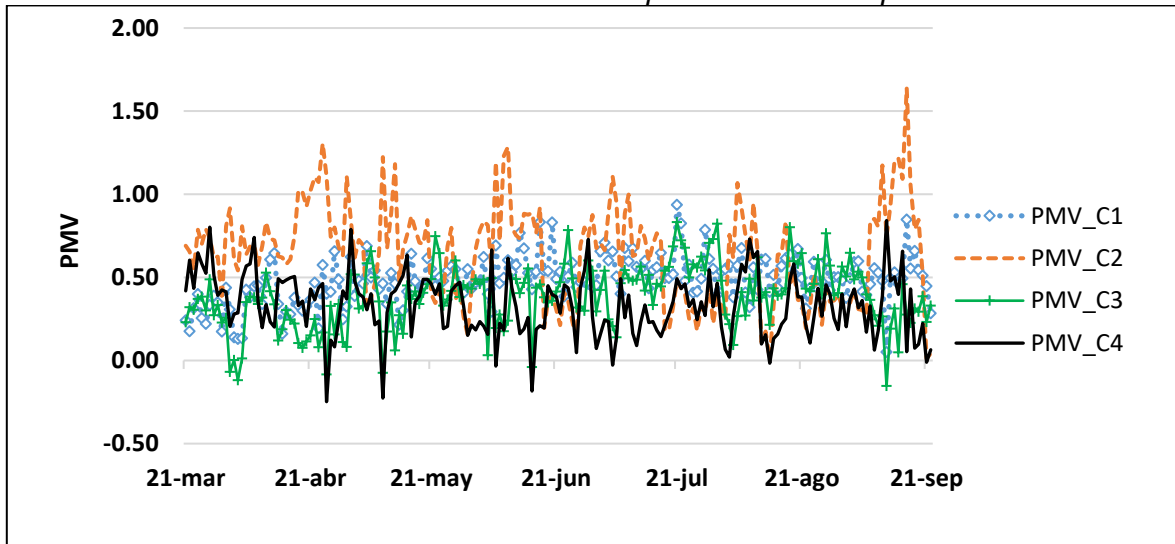
Gráfica 26. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida Campeche con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

Para la temporada cálida en Acapulco se tienen valores promedio diarios de PMV entre 1 y -1.5 pero se puede apreciar que la vivienda 3 de acuerdo con la escala ISO 7730 (2005), es confortablemente fresca como se ve en la gráfica 27. Las demás viviendas se encuentran en el área de la neutralidad térmica con temperaturas entre  $26^{\circ}\text{C}\pm 2$  (ver gráfica 28).

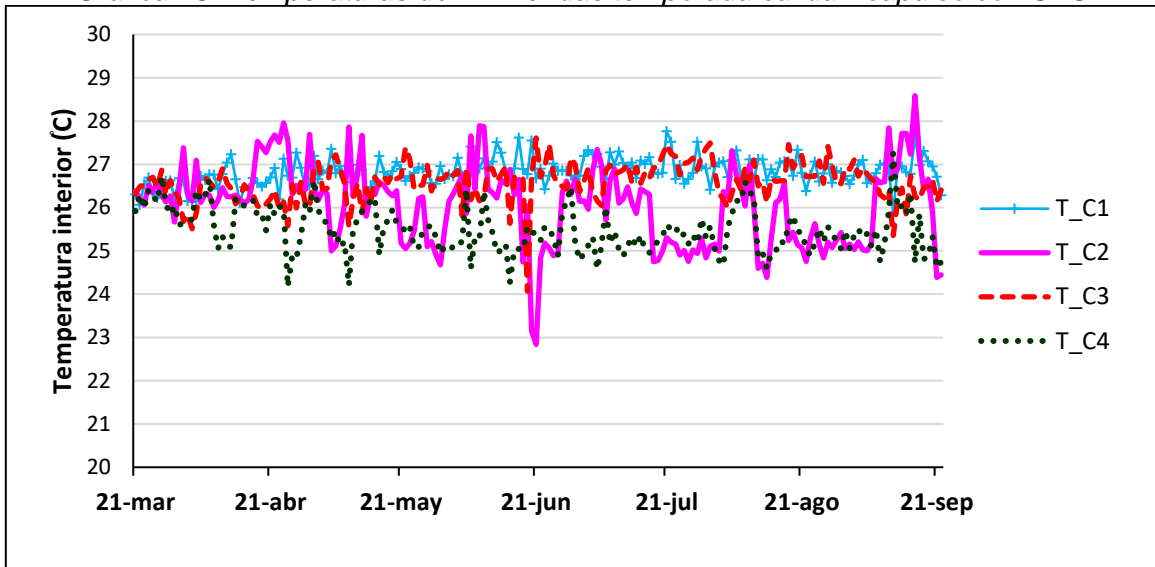
Gráfica 27. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida Acapulco con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.



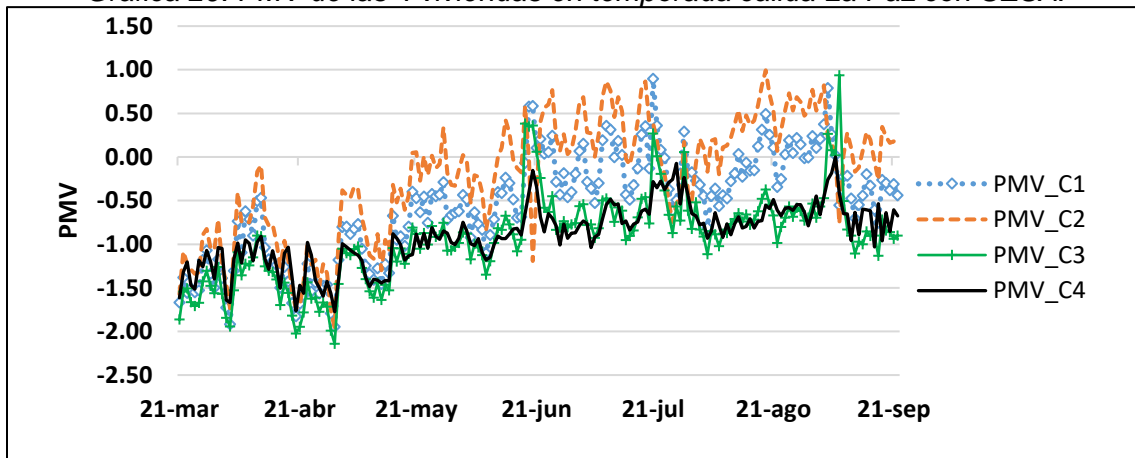
Gráfica 28. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida Acapulco con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

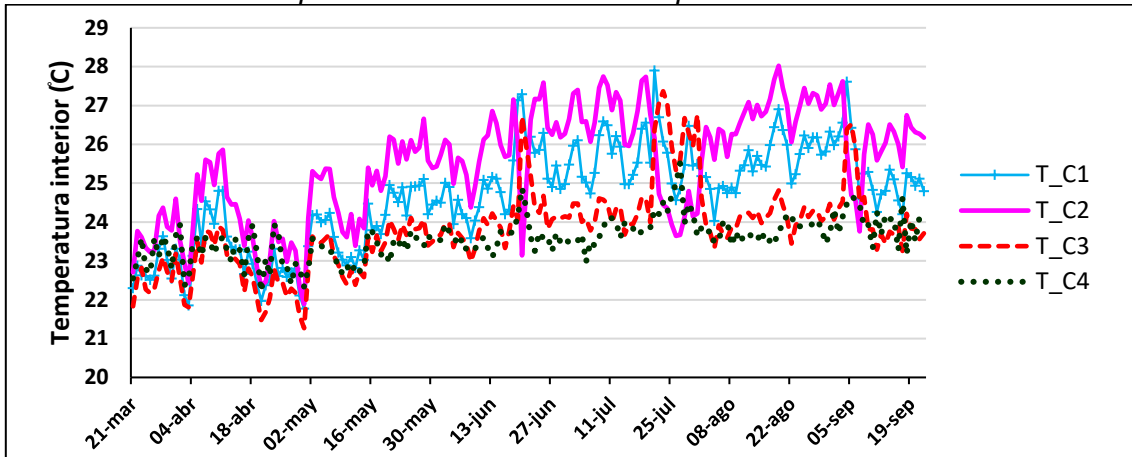
De acuerdo con la gráfica 29 el clima cálido de La Paz se acentúa más hacia mayo y continúa hasta finales de agosto por lo que la temperatura de las viviendas se ve claramente incrementada sobre todo la de la vivienda 2, como se aprecia en la gráfica 30.

Gráfica 29. PMV de las 4 viviendas en temporada cálida La Paz con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

Gráfica 30. Temperaturas de 4 viviendas temporada cálida La Paz con SESA.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

#### 4.6 Eficiencia total del sistema.

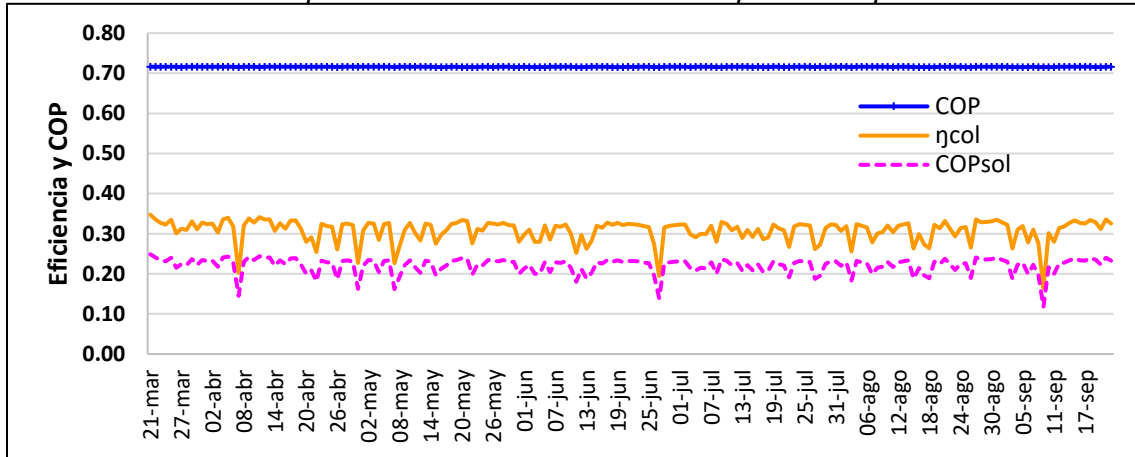
A la combinación de la eficiencia del campo de colectores y del COP del ciclo de absorción se le conoce como eficiencia total del sistema o  $COP_{solar}$  y se obtiene a partir del producto de ambos [García-Casals, 2006]. Entre los factores que afectan al  $COP_{solar}$  están: temperatura ambiente, humedad relativa, área de captación solar, ángulo de incidencia con respecto al campo de colectores, entre otros.

Cuando se equilibra la eficiencia del sistema de colectores ( $\eta_{col}$ ) con el COP del ciclo de absorción, se adquiere el máximo  $COP_{solar}$ . Esto significa un mayor aprovechamiento de la energía solar para producción de agua fría en el SESA.

En la gráfica 31 se presenta la eficiencia operativa del campo de colectores, el COP térmico (COP) del sistema el cual fue fijado por defecto en 0.7 en el simulador TRNSYS17 y así mismo se presenta el  $COP_{solar}$  promedio diario del SESA que se espera tendrá este sistema, para la temporada primavera-verano en la Cd. de Campeche.

La intensidad de la radiación solar durante esta época favorece la eficiencia operativa de los colectores registrándose en promedio 31% y máximos de 35%. Sin embargo, hay excepciones como se aprecia en esta gráfica donde la radiación solar es escasa lo que compromete la ganancia de calor útil del campo solar y por tanto la  $\eta_{col}$ . Es evidente que la dimensión de este campo limita el aporte energético de los requerimientos demandados por el SESA.

Gráfica 31. Comportamiento total del SESA. Campeche temporada cálida.

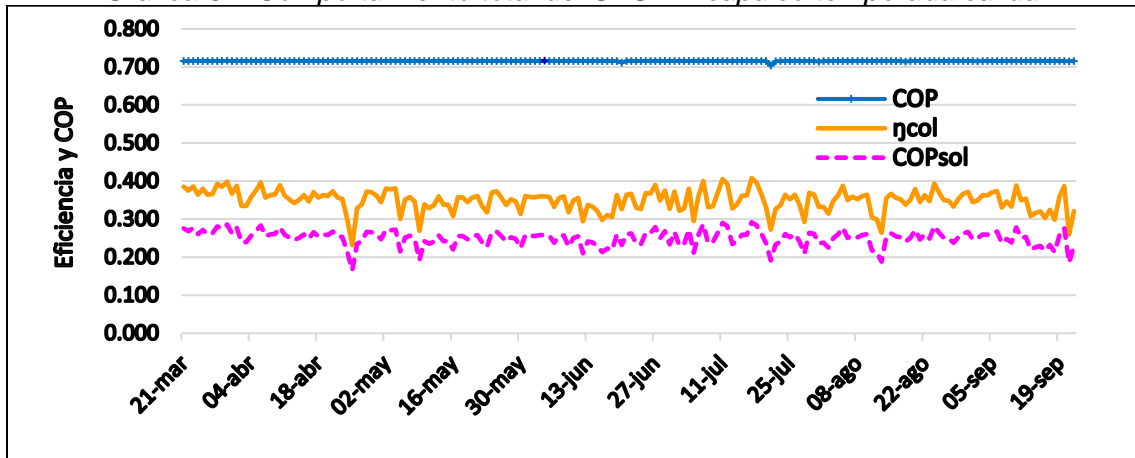


Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

El COP del SESA es casi constante durante las horas operativas del sistema registrándose valores de 0.72. Finalmente, con lo anterior se tiene un COP<sub>solar</sub> de 0.22 en promedio y máximo de 0.25.

La gráfica 32, presenta el comportamiento del SESA para Acapulco en la época cálida donde se puede apreciar que, desde el arranque del sistema, el COP es constante (0.72) y la eficiencia del campo de colectores permanece entre 34% y 41%. El promedio diario de COP<sub>solar</sub> es de 0.25 y máximo de 0.29.

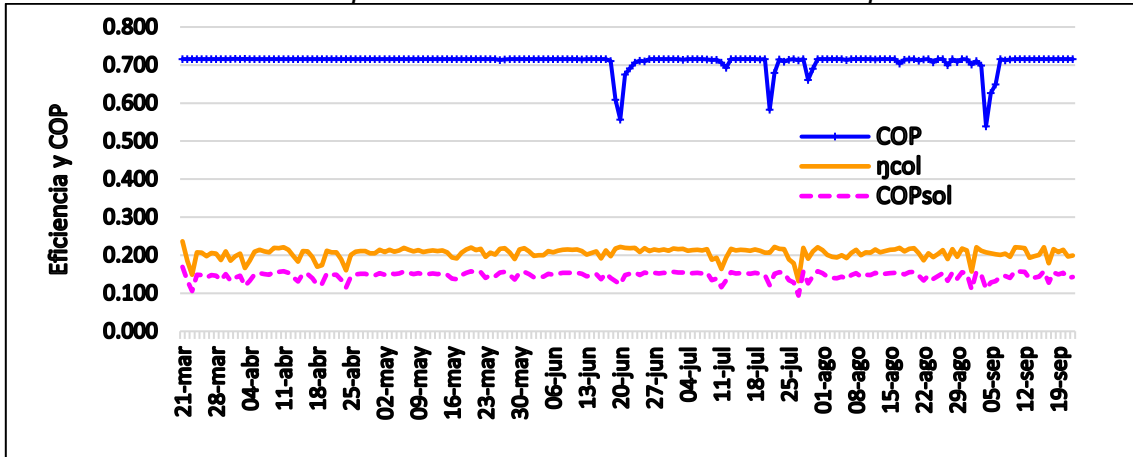
Gráfica 32. Comportamiento total del SESA. Acapulco temporada cálida.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

La gráfica 33 presenta el comportamiento operativo del SESA para La Paz y podemos ver un comportamiento distinto a los otros dos sistemas de Campeche y Acapulco debido a que el COP no es constante al presentar ligeras caídas de este parámetro reduciéndolo a casi 0.55 para el 20 de junio y a 0.53 para el 1 de septiembre debido a las condiciones de operación.

Gráfica 33. Comportamiento total del SESA. La Paz temporada cálida.



Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos de la simulación en TRNSYS 17.

#### 4.7 Balance de energía en el equipo de absorción Yazaki.

De los datos obtenidos del sistema de enfriamiento solar por absorción (SESA) híbrido simulado en este capítulo tenemos la siguiente información.

En este apartado sólo consideraremos el análisis para la temporada primavera verano de la Ciudad de Campeche.

La figura 32, es un ejemplo que permite ver cómo son los flujos térmicos en el interior del circuito de la unidad de absorción. Se aprecia que el calor a disipar es la suma del aportado por la fuente de calor más el extraído del agua del circuito de refrigeración  $(26.61+19.09) \text{ kW} = 45.69 \text{ kW}$  (valores promedio del periodo) y como máximos tendríamos  $(39.39 + 28.25) \text{ kW} = 67.64 \text{ kW}$ . Como podemos ver en el balance, el calor extraído del circuito de refrigeración es como máximo 28.25 kW equivalente a 8.03 TR (Toneladas de refrigeración) lo que significa que se requieren 7.06 kW (2.01 TR) o dos toneladas de refrigeración por vivienda como máximo por lo que la unidad Yazaki puede satisfacer la demanda de aire acondicionado de 5 viviendas.

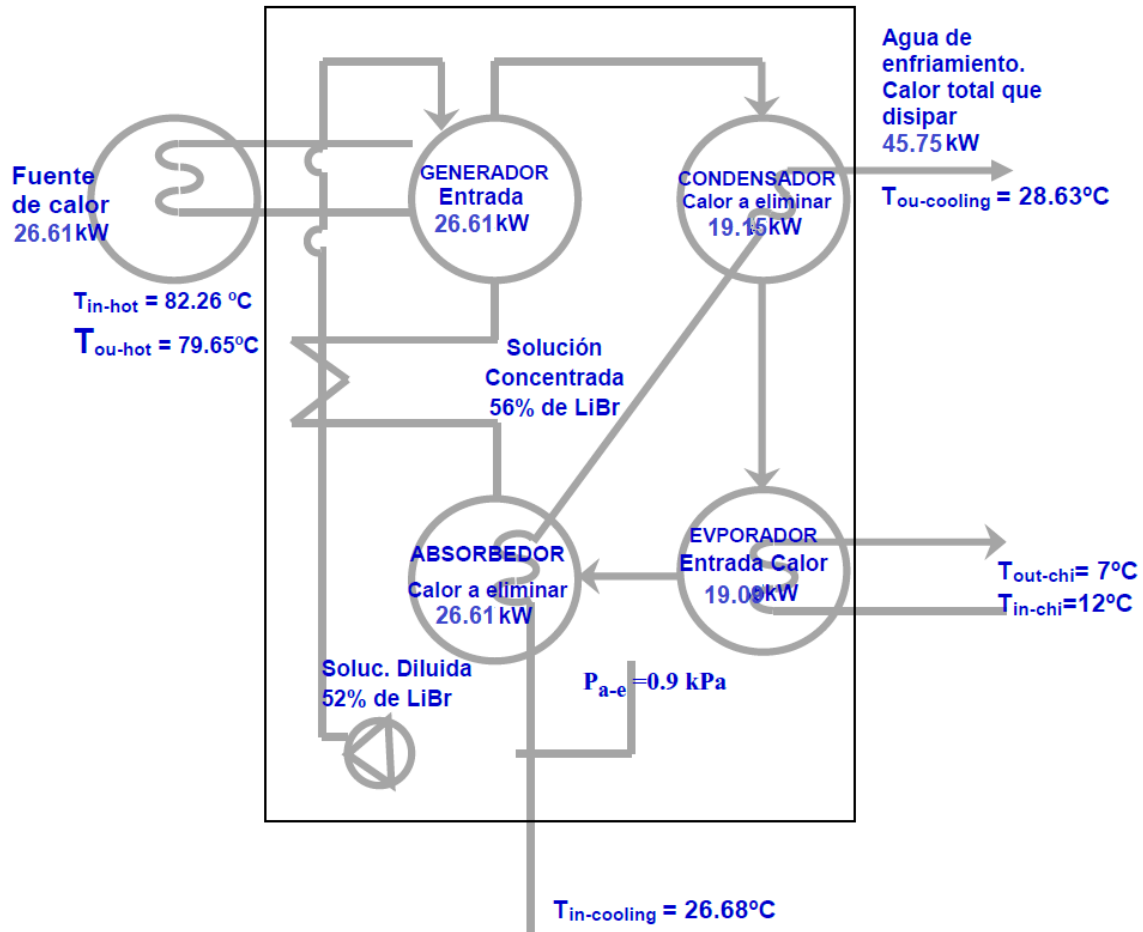


Figura 32. Balance de energía en la unidad Yazaki modelo WFC SC10 con base en resultados de la simulación en TRANSYS valores promedio de  $T_{in-hot}$ ,  $T_{in-cooling}$  y  $T_{out-chi}$ .

Estos resultados se considerarán en la evaluación económica que se hará para el SESA en el siguiente capítulo.

### 4.8 Conclusiones.

Los resultados muestran que el sistema de enfriamiento solar por absorción con respaldo a gas (sistema híbrido) propuesto para proporcionar confort térmico al conjunto de 4 viviendas tipo dúplex localizadas en distintas zonas costeras es técnicamente factible, ya que cubre la demanda de enfriamiento (aire acondicionado) durante el periodo cálido del año manteniendo el confort térmico de las viviendas dentro de los parámetros calculados con el método de la neutralidad térmica para cada una de estas zonas. La temperatura de confort para la Cd. de Campeche, Acapulco y la Cd. de La Paz (clima cálido húmedo, cálido seco y seco extremo respectivamente) se calculó en  $T_n = 26 \pm 2$  incluso la unidad Yazaki puede

satisfacer la demanda de 5 viviendas de acuerdo con el balance térmico presentado en el apartado 4.7 de este capítulo.

Las viviendas a climatizar cuentan con una superficie de techo reducido por lo que limita la posibilidad de instalar un campo solar de mayor tamaño que proporcione una fracción solar de por lo menos un 50% de tal manera que esto repercuta en el ahorro de gas natural por parte del subsistema auxiliar (caldera a gas) y en la reducción de emisiones a la atmósfera por quema de este combustible.

No obstante, puede verse la posibilidad de usar los techos de otras viviendas de los conjuntos aledaños para incrementar la Fracción Solar o bien construir una estructura cercana al conjunto de viviendas lo cual tendría ciertas implicaciones económicas y sociales que dan origen a un proyecto de investigación para otro momento.

Los tanques de almacenamiento de agua caliente proveniente de colectores son especiales para almacenar este tipo de fluido. Cuando no se tiene la temperatura adecuada en este tanque para abastecer al generador de la unidad Yazaki la cual se estableció en 80°C, la caldera (subsistema auxiliar) se pone en marcha para proporcionar la energía faltante al sistema y se observa que la unidad de absorción trabaja con eficiencias (COP) de 0.71 y 0.72 situadas en el rango especificado por el fabricante (de entre 0.5 a 0.8).

El equipo de absorción produce y proporciona agua fría a 7°C a la unidad central que distribuye el agua a las manejadoras instaladas en cada una de las viviendas. Estas manejadoras tienen una capacidad de 8.37 KW (2.38 TR) de la marca VICOT de la serie VAH las cuales trabajan con agua fría a 7°C proveniente de la unidad Yazaki.

El dimensionamiento propuesto de la torre de enfriamiento permite operar en condiciones óptimas al sistema, ya que proporciona agua de enfriamiento de entre 24 y 31 °C, rango especificado por el fabricante de la unidad de absorción.

En general los resultados de la simulación muestran que el SESA bajo las configuraciones técnicas calculadas, produce agua fría a 7°C haciendo que la temperatura del aire inyectado por las manejadoras sea de 16°C. Con esto se consigue que la temperatura del interior de 4 viviendas de 40 m<sup>2</sup> de área construida, se mantenga a temperaturas de entre 24 y 28°C durante el mayor tiempo posible en la temporada cálida del año. El rango de la temperatura de confort de las viviendas se calculó mediante el método de la neutralidad térmica como se menciona al inicio y se evaluó a través del índice de Previsión Medio de Voto (PMV) de la norma ISO-7730 (2005) colocando a la temperatura del interior de las viviendas en el rango de confortablemente frías a ligeramente calientes.

## Capítulo 5: Evaluación económica del proyecto.

Este proyecto procura ofrecer una solución a una necesidad humana que en este caso es la de tener confort térmico en su vivienda. Este estudio está aplicado a viviendas de interés social ubicadas en regiones costeras de las zonas cálidas secas y húmedas de México. En el capítulo anterior se presentaron los aspectos técnicos de este proyecto. En este capítulo se presenta el estudio y la evaluación económica de la propuesta con el objeto de conocer su rentabilidad económica de tal manera que se asegure resolver la necesidad de acondicionamiento térmico de la vivienda de interés social ubicada en las zonas costeras de México en forma eficiente, segura y rentable.

### 5.1 Mercado del aire acondicionado.

Si bien en México se carece de información sobre la demanda y oferta, así como el análisis de los precios y el estudio de la comercialización de los sistemas de aire acondicionado para satisfacer el confort térmico, podemos hacer referencia a el *Estudio de Caracterización del “Uso de Aire Acondicionado en Viviendas de Interés Social”* para darnos una idea sobre este asunto y la tendencia que sigue o pudiera seguir en el país. Este estudio tuvo como objetivo, contar con un análisis que caracterice la penetración actual de las tecnologías de climatización de aire en las viviendas de interés social, así como la estimación futura de las mismas, en función del creciente consumo energético del sector y del poder adquisitivo de la población debido a que estos factores están relacionados una demanda de este tipo de equipos [CONUEE/GIZ, 2016].

La primera etapa de este análisis sirvió de referencia para sondear la demanda de este servicio. Los resultados del análisis llevaron a la identificación de las variables zona climática, tarifa eléctrica e ingresos como aquellas que determinan la presencia de equipos de aire acondicionado y ventiladores en una vivienda.

En este estudio se menciona que de acuerdo con los datos del Módulo de Condiciones Socioeconómicas de la Encuesta Nacional de Ingresos y Hogares 2012 [INEGI, 2012], en México cerca del 13% de las viviendas contaban con equipo de acondicionamiento de aire. Los equipos de aire acondicionado que más se utilizan para uso residencial son:

- MINISPLIT. Acondicionador de aire tipo dividido de descarga libre sin conductos de aire, constituido por más de dos cuerpos.
- MULTISPLIT. Acondicionador de aire tipo dividido de descarga libre sin conductos de aire, constituido por más de dos cuerpos.
- VENTANA. Acondicionador de aire tipo cuarto.
- CENTRAL. Acondicionador de aire tipo central, paquete o dividido.
- COOLER. Equipo de enfriamiento evaporativo.

De acuerdo con datos de la Asociación Nacional de Fabricantes de Aparatos Eléctricos, A.C. (ANFAD), en el año 2011 el 46% de los equipos de aire acondicionado (EAA) vendidos fueron del tipo ventana y el 53% de equipos tipo minisplit, los que presentan tendencia hacia una mayor participación en el mercado [CONUEE 2013].

Lo importante que hay que rescatar y resaltar del estudio mencionado es que el porcentaje de viviendas con EAA se incrementa en la medida en la que se reduce la tarifa eléctrica de verano. Este comportamiento también se debe en parte a que el incremento en las temperaturas de verano coincide con las zonas de menor tarifa eléctrica. En la relación entre el porcentaje de viviendas con EAA y el ingreso económico, se observa que en los climas cálidos se presenta una probabilidad alta y dependiente de los ingresos mientras que en los climas templados la probabilidad es baja. Como se aprecia en el estudio no se incluyen equipos de aire acondicionado que empleen tecnología alterna a los equipos convencionales de compresión que actualmente dominan el mercado.

La Asociación Latinoamericana de Automatización, Climatización y Refrigeración (ACR Latinoamérica) reporta que las importaciones de sistemas Split/Minisplit en México en 2009 aumentaron en un 40% comparadas con 2008, siendo China su principal socio comercial para su abastecimiento. Debido a que estos sistemas no se fabrican en el país, las importaciones van en aumento año con año, pues el minisplit es cada vez más accesible en precio y su demanda aumenta. Esto lo confirma un estudio publicado en *Proceedings of the National Academy of Sciences* denominado Contribution of air conditioning adoption to future energy use under global warming. El artículo afirma que la adopción de equipos de aire acondicionado ocurrirá de manera exponencial en países en desarrollo como India, China, Brasil, Tailandia, Indonesia y México. Los resultados reportados para México indican que en las zonas frías del país nadie tiene EAA, pero en las zonas cálidas la adopción de EAA está fuertemente correlacionada con los ingresos económicos los cuales por sí mismo explica la mayor parte del aumento en la demanda del aire acondicionado. Incluso con un crecimiento del ingreso anual de 2%, los niveles de saturación de EAA alcanzan cerca del 100% en todas las áreas cálidas en ambos escenarios planteados por el estudio [Davis L. *et al*, 2015].

En este estudio también, se presenta el efecto que tendría el incremento de la temperatura en el consumo eléctrico residencial. En la gráfica de la figura 33 se observa cómo el consumo de electricidad aumenta a partir del intervalo de temperatura entre 75-80 °F (23.89-26.67°C), con impactos progresivamente mayores en los intervalos de 80-85 °F (26.67-29.44°C), 85-90 °F (29.44-32.22°C) y > 90 °F (32.22°C). En la figura 34, el mapa muestra el cambio de temperatura del planeta proyectado por el modelo medio. Es decir, la mitad de los modelos proyectan una mayor cantidad de cambios, y la mitad de los modelos proyectan menos cambio en comparación con la línea base 1961-1990.



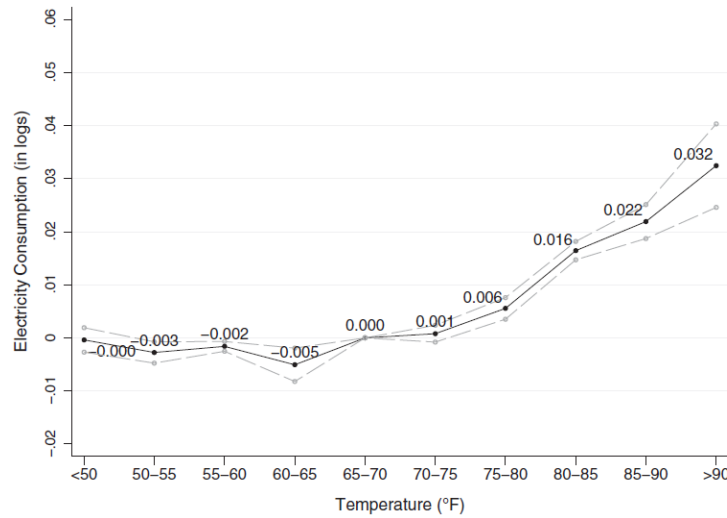


Figura 33. Efecto de la temperatura en la demanda eléctrica residencial en México. Fuente: Davis L. et al 2014

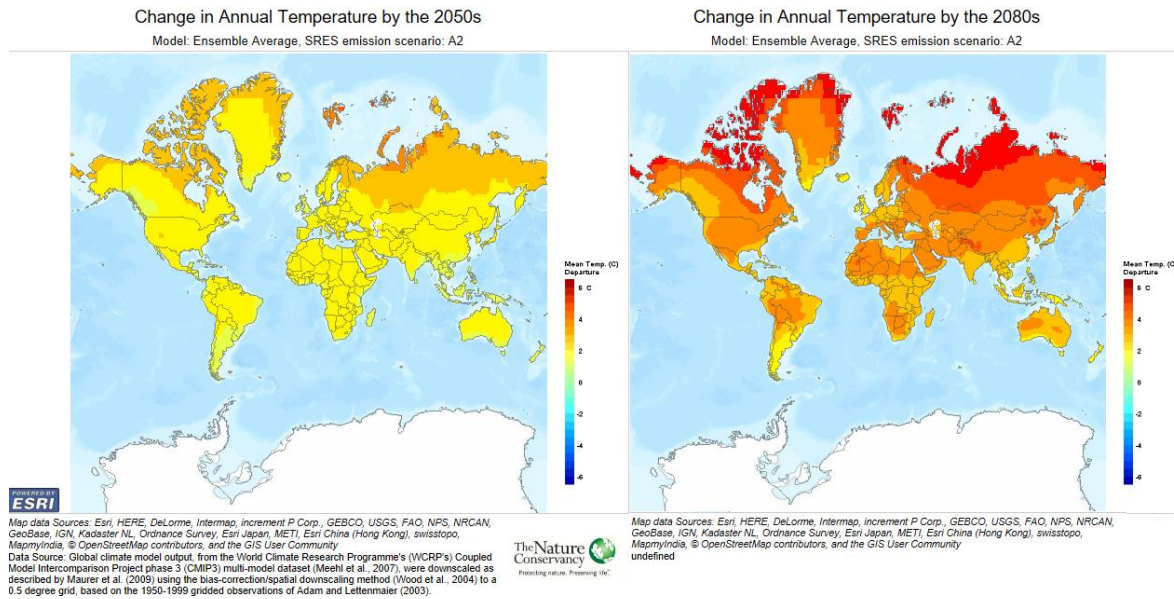


Figura 34. Cambio en la temperatura anual proyectada para el año 2050 y 2080 de acuerdo con el modelo medio.

**Fuente de los datos:** Global climate model output, from the World Climate Research Programme's (WCRP's) Coupled Model Intercomparison Project phase 3 (CMIP3) multi-model dataset (Meehl et al., 2007), were downscaled as described by Maurer et al. (2009) using the bias-correction/spatial downscaling method (Wood et al., 2004) to a 0.5-degree grid, based on the 1950-1999 gridded observations of Adam and Lettenmaier (2003).

**Fuente para la obtención del mapa:** ClimateWizard. <http://www.climatewizard.org/>

Como puede observarse en estas figuras es inevitable el incremento de la temperatura en el planeta generando inviernos más fríos y veranos más cálidos, impulsando la demanda mundial de electricidad específicamente en 2021 en más del 6%, el mayor aumento desde la recuperación de la crisis financiera de 2010. El rápido repunte de la demanda general de energía tensó las cadenas de suministro de carbón y gas natural, elevando los precios de la electricidad. A pesar del impresionante crecimiento de la energía renovable, la generación de electricidad a partir del carbón y el gas alcanzó niveles récord (figura 35).

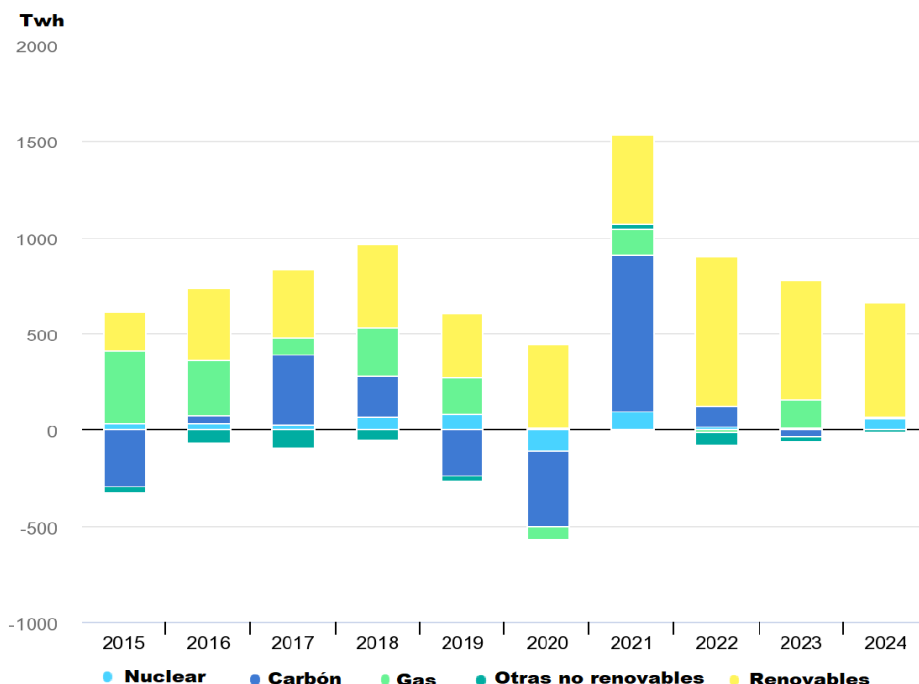


Figura 35. Cambios generales en la generación eléctrica a nivel mundial de 2015-2024. Fuente: Electricity - Fuels & Technologies - IEA, Consultado enero de 2022

De la figura 36, las emisiones globales de CO<sub>2</sub> disminuyeron un 5.8% en 2020, o casi 2 Gt de CO<sub>2</sub>, la mayor disminución de la historia. A pesar de la disminución en 2020, las emisiones globales de CO<sub>2</sub> relacionadas con la energía se mantuvieron en 31.5 Gt y en 2021, se proyecta que las emisiones globales de CO<sub>2</sub> relacionadas con la energía se recuperarán y crecerán un 4.8% a medida que la demanda de carbón, petróleo y gas repunte con la economía.

Otro importante factor que hay que considerar es el del incremento de la población que demanda vivienda y consecuentemente bienes y servicios.

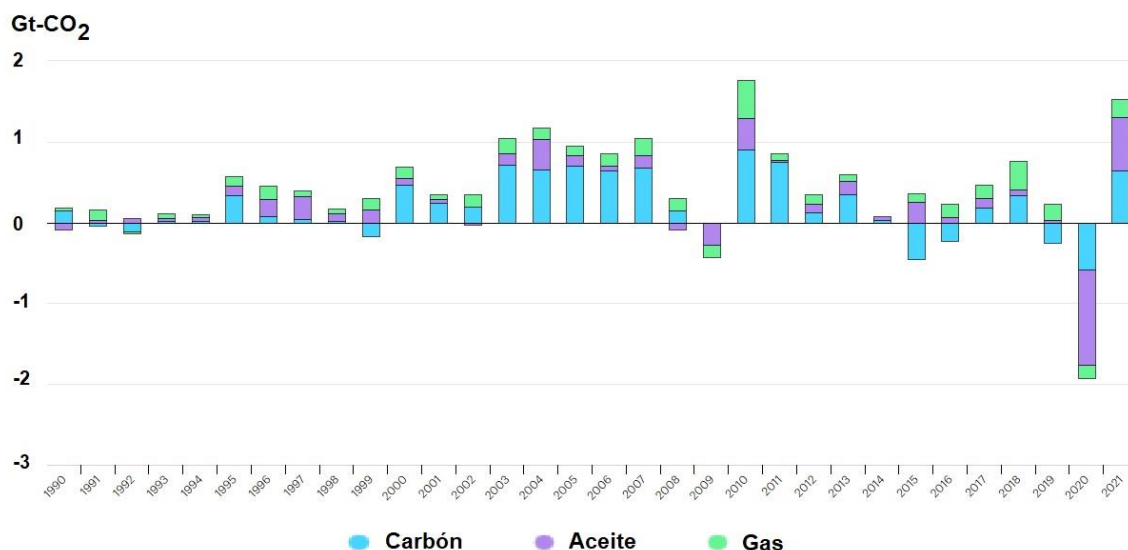


Figura 36. Emisiones mundiales de CO<sub>2</sub> por combustible, 1990-2021.

Fuente: IEA, 2021. Consultado 28 de enero en <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/change-in-co2-emissions-by-fuel-1990-2021>

En 2010 existía en México un parque habitacional de 35.6 millones de viviendas, de las cuales el 80.32% (28, 614,991) correspondió a viviendas habitadas, el 5.65% a viviendas de uso temporal y el 14.03% a viviendas particulares deshabitadas<sup>2</sup>. Del universo de viviendas habitadas, el 90.59% corresponde a casas independientes y el 7.06% a departamentos en edificios. En la tabla 23, se presenta el total de vivienda particular habitada en México clasificadas por casas independientes y departamentos en edificios y zonas bioclimáticas según censo del año 2010 [Cruz, R., 2012].

Respecto del total de viviendas habitadas registradas por el Censo de Población y Vivienda 2010, la vivienda de interés social representa el 36%. Los créditos otorgados por los Organismos Nacionales de Vivienda y otras instituciones equivalen a 10,050,301 viviendas de interés social y media. Las entidades federativas con mayor número viviendas existentes de interés social y medio, construidas entre los años 1973 – 2012, han sido la Ciudad de México, seguido por el Estado de México, Nuevo León y Jalisco, en donde se concentra el 31.4 % con respecto al total nacional.

<sup>2</sup> Instituto Nacional de Geografía y Estadística (INEGI). Censo de Población y vivienda 2010.

Tabla 23. Total de vivienda particular habitada en México clasificadas por casas independientes y departamentos en edificios y zonas bioclimáticas, 2010.

Zona Bioclimática	Casa independiente	Departamento en edificio	Total
<i>Cálida húmeda</i> Campeche, Colima, Chiapas, Guerrero, Jalisco, Nayarit, Oaxaca, Quintana Roo, Veracruz y Yucatán.	8,653,267	360,873	9,014,104
<i>Cálida seca</i> Baja California Sur, Coahuila, Chihuahua, Durango, Nuevo León, San Luis Potosí, Sinaloa y Sonora	5,734,951	151,430	5,886,381
<i>Semifrío</i> Ciudad de México, Estado de México, Hidalgo, Puebla, y Tlaxcala	6,977,763	1,334,435	8,312,198
<i>Templada</i> Aguascalientes, Baja California, Guanajuato, Michoacán, Morelos, Querétaro y Zacatecas.	4,557,080	173,527	4,730,607
<b>TOTAL</b>	<b>25,923,061</b>	<b>2,020,229</b>	<b>27,943,290</b>

Tomado de Cruz R, 2012.

Al analizar las variaciones del consumo de energía eléctrica por región bioclimática y sus efectos por el uso de equipos de climatización de acuerdo con la clasificación que establecen las tarifas de CFE, en la Tabla 24, se pueden identificar que existen variaciones que van del 8% al 326%, pasando por 130% y 187%, en incrementos de consumo energético por necesidades de utilización de aires acondicionados.

Tabla 24. Consumos totales por tarifas en el sector residencial en el año 2010.

Tarifa	Número de usuarios	Por ciento	Consumo total anual (MWh)	Consumo promedio por año (kWh)	Incremento del consumo de energía por climatización	
					kWh/año	Por ciento
1	16,705,737	55.0%	17,978,425	1,076		0%
1A	1,753,188	5.8%	2,035,251	1,161	85	8%
1B	3,408,282	11.2%	4,864,459	1,427	351	33%
1C	4,727,409	15.6%	9,935,588	2,102	1,026	95%
1D	1,099,949	3.6%	2,721,783	2,474	1,398	130%
1E	1,003,914	3.3%	3,100,416	3,088	2,012	187%
1F	1,162,269	3.8%	5,326,729	4,583	3,507	326%
DAC	511,083	1.7%	2,737,748	5,357		
<b>Total</b>	<b>30,371,831</b>	<b>100%</b>	<b>48,700,399</b>			

En esta tabla se aprecia claramente que en particular los usuarios de las tarifas 1C a 1F, los cuales representan el 38% de la población, aumenta su consumo en la época del verano desde un 33% hasta un 326%, respectivamente. Esta situación presenta un fuerte impacto en la economía familiar.

Considerando estos escenarios de aumento de la temperatura global, con su consecuente incremento en el consumo eléctrico mundial, proveniente en gran parte

de combustibles fósiles que producen emisiones de GEI's, aunado al incremento poblacional que demanda bienes y servicios, se precisa impulsar el uso de la tecnología respetuosa con el medio ambiente, que evite o reduzca el consumo de energía eléctrica proveniente de fuentes fósiles. Una de esas alternativas es la planteada en este proyecto, además de que se prevé un importante nicho de mercado para la climatización de la vivienda en todo el mundo por lo anteriormente mencionado.

Como se puede apreciar, no se tiene un mercado consolidado de aire acondicionado solar, además de que su uso aún no figura en las viviendas de interés social de México. La tarea de introducir dichas tecnologías no es fácil; no obstante, el uso y conocimiento de este tipo de aire acondicionado va en crecimiento y muestra de ello lo tenemos en Estados Unidos, donde el gobierno federal permite a los propietarios y comerciantes, la deducción del 30% del costo neto del sistema de aire acondicionado solar de sus impuestos sobre la renta, la cual está disponible desde este año.

Un aire acondicionado solar ofrece beneficios ambientales los cuales incluyen una menor demanda de energía eléctrica, reducción de los costos de la factura eléctrica y en consecuencia menores emisiones de gases de efecto invernadero.

## **5.2 Del estudio técnico.**

En este apartado se determinará el tamaño óptimo del campo de colectores sin considerar la limitante del espacio para instalarlos respaldándose en la información que se tiene de la zona cálido húmedo representada por la Cd. de Campeche. Si consideramos la condición de que el subsistema térmico debe aportar una fracción solar de al menos 50% de la energía demandada por la unidad Yazaki, se tienen dos configuraciones C y G (gráfica 9 del capítulo 4) que están en el límite ya que presentan una Fr-sol promedio de aportación de 53 y 51% respectivamente. Las configuraciones D, E, H, I y J proporcionan Fr-sol promedio mayores al 50% por lo que hay varias opciones para satisfacer esta premisa. La pregunta que surge es:

¿Cómo seleccionar la opción adecuada de entre todas las posibles? Una respuesta la podemos obtener al realizar la evaluación económica de las posibles configuraciones, la que resulte más económica será una buena primera elección.

## **5.3 Estudio Económico.**

De acuerdo con los puntos anteriores 5.1 y 5.2 existe un mercado potencial por cubrir en cuanto a demanda de aire acondicionado y una oportunidad viable de hacerlo a través de tecnología más amigable con el medio ambiente que actualmente tiene un soporte técnico y una industria aún pequeña pero creciente a nivel mundial, es decir, no se tiene impedimento tecnológico para llevar a cabo el proyecto.

### 5.3.1 Determinación de los costos.

A los costos realizados en el presente, es decir, en el tiempo cero en una evaluación económica se les llama inversión por lo que a continuación se calcularán los costos de inversión requeridos para implementar el SESA y climatizar 5 viviendas tipo dúplex.

#### a) Costo de subsistema de captación solar y almacenamiento térmico.

Este subsistema está conformado por el campo de colectores solares de tubos evacuados, la bomba de alimentación a colectores, el sistema de control y el tanque de almacenamiento de agua caliente como se observa en la figura 37.

La línea base de cálculo será un sistema convencional de aire acondicionado por compresión tipo paquete de 35 kW (10 toneladas de capacidad) sólo frío, refrigerante R-410a, con una eficiencia 11.2 EER de la marca YORK, modelo ZF120C00B2A1AAA1A1, el cual tiene una potencia eléctrica de 10.7 kW.

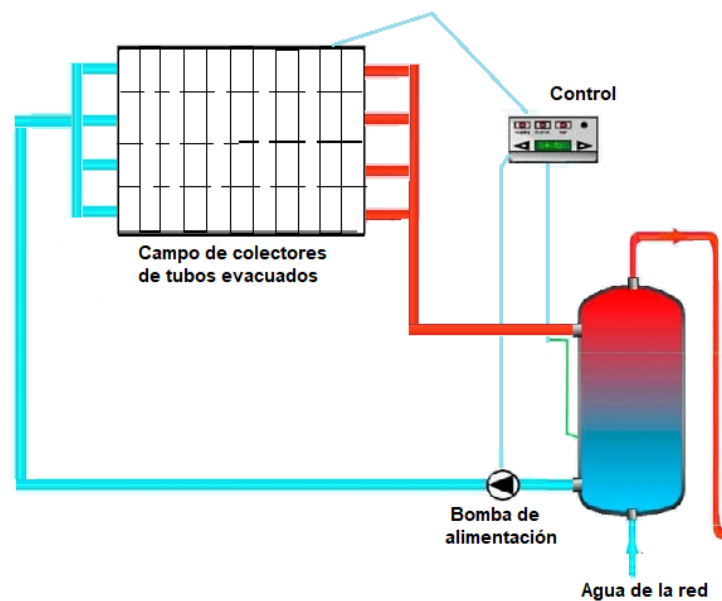


Figura 37. Subsistema de captación solar y almacenamiento térmico.

Las propuestas de configuración del subsistema solar fueron la **G** y la **J** las cuales tienen las siguientes características.

Configuración	No. Colectores	Área bruta (m <sup>2</sup> )	Volumen del tanque (m <sup>3</sup> )	Fracción solar (%)	
				Promedio	Máxima
G	50	84.20	6	51	63
J	80	134.70	6	63	75

Como podemos observar la configuración **G**, requiere de un menor número de colectores lo que representa los mínimos costos de inversión por concepto de campo solar. La otra configuración **J** requiere una mayor cantidad de colectores y ambas configuraciones presentan las mismas dimensiones del termostanque ( $6\text{m}^3$ ). También se considera analizar la variación del  $T_{sp}$  de 75 u 80 °C para visualizar el impacto económico de esta variable en el proceso, además de ver la relación entre el consumo de gas (respaldo) y la fracción solar al variar dicha variable y poder determinar así el caso más favorable económicamente.

Propuestas a evaluar:

**Propuesta 1:** Constituida por la configuración **G** y la temperatura de ajuste o set point ( $T_{sp}$ ) será de 80 °C.

**Propuesta 2:** Constituida por la configuración **G** pero con un  $T_{sp}$  de 75 °C.

**Propuesta 3:** Constituida por la configuración **J** y con un  $T_{sp}$  de 80 °C.

**Propuesta 4.** Igual que la propuesta 3, pero con un  $T_{sp}$  de 75 °C.

Como se puede ver, la *propuesta 1* (P1) y la *propuesta 2* (P2) son iguales, solo varían en la  $T_{sp}$  de operación al igual que la propuesta 3 y 4 (P3 y P4) son también la misma configuración del subsistema solar, pero igualmente el  $T_{sp}$  varía.

Las gráficas 34a, 34b, 35a y 35b, presentan el comportamiento térmico de las cuatro propuestas planteadas. Se puede resumir que la fracción solar promedio de cada una de las propuestas es 65%, 60%, 50% y 49% respectivamente para la temporada primavera-verano.

La energía aportada por el campo solar ( $Q_{sol}$ ) y su fracción solar ( $Fr_{sol}$ ), así como la demanda de energía auxiliar ( $Q_{aux}$ ) es decir, el gas natural para satisfacer los requerimientos de energía térmica por cada una de las propuestas planteadas que se presenta en las gráficas anteriores. Se puede observar claramente que P4 con 80 colectores y un  $T_{sp}$  de 75°C es la que tiene una fracción solar mayor en relación con las otras propuestas, lo que supone un menor consumo de gas.

Es importante mencionar que se tienen la disponibilidad de gas natural en el país y la CRE publica los índices de referencia del precio del gas natural de estas regiones que son: Región I: Baja California, Sonora, y Sinaloa; Región II: Chihuahua, Coahuila y Durango; Región III: Nuevo León y Tamaulipas; Región IV: Aguascalientes, Colima, Jalisco y Zacatecas; Región V: Ciudad de México, Estado de México, Hidalgo, Guanajuato, Guerrero, Michoacán, Morelos, Puebla, Querétaro, San Luis Potosí y Tlaxcala; Región VI: Campeche, Chiapas, Oaxaca, Quintana Roo, Tabasco, Veracruz y Yucatán [DOF, 2022].

- Características de la instalación hidráulica del SESA

Se propone que la tubería sea de cobre de temple rígido tipo M debido a que otras tuberías como las de termofusión PPR, de CPVC y las de polietileno reticulado sólo soportan temperaturas de hasta 82°C de acuerdo con su ficha técnica. En el campo

solar con base a los resultados de la simulación se alcanzan temperaturas máximas de 103 °C. No obstante, habría que resaltar sus muchas ventajas de resistencia a la corrosión, inmunes al ataque galvánico, baja conductividad térmica, paredes lisas, peso liviano, y sus costos reducidos entre otros, comparados con las tuberías metálicas. Su resistencia térmica sería una limitante de la vida útil de la instalación hidráulica y requeriría de cambios continuos de esta red incrementando los costos por lo que se decidió optar por tubería de cobre.

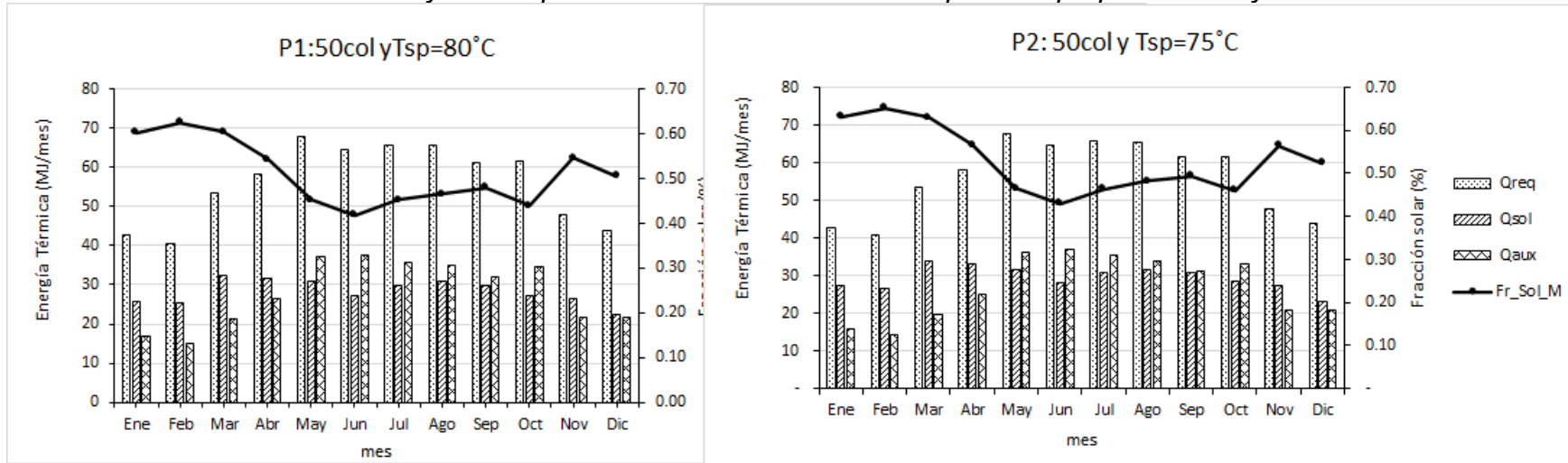
De acuerdo con el flujo máximo de agua-glicol que debe manejar la bomba en relación con el número y arreglo de colectores que para el caso base es de 2,000 l/h (33.33 L.P.M) de una mezcla agua-glicol al 30%. Por lo tanto, se requiere una tubería de  $\frac{3}{4}$ " de diámetro nominal ( $\Theta_N$ ) a la succión y a la descarga de la bomba. De acuerdo con el manual técnico de Nacobre, esta tubería maneja flujos entre 10.65-40.33 L.P.M. para la *propuesta 2* el flujo máximo requerido por el CS es de 3,200 l/h (53.33 L.P.M) por lo que la tubería tendrá que ser de 1"  $\Theta_N$  para esta propuesta (ver anexo G).

De acuerdo con la figura 36 para el bombeo de agua-glicol al campo de colectores, considerando las características de la tubería, accesorios (válvulas, codos, etc.), y caídas de presión en colectores se calculó que se requiere de bombas centrifugas de  $1\frac{1}{3}$  hp para la P1 (igual a la P2) y de 1.5 hp para la propuesta P3 (igual a P4). Se optó por bombas de la marca ARMSTRONG, modelo S46 y H68 respectivamente. La curva de operación y la ficha técnica de la bomba se encuentran en el anexo H.

En las tablas 25 y 26 se presentan los costos del subsistema de calentamiento solar a precios del 2021, para las cuatro propuestas los cuales incluyen: colectores, termotanque de almacenamiento de agua caliente, bomba para agua, tubería y accesorios.



Gráfica 34 a y b. Comportamiento Térmico del SESA para las propuestas P1 y P2.



Gráfica 35 a y b. Comportamiento Térmico del SESA para las propuestas P3 y P4.

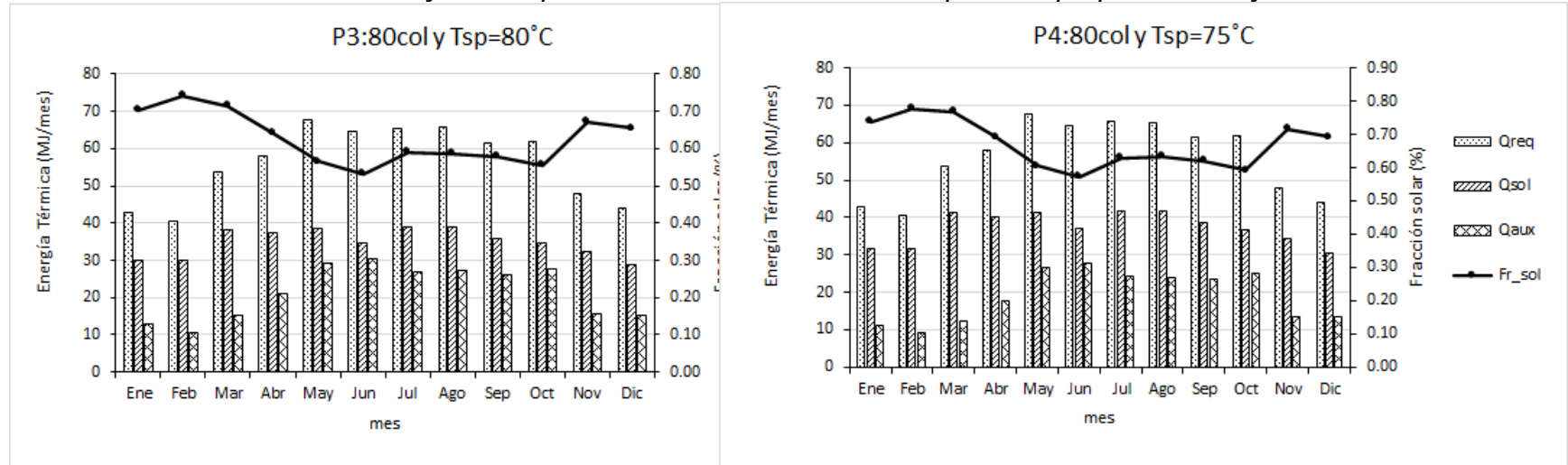


Tabla 25. Costo del subsistema de calentamiento solar. Para P1 y P2.

CONCEPTO	Cantidad	Precio Unitario	Precio
(1) Colectores solares modelo DF120-6	50	9,137.50	456,875.00
(2) Termotanque marca LEFLAM de 6 m <sup>3</sup>	1	300,013.47	300,013.47
(3) Bomba dosificadora para colectores 1.5 hp	2	12,072.25	24,144.50
(4) Tubería de cobre temple rígido tipo "M" de ¾" N	17	691.44	11,754.48
(5) Válvula de retención tipo horizontal de ¾"	1	173.08	173.08
(6) Válvula de compuerta roscada de ¾"	1	209.63	209.63
(7) Codos de cobre de 90°	6	46.23	277.35
(8) Tee de cobre de ¾"	19	62.35	1,184.65
<b>Fuente:</b> (1)		Subtotal	794,632.15
(2) Productos Metálicos Maquilados, S.A de C.V.		I.V.A	127,141.14
(3) GRAINGIER México, grangier.com.mx		Total	921,773.29
(4) Catálogo de precios Nacobre 2017			
(5), (6), (7), (8) y (9) Catálogo URREA 2021			

Tabla 26. Costo del subsistema de calentamiento solar. Para P3 y P4.

CONCEPTO	Cantidad	Precio Unitario	Precio
Colectores solares modelo DF120-6	80	9,137.50	731,000.00
Termotanque de almacenamiento agua caliente 6 m <sup>3</sup>	1	300,013.47	300,013.47
Bomba dosificadora para colectores 1.5 hp	2	2,352.50	104,705.00
Tubería de cobre de temple rígido tipo "M" de 1" ØN	26	967.50	25,155.00
Válvula de retención tipo horizontal de 1"	1	215.00	215.00
Válvula de compuerta roscada de 1"	1	297.78	297.78
Codos de cobre de 90°	6	46.23	277.35
Tee de cobre de 1"	21	62.35	1,309.35
		Subtotal	1,162,972.95
		I.V. A	186,075.67
		Total	1,349,048.62

### **b) Costo del subsistema de absorción y subsistema auxiliar.**

Estos subsistemas contemplan la unidad de absorción, el boiler o caldera y la torre de enfriamiento además de estar conformados también por 3 circuitos hidráulicos: circuito de agua caliente hacia al generador, el de agua de refrigeración a las manejadoras y el de agua de enfriamiento hacia la torre. En la tabla 27 se presentan los costos de estos subsistemas. Estos costos son válidos y extensivos a las propuestas P1, P2, P3 y P4.

Tabla 27. Costo de subsistema de absorción y subsistema auxiliar.

CONCEPTO	Cantidad	Precio unitario	Precio
Unidad Yazaki modelo WFC-SC10	1	407,271.28	407,271.28
Caldera BOSCH modelo GB142/60	1	87,350.40	87,350.40
Torre de enfriamiento INSIN modelo TE-4-3-3	1	33,970.00	33,970.00
Bombas para sistema de agua caliente de 1/3 hp	1	12,072.25	12,072.25
Bombas para sistema de agua de enfriamiento ¾ hp	1	7,546.50	7,546.50
Bombas para sistema de agua fría 1/3 hp	1	6,654.25	6,654.25
Tubería de cobre sistema de agua caliente de 1¼" Ø <sub>N</sub>	2	1,887.89	3,775.79
Tubería de cobre para sistema de agua de enfriamiento de 2" Ø <sub>N</sub>	4	4,204.55	16,818.20
Tubería de cobre para sistema de agua fría de 1¼" Ø <sub>N</sub>	1	1,887.89	1,887.89
Válvula de cierre	14	200.767	2,810.738
Válvula de regulación	2	433.956	867.912
Válvula de tres vías	2	7,294.95	14,589.90
Válvulas de seguridad marca FESTO	1	1,612.50	1,612.50
Válvulas de retención horizontal	1	372.85	372.853
Filtro Y de 1¼" Ø <sub>N</sub> para línea de agua caliente	1	3,660.56	3,660.56
Filtro Y de 2" Ø <sub>N</sub> para línea de agua de enfriamiento	1	3,235.75	3,235.75
Filtro Y de 1¼" Ø <sub>N</sub> para línea de agua refrigerada	1	3,660.56	3,660.56
Toma Peterson	4	50.50	201.98
		Subtotal	608,359.32
		I.V.A	97,337.49
		Total	705,696.81

Otro costo que debe ser considerado es el de las cinco manejadoras de aire el cual es de \$18,839 de la marca VICOT de la serie VAH, modelo 1.5A de 4 filas las cuales manejan un flujo de aire de 1500 m<sup>3</sup>/h y un flujo de agua de 0.40 l/s a 7 °C como se calculó en el capítulo 3. Más el costo de instalación.

### c) Costos de operación del SESA

Los costos de operación que se incluyen en el estudio son: costo de la energía eléctrica, costos del agua y costo del combustible, en este caso gas natural.

**Costo de la energía eléctrica:** El principal gasto por este insumo se debe a los motores eléctricos y otros equipos que se requieren en el sistema de enfriamiento solar. En las tablas 28 y 29 se presenta un listado de los equipos del SESA que requieren de energía eléctrica para su funcionamiento, así como los kilowatts (kW) demandados por equipo, las horas operativas y los kilowatts-hora (kWh) consumidos por día y por mes por el SESA. Estos kWh-mes totales se reparten entre las 5 viviendas para tener los cargos de facturación correspondientes.

Tabla 28. Consumo eléctrico del SESA. Ciudad de Campeche. Para P1 y P2

Equipo	P <sub>e</sub>	Operación	Consumo
	kW	h	kWh
Bomba ½ hp para recirculación a colectores	0.39	10	4
Bomba 1/3 hp par agua caliente	0.39	8	3
Bomba ¾ hp par agua de enfriamiento	0.55	8	4
Bomba 1/3 hp para agua fría	0.25	8	2
Caldera BOSCH	0.12	8	1
Unidad Yazaki	0.21	8	2
Torre de enfriamiento	0.37	8	3
Manejadoras de aire 5 unidades	1.85	8	15
<b>Consumo total kWh-día</b>			34
<b>Consumo total kWh-mes</b>			1,012.58
<b>Consumo por vivienda kWh-mes</b>			203

Tabla 29. Consumo eléctrico del SESA. Ciudad de Campeche. Para P3 y P4.

Equipo	P <sub>e</sub>	Operación	Consumo
	kW	h	kWh
Bomba ¾ hp para recirculación a colectores	0.55	10	6
Bomba 1/3 hp par agua caliente	0.39	8	3
Bomba ¾ hp par agua de enfriamiento	0.55	8	4
Bomba 1/3 hp para agua fría	0.25	8	2
Caldera BOSCH	0.12	8	1
Unidad Yazaki	0.21	8	2
Torre de enfriamiento	0.37	8	3
Manejadoras de aire 5 unidades	1.85	8	15
Consumo total kWh-día			35
Consumo total kWh-mes			1,063
Consumo por vivienda kWh-mes			213

Para calcular el costo por servicio de energía eléctrica consumida por el SESA, se identificó la tarifa de suministro que, de acuerdo con CFE, aplica cuando el consumo mensual promedio sea superior a 250 kWh/mes, se clasificará el servicio en la Tarifa Doméstica de Alto Consumo (DAC) que le toque, de acuerdo con la localidad. Como la Cd. de Campeche se encuentra en la región Sur-Peninsular, le corresponden las cuotas que se presentan en la tabla 30 (Tarifa DAC, 2021). En esta tabla también se presenta el costo del consumo eléctrico mensual para el periodo primavera-verano del SESA para las propuestas de estudio. Este es el costo que se facturará a cada una de las cinco viviendas por tener aire acondicionado solar. Los días del periodo analizado son 186 e inicia el 21 de marzo hasta el 22 de septiembre.

Tabla 30. Tarifa DAC región Sur-Peninsular y costo de consumo eléctrico SESA para periodo primavera-verano en la Cd. de Campeche. Para P1, P2, P3 y P4.

CARGOS	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Total
Cargo fijo (\$/mes)*	114.7	116.55	118.36	119	120.01	120.9	121.75	
Cuotas por energía consumida								
(\$/kWh)*	4.683	4.863	4.751	4.936	4.96	5.099	5.179	
Días del periodo	11	30	31	30	31	31	21	
\$/ kWh para P1 y P2	377.22	1,101.39	1,080.52	1,118.62	1,124.49	1,153.53	819.41	6,775.19
\$/ kWh para P3 y P4	393.18	1,148.07	1,126.13	1,166.01	1,172.11	1,202.48	854.21	7,062.19

Fuente: Tarifa DAC 2021, CFE.

\$/kWh para P1 y P2; P3 y P4: Se refiere al costo mensual por consumo de la energía eléctrica para la propuesta 1, 2, 3 y 4 respectivamente.

El costo total por consumo eléctrico del SESA a precios de 2021, sería de \$6,775.19 y **\$7,062.19** para el periodo, región y casos de estudio.

**Costo del agua:** el agua es un insumo importante del proceso de refrigeración solar por absorción debido a que es el fluido de trabajo empleado tanto en los colectores como en la unidad Yazaki, en la torre de enfriamiento y en las manejadoras de aire ya que es el vehículo de transporte de la energía de este proceso por lo que debe considerarse su costo. La tabla 31 resume la cantidad de agua que se utilizará en el proceso por cada caso estudiado. Como podemos ver entre mayor sea el área de campo solar más agua demanda el subsistema térmico solar.

Tabla 31. Litros de agua y costos del fluido para operar el SESA.

	P1 y P2	P3 y P4
Agua contenida en colectores (l)	85	136
Agua del tanque (l)	6,000	6,000
Agua contenida en la unidad Yazaki (l)	21	21
Agua de enfriamiento (l)	66	66
Agua fría o refrigerada	17	17
Agua para la caldera	10	10
Litros totales de agua para el SESA	6,199	6,250
m <sup>3</sup> totales de agua para el SESA	6.20	6.25

De acuerdo con el *Sistema Nacional de Tarifas* de CONAGUA del 2018 (no hay datos más recientes a la fecha de consulta) para el municipio de Campeche la cuota fija de agua potable de uso doméstico en la zona 2 tarifa residencial tiene un costo de \$118 el bimestre sin exceder 30 m<sup>3</sup> por consumo por lo que el costo anual por concepto de agua será de \$708 para ambas propuestas.

**Costo del combustible:** la caldera que se tiene de respaldo opera con gas natural y de acuerdo con la simulación se tiene que para P1 y P2 el consumo del periodo primavera-verano es de 235.50 y 228.45 GJ respectivamente mientras que para P3 y P4 los consumos de gas natural (GN) son de 184.84 y 165.70 GJ respectivamente. Es evidente que a mayor área de campo solar se reduce el consumo de gas como se puede apreciar en estos datos.

El precio del gas natural es el proporcionado por la empresa Naturgy México, S.A. de C.V (DOF,2018) para la zona geográfica de Campeche. Así el precio final al público del gas natural de uso residencial con IVA para 2018, por este permisionario fue el que se muestra en la tabla 32 (incluyendo precio de gas en zona de distribución y tarifa de distribución). Se observó que la tarifa de distribución para uso residencial es muy alta comparada con la tarifa de distribución para uso industrial e incluso la comercial (de acuerdo con la fuente), lo cual no favorecerá al SESA en la evaluación económica. En la tabla 32, se presenta el precio, el consumo de GN por el equipo auxiliar del SESA y el costo de este consumo para las propuestas de estudio.

Tabla 32. Precio, consumo y costo del gas para la caldera. P1, P2, P3 y P4.

mes	mar	abr	may	jun	jul	ago	sep	Total
Cargo por servicio*	72.38	72.38	72.38	72.38	72.38	72.38	72.38	
\$GN/GJ*	382.3744	382.3744	382.3744	382.3744	382.3744	382.3744	382.3744	
GJ-consumidos P1	11.56	30.17	42.20	43.74	40.86	39.82	27.17	235.51
GJ-consumidos P2	10.81	28.58	41.19	42.74	40.24	38.32	26.57	228.45
GJ-consumidos P3	8.70	23.77	33.46	35.24	30.36	31.07	22.24	184.84
GJ-consumidos P4	7.36	20.31	30.40	32.06	27.66	27.53	20.36	165.69
\$GN para P1	4,491.75	11,607.21	16,208.36	16,796.42	15,694.81	15,298.16	10,461.51	90,558.21
\$GN para P2	4,205.09	10,999.02	15,824.08	16,414.81	15,460.82	14,726.87	10,230.78	87,861.47
\$GN para P3	3,397.24	9,161.95	12,868.14	13,546.53	11,682.77	11,951.96	8,575.08	71,183.67
\$GN para P4	2,886.49	7,839.73	11,695.93	12,330.03	10,649.77	10,600.59	7,858.13	63,860.66

Fuente (\*): DOF, 2018 (Consultado 31-01-22, no se encontraron precios más recientes)

### Costos de mantenimiento.

Los equipos que conforman el SESA que requieren mantenimiento periódico son las bombas, la caldera, la unidad Yazaki, la torre de enfriamiento y las manejadoras de aire.

Para dar mantenimiento preventivo a equipos como la caldera, la unidad Yazaki, la torre de enfriamiento, las manejadoras, resulta más conveniente contratar con servicio externo. El costo por aplicar mantenimiento preventivo a estos equipos se estima en un 4% al año de su valor de adquisición. El resto del equipo como bombas centrífugas, plomería, el sistema eléctrico requiere de un mantenimiento interno sencillo, el cual puede ser proporcionado por el técnico especialista contratado para

realizar estas tareas. Así el costo interno de mantenimiento se calcula en un 2% del costo total del SESA descontando a los activos que recibirán mantenimiento externo [Baca, G., 2001]. En la tabla 33 se presenta el costo total del mantenimiento anual del SESA.

El sueldo anual del técnico de mantenimiento está compuesto por su salario anual más 35% en prestaciones.

*Tabla 33. Costo de mantenimiento anual del SESA para las propuestas.*

Concepto	P1 y P2	P3 y P4
Costo de mantenimiento externo	21,802.44	21,802.44
Costo de mantenimiento interno	1,008.35	2,599.75
Sueldo Técnico	52,245.00	52,245.00
Total, anual	75,055.79	76,647.19

Finalmente, en la tabla 34 se resumen los costos totales de operación del SESA. En esta tabla se logra apreciar cómo a menor temperatura de set point ( $T_{sp}$ ), trabaje la unidad Yazaki menor será el consumo extra de combustible además de que si se tiene un campo solar de mayores dimensiones este también contribuirá a reducir el consumo de gas como lo presenta el concepto de la fila “combustible” de esta tabla así, los mayores costos de operación del SESA los tiene la Propuesta P1.

*Tabla 34. Costos totales de operación del SESA.*

Concepto	P1	P2	P3	P4
$T_{sp}$ (°C)	80	75	80	75
Energía eléctrica	6,775.19	6,775.19	7,062.19	7,062.19
Combustible	90,558.21	87,861.47	71,183.67	63,860.66
Agua	1,080.0			
Mantenimiento	75,055.79	75,055.79	76,647.19	76,647.19
Total	173,469.19	170,772.45	155,973.04	148,650.04

### 5.3.2 Inversión inicial en activo fijo y diferido

La inversión en activos se diferencia en activo fijo y diferido, que corresponde a todo lo necesario para que opere el SESA.

#### 1. Activo fijo.

En este caso el activo fijo del proyecto serán todos los bienes tangibles (tabla 35) que conforman el SESA que se mencionan en el listado de las tablas 25, 26 y 27.

Tabla 35. Inversión inicial en activo fijo para las propuestas.

Concepto	Propuesta 1 y 2	Propuesta 3 y 4
Equipo y material para el SESA	1,646,309.48	2,073,584.80

## 2. Terreno y obra civil.

También se considera el terreno y la obra civil en donde se instalarán los colectores solares. Considerando el ancho del campo solar, el arreglo entre filas, la conexión hidráulica, las bombas y el espacio para el termotanque se calculó que para la P1 (igual a la P2) el espacio requerido es de 500 m<sup>2</sup> y para la propuesta 3 (igual a P4) se calcularon 600 m<sup>2</sup>. Se requiere obra civil como una plancha de concreto armado de 10 cm de espesor para instalar las filas de colectores, el termotanque y las bombas. Se calculó que para la P1 y P2 la plancha de concreto será de 91 m<sup>2</sup> y para la P3 y P4 se requieren 126 m<sup>2</sup> de plancha de concreto, la mano de obra y el material se estimó en 650 pesos el metro cuadrado. La tabla 36 presenta los costos por estos conceptos.

Tabla 36. Costos del terreno y obra civil de las propuestas.

Concepto	Propuesta 1 y 2	Propuesta 3 y 4
	Costo	Costo
Terreno	419,250	540,833
Plancha de concreto	63,586	88,043
Total	482,836	628,875

Así el total de activo fijo del proyecto será la suma del activo fijo de la tabla 35 y el total de la tabla 36 quedando una inversión total en pesos de **\$2,129,145.73** para P1 y P2 y de **\$2,702,459.80** para P3 y P4.

## 3. Activo diferido.

Este activo comprende todos los bienes intangibles del proyecto. Los activos diferidos relevantes son: la planeación e integración del proyecto se calcula como el 3% de la inversión total; la ingeniería del proyecto que comprende la instalación y puesta en funcionamiento de todos los equipos se calcula en un 3.5% de la inversión en activos de producción; la supervisión del proyecto que comprende, verificación de precios de equipo, compra de equipo y materiales, verificación de traslado al lugar de la obra, verificación de la instalación de servicios contratados, entre otros, se calcula como el 1.5% de la inversión total. Finalmente, la administración del proyecto construcción y administración de ruta crítica para el control de obra civil e instalaciones, hasta la puesta en funcionamiento del sistema se calcula como el 0.5% de la inversión total.

En la tabla 37 y 38 se presenta el cálculo de estos conceptos para las propuestas 1 (igual a P2) y 3 (igual a P4).



Tabla 37. Inversión en activo diferido para propuesta 1 y 2.

Concepto	Cálculo	Costo
Planeación e integración del proyecto	2,129,145.73 * 0.03	63,874.37
Ingeniería del proyecto	1,646,309.48 * 0.035	57,620.83
Supervisión del proyecto	2,129,145.73 * 0.015	31,937.19
Administración del proyecto	2,129,145.73 * 0.005	10,645.73
<b>TOTAL</b>		<b>164,078.12</b>

Tabla 38. Inversión en activo diferido para propuesta 3 y 4.

Concepto	Cálculo	Costo
Planeación e integración del proyecto	2,702,459.80 * 0.03	79,516.78
Ingeniería del proyecto	2,073,584.80* 0.035	70,758.95
Supervisión del proyecto	2,702,459.80 * 0.015	39,758.39
Administración del proyecto	2,702,459.80 * 0.005	13,252.80
<b>TOTAL</b>		<b>203,286.90</b>

#### 4. Inversión total en activo fijo y diferido.

Entre un 5% y un 10% de la inversión inicial se presupuesta para imprevistos, aunque no significa que se llegará a utilizar no obstante siempre será mejor tener un respaldo y la cifra que debe utilizarse para la evaluación económica es el subtotal. La tabla 39 resume el costo de estos conceptos.

Tabla 39. Inversión total de las propuestas.

Concepto	Propuesta 1 y 2	Propuesta 3 y 4
Activo fijo	2,129,145.73	2,702,459.80
Activo diferido	164,078.12	207,698.46
Subtotal	2,293,223.84	2,910,158.26
+ 5% de imprevistos	114,661.19	145,507.91
<b>Total</b>	<b>2,407,885.04</b>	<b>3,055,666.17</b>

#### 5. Depreciación y amortización (D y A):

Para calcular el monto de estos cargos se utilizaron los porcentajes autorizados por la ley tributaria vigente en el país. Los cargos por depreciación y amortización, además de reducir el monto de los impuestos, permite la recuperación de la inversión por el mecanismo fiscal que la ley fiscal fija [Baca, G.,2001].

En cuanto al cálculo por depreciación de los colectores solares la Ley del ISR dice que serán deducibles al 100% y hay que tener en cuenta que los equipos se deben de mantener en uso por lo menos 5 años siguientes al año en que se compró el bien, de lo contrario se tendría que presentar declaraciones complementarias para pagar el impuesto y los recargos por haber deducido al 100%.

Por ello en este caso de estudio, se colocó la deducción del 100% por adquisición de calentadores solares al final de los 5 años en que se compró el bien para determinar el valor de salvamento (VS).

*Tabla 40. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido para P1 y P2.*

Concepto	Valor	%*	1	2	3	4	5	Suma	VS
Calentadores solares	456,875	100%		0	0	0	456,875	456,875	-
Resto de SESA	1,189,434	10%	118,943	118,943	118,943	118,943	118,943	594,717	594,717
Obra civil	63,586	5%	3,179	3,179	3,179	3,179	3,179	15,897	47,690
Inversión diferida	164,078	5%	8,204	8,204	8,204	8,204	8,204	41,020	123,059
<b>TOTAL</b>			<b>130,327</b>	<b>130,327</b>	<b>130,327</b>	<b>130,327</b>	<b>587,202</b>	<b>1,108,508</b>	<b>765,466</b>

\*Tasa de depreciación fiscal ISR

*Tabla 41. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido para P3 y P4.*

Concepto	Valor	%*	1	2	3	4	5	Suma	VS
Calentadores solares	731,000	100%	-	-	-	-	731,000	731,000	-
Resto de SESA	1,342,585	10%	134,258	134,258	134,258	134,258	134,258	671,292	671,292
Obra civil	88,043	5%	4,402	4,402	4,402	4,402	4,402	22,011	66,032
Inversión diferida	207,698	5%	10,385	10,385	10,385	10,385	10,385	51,925	155,774
<b>TOTAL</b>			<b>149,046</b>	<b>149,046</b>	<b>149,046</b>	<b>149,046</b>	<b>880,046</b>	<b>1,476,228</b>	<b>893,098</b>

\*Tasa de depreciación fiscal ISR

El valor de salvamento que se emplea en la evaluación económica se calculó como el valor residual de las depreciaciones más el valor del terreno, que de acuerdo con la Ley del ISR este no se deprecia por que se considera que ni su uso ni el paso del tiempo disminuyen su valor. Esto arroja un valor de salvamento que se presenta en la tabla 42 para cada propuesta.

*Tabla 42. Valor de salvamento para las propuestas.*

Concepto	P1 y P2	P3 y P4
Valor de salvamento	765,465.51	893,098.12
Terreno	419,250.00	540,832.50
<b>Total</b>	<b>1,184,715.51</b>	<b>1,433,930.62</b>

## 6. Financiamiento de la inversión.

De los \$2,407,885 y \$3,055,666 que se requieren de inversión fija y diferida los socios aportarán el 100% de la inversión inicial para la opción que se elija del SESA. Se plantea que para evaluar económicamente el proyecto P1, P2, P3 y P4 estos sean comparados con un caso base.

### **Caso base (CB)**

Este caso base está conformado por una unidad generadora de agua helada, marca SKYCHILLER, modelo SKCLA120A25 con 35 kW (10 Tons o 120 KBtu) de capacidad de enfriamiento (ver anexo I), que emplea R410a como refrigerante y de acuerdo con el fabricante requiere una potencia eléctrica de 14.3 kW. En este caso se determina que opera 8 horas diarias al igual que el SESA y en las siguientes tablas se resumen los costos por concepto de inversión para la adquisición e instalación del sistema de aire acondicionado alimentado por la unidad generadora de agua helada (SAACHill) que constituye el caso base (Tabla 43). Así mismo se calcularon los costos del terreno y la obra civil para su instalación los cuales ascienden a \$154,531 mil pesos y los costos anuales de operación por concepto de energía eléctrica son \$136,545 y por uso de agua \$708. El costo anual por mantenimiento del equipo se determinó en \$84,694.

*Tabla 43. Costo de inversión del Caso Base.*

<b>Concepto</b>	<b>Costo</b>
Unidad generadora de agua helada de 10 ton	205,865.50
Costos de instalación	7,205.29
Sistema de tubería	13,298.40
Conexiones eléctricas	4,117.31
Mano de obra	11,164.06
Flete	3,087.98
Manejadoras de aire	18,839.38
<b>Total</b>	<b>263,577.92</b>

El activo fijo y diferido de este CB se resume en la tabla 44 y el monto por concepto de depreciación de este CB en la tabla 45.

*Tabla 44. Activo fijo y diferido del Caso Base.*

<b>Activo fijo</b>	<b>\$</b>
Unidad refrigeradora tipo Paquete	263,577.92
Terreno y obra civil	154,531.25
<b>Total, de activo fijo</b>	<b>418,109.17</b>
<b>Activo diferido</b>	
Planeación e integración del proyecto	12,543.28
Ingeniería del proyecto	9,225.23
Supervisión del proyecto	6,271.64
Administración del proyecto	2,090.55
<b>Total, de activo diferido</b>	<b>30,130.69</b>
Subtotal	448,239.86
Más 5% de imprevistos	22,411.99
<b>Total</b>	<b>470,651.85</b>

*Tabla 45. Depreciación y amortización del activo fijo y diferido del Caso Base.*

Concepto	Valor	%*	1	2	3	4	5	Suma	VS
SAACHill	263,578	10%	26,358	26,358	26,358	26,358	26,358	131,789	131,789
Obra civil	145,727	5%	7,286	7,286	7,286	7,286	7,286	36,432	109,295
Inversión diferida	30,131	5%	1,507	1,507	1,507	1,507	1,507	7,533	22,598
<b>Total</b>			<b>35,151</b>	<b>35,151</b>	<b>35,151</b>	<b>35,151</b>	<b>35,151</b>	<b>175,753</b>	<b>263,682</b>

\*Tasa de depreciación fiscal ISR.

## 6. Determinación del estado de resultados pro-forma

El estado de resultados proyectado (pro-forma) es la base para calcular los flujos netos de efectivo (FNE) con los cuales se realizará la evaluación económica. Estos estados de resultados pueden presentarse de tres formas: 1) Estado de resultados, sin inflación y sin financiamiento. 2) Estado de resultados, con inflación y sin financiamiento y 3) Estado de resultados, con inflación y con financiamiento [Baca, G., 2001].

Para evaluar el proyecto presentado se elige la opción 2) Estado de resultados, con inflación y sin financiamiento. Este estado de resultados considera que los costos están determinados en el periodo cero, es decir antes de realizar la inversión. Si se realizara el proyecto, los costos y los FNE se verían afectados por la inflación. Se considera una inflación de 7.5% al cierre de 2021 [BANXICO, 2022].

En la tabla 46 se presentan las inversiones y los costos de operación y mantenimiento anuales del caso base y de las propuestas P1, P2, P3 y P4 que se tendrían a lo largo del periodo de evaluación que es de 5 años.

En la tabla 47 se puede observar que si bien la inversión inicial de las propuestas P1, P2, P3 y P4 superan considerablemente la inversión del caso base, se presentan ahorros en los costos de operación y mantenimiento (COyM) de estas con respecto a los COyM del caso base. Estos ahorros en OyM se presentan en la siguiente tabla, así como los FNE. El FNE son los ahorros que se pudieran tener comparativamente entre el caso base y las propuestas por concepto de costos de OyM más los cargos por depreciación y amortización del activo menos los costos operativos de cada una de las propuestas.

A pesar de saber que se tienen ahorros en los COyM de las propuestas 1,2,3 y 4 con relación a los COyM del CB durante los primeros 5 años de evaluación, aún no se ha demostrado que la inversión propuesta de estos será económicamente rentable. Como se sabe el dinero disminuye su valor real con el paso del tiempo a una tasa igual al nivel de inflación vigente por lo que se debe considerar este cambio. El método de evaluación económica que se emplea para la evaluación de los proyectos propuestos será el que considera el valor del dinero a través del tiempo.

Tabla 46. Inversiones y costos totales de operación y mantenimiento del CB, P1, P2, P3 y P4.

CB: Unidad generadora de agua helada de 10 TR					P1: 50 colectores solares y Tsp= 80°C					
	Inversión	\$ EE	\$ ManT	Cost-Tot	Inversión	\$ EE	\$ GN	\$AGUA	\$ ManT	Cost-Tot
0	448,240	136,545	84,694	221,239	2,293,224	6,775	90,558	1,080	75,151	173,564
1		146,786	91,046	237,832		7,283	97,350	1,161	80,787	186,581
2		157,795	97,874	255,669		7,830	104,651	1,248	86,846	200,575
3		169,629	105,215	274,844		8,417	112,500	1,342	93,359	215,618
4		182,352	113,106	295,458		9,048	120,938	1,442	100,361	231,789
5		196,028	121,589	317,617		9,727	130,008	1,550	107,888	249,174
					P2: 50 colectores solares y Tsp= 75°C					
0					2,293,224	6,775	87,861	1,080	75,151	170,867
1						7,283	94,451	1,161	80,787	183,682
2						7,830	101,535	1,248	86,846	197,458
3						8,417	109,150	1,342	93,359	212,268
4						9,048	117,336	1,442	100,361	228,188
5						9,727	126,136	1,550	107,888	245,302
					P3: 80 colectores solares y Tsp= 80°C					
0					2,910,158	7,062	71,184	1,080	76,762	156,088
1						7,592	76,522	1,161	82,519	167,794
2						8,161	82,262	1,248	88,708	180,379
3						8,773	88,431	1,342	95,361	193,907
4						9,431	95,064	1,442	102,513	208,450
5						10,139	102,193	1,550	110,201	224,084
					P4: 80 colectores solares y Tsp= 75°C					
0					2,910,158	7,062	63,861	1,080	76,762	134,640
1						7,592	68,650	1,161	82,519	144,738
2						8,161	73,799	1,248	88,708	155,594
3						8,773	79,334	1,342	95,361	167,263
4						9,431	85,284	1,442	102,513	179,808
5						10,139	91,680	1,550	110,201	193,294

6. Cálculo del Valor Presente Neto (VPN) y de la TIR con inflación y sin financiamiento

El VPN es un recurso financiero que permite saber cuánto se puede llegar a ganar o perder en algún momento dado, si se decide hacer una inversión durante un tiempo y a un costo de capital. Por lo que la ecuación para calcular el VPN para el periodo de cinco años es [Baca, G., 2001]:

$$VPN = -P + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \frac{FNE_3}{(1+i)^3} + \frac{FNE_4}{(1+i)^4} + \frac{FNE_5 + VS}{(1+i)^5} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Para realizar este cálculo se emplearán los FNE calculados y presentados en la tabla 48. El costo del capital o tasa de descuento ( $TREMA=i$ ), se determinó de la siguiente forma:

$$P=TREMA = f + i + f i \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde:

$f$  es el premio al riesgo y será igual a la tasa de interés del rendimiento de los CETES a 364 días de 6.95% al 30 de diciembre 2021 (Banxico,2022).

$i$  es la tasa de inflación anual igual a 7.5% [Banxico, 2022].

Por tanto, la TREMA para el cálculo será de 11.80%

Como se sabe para aceptar un proyecto de inversión el VPN debe ser mayor o igual a cero. Si el VPN es igual a cero, se tendría de todos modos una ganancia debido a que la TREMA que estamos empleando es superior a la tasa inflacionaria empleada del 7.5%, en la determinación del estado de resultados (Tabla 47). Si el VPN es mayor a cero, implicaría una ganancia extra después de ganar la TREMA aplicada a lo largo del periodo considerado.

La TIR se calculará considerando la inflación anual constante aplicando la ecuación siguiente.

$$TIR = \$Inv + \sum_1^n FNE + VS \quad \text{Ec. 5.3}$$

donde

$\$Inv$  es el costo inicial del proyecto  
 $FNE$  son los flujos netos de efectivo del periodo de evaluación  
 $VS$  es el valor de salvamento del proyecto

El valor de salvamento (VS) de los proyectos se deben de afectar por la tasa de inflación anual ( $i=7.5\%$ ) quedando de la siguiente forma  $VS_{1y2} = 765,466(1.075)^5 = 1,098,924.74$  para el proyecto 1 y 2. Para el proyecto 3 y 4 es  $VS_{3y4} = 893,098(1.075)^5 = 1,282,157.85$ .

Tabla 47. Estado de resultados con inflación y sin financiamiento. Caso base y propuestas 1, 2, 3 y 4.

CB: Unidad generadora de agua helada de 10 TR					P1: 50 colectores solares y Tsp= 80°C								
	Inversión	\$ EE	\$ ManT	Cost- Tot	Inversión	\$ EE	\$GN	\$AGUA	\$ ManT	Cost-Tot	Ahorro	D y A	FNE
0	448,240	136,545	84,694	221,239	2,293,224	6,775	90,558	1,080	75,056	173,469	47,675		
1		146,786	91,046	237,832		7,283	97,350	1,161	80,685	186,479	51,251	130,327	- 5,004
2		157,795	97,874	255,669		7,830	104,651	1,248	86,736	200,465	55,094	130,327	- 15,154
3		169,629	105,215	274,844		8,417	112,500	1,342	93,242	215,500	59,226	130,327	- 26,065
4		182,352	113,106	295,458		9,048	120,938	1,442	100,235	231,663	63,668	130,327	- 37,794
5		196,028	121,589	317,617		9,727	130,008	1,550	107,752	249,037	68,444	587,202	406,472
					P2: 50 colectores solares y Tsp= 75°C								
0					2,293,224	6,775	87,861	1,080	75,056	170,772			
1						7,283	94,451	1,161	80,685	183,580	54,150	130,327	794
2						7,830	101,535	1,248	86,736	197,349	58,211	130,327	- 8,921
3						8,417	109,150	1,342	93,242	212,150	62,577	130,327	- 19,365
4						9,048	117,336	1,442	100,235	228,061	67,270	130,327	- 30,591
5						9,727	126,136	1,550	107,752	245,166	72,315	587,202	414,215
					P3: 80 colectores solares y Tsp= 80°C								
0					2,910,158	7,062	71,184	1,080	76,647	156,088			
1						7,592	76,522	1,161	82,396	167,794	70,038	130,327	32,570
2						8,161	82,262	1,248	88,575	180,379	75,290	130,327	25,238
3						8,773	88,431	1,342	95,219	193,907	80,937	130,327	17,357
4						9,431	95,064	1,442	102,360	208,450	87,008	130,327	8,884
5						10,139	102,193	1,550	110,037	224,084	93,533	587,202	456,651
					P4: 80 colectores solares y Tsp= 75°C								
0					2,910,158	7,062	63,861	1,080	76,647	134,640			
1						7,592	68,650	1,161	82,396	144,738	93,094	149,046	242,139
2						8,161	73,799	1,248	88,575	155,594	100,076	149,046	249,121
3						8,773	79,334	1,342	95,219	167,263	107,581	149,046	256,627
4						9,431	85,284	1,442	102,360	179,808	115,650	149,046	264,695
5						10,139	91,680	1,550	110,037	193,294	124,324	880,046	1,897,467

Después de aplicar la ecuación 5.1 y 5.2 a las propuestas 1, 2, 3 y 4 obtuvimos desafortunadamente un VPN negativo en todas las propuestas como se aprecia en la tabla 48 y aplicando la ecuación 5.3 se obtuvo la TIR siendo positiva en la propuesta 4 no obstante, es inferior a la TREMA calculada de 11.8%.

*Tabla 48. Cálculo del VPN, calcula de la TIR con inflación y sin financiamiento para las propuestas 1, 2, 3 y 4.*

Propuesta	VPN	TIR
P1	- 1,598,438	-8%
P2	- 1,576,294	-8%
P3	- 1,980,654	-8%
P4	- 607,916	8.21%

La conclusión que se puede obtener de estos cálculos es que la propuesta de proporcionar aire acondicionado mediante un sistema de enfriamiento solar por absorción no es económicamente viable en comparación con los sistemas convencionales dado los elevados costos de inversión inicial pese a los incentivos fiscales aplicados a las tecnologías renovables que en este caso es la depreciación acelerada la cual se empleó para calcular los montos del valor de salvamento.

#### *5.4. Análisis de sensibilidad.*

Al hacer un análisis de sensibilidad de los efectos de la TREMA sobre la TIR de las propuestas reduciendo el premio al riesgo a 3% y la inflación a 3%, se tiene una TREMA de 6.09% (una diferencia de 1.41% a la empleada en el punto 7 para el cálculo del VPN). Con estos cambios se tienen los resultados de la tabla 49, donde se aprecia como la propuesta P4 es favorecida por estos efectos. Es decir, el VPN es positivo y la TIR que hace cero la igualdad para la ecuación 5.3 es 6.47% la cual es ligeramente superior en 0.38% a la TREMA de 6.09% que se usó para este cálculo.

*Tabla 49. Efectos de la variación de la TREMA sobre el VPN y la TIR para las propuestas 1, 2, 3 y 4.*

Propuesta	VPN	TIR
P1	- 1,321,862	-9%
P2	- 1,297,161	-9%
P3	- 1,668,626	-10%
P4	91,614	6.47%

La opción P4 se ve favorecida al reducir la inflación y la tasa de interés (premio al riesgo en este caso), además de que para esta propuesta P4 se tienen los menores requerimientos de gas, debido a que es la que presenta una fracción solar mayor aportada por el campo de colectores en relación con las otras tres propuestas.



Por ello, los costos por facturación de gas son menores lo que incrementa los ahorros (por costos operativos), al comparar la propuesta con el caso base.

Se aprecia claramente como los costos de inversión de los sistemas térmicos solares son elevados debido a la gran variedad de componentes que lo integran. También hay otros factores de costos que afectan la rentabilidad del SESA como el equilibrio de los componentes del sistema (ECS: todas las piezas del subsistema térmico solar con excepción de los colectores solares, sistemas de montaje y estructuras, terreno, tubería, la unidad Yazaki y torre de enfriamiento, etc.), el costo de instalación, operación y mantenimiento, entre otros. Si ocurriera una tendencia a la baja en los precios de esta tecnología y del ECS además de una reducción en los precios del gas natural (GN) que sin duda representan un porcentaje elevado dentro del proyecto.

De esta forma se extendió el análisis de sensibilidad considerando una reducción del 50% en el costo de la inversión inicial y también con una reducción en el precio del gas natural en un 30%, se consigue que al menos 3 de las propuestas presenten un VPN positivo considerando una TREMA de 6.09%, una tasa de interés y de inflación del 3% anual.

En la tabla 50, se observa que a pesar de que se tiene un VPN positivo para P1 y P2 la TIR es ligeramente superior a la TREMA de 6.09% y que la propuesta P3 continúa siendo no rentable ya que requiere de más inversión por concepto de colectores solares y por consumo de GN al requerir un  $T_{sp}$  de 80 °C. En cambio, la TIR de la propuesta 4 supera en 20.09% a la TREMA haciendo esta propuesta económicamente viable y atractiva bajo estas condiciones.

*Tabla 50. Efectos de la variación del precio del SESA y del precio del gas sobre el VPN y la TIR para las propuestas 1, 2, 3 y 4.*

<b>Propuesta</b>	<b>VPN</b>	<b>TIR</b>
P1	73,588	7%
P2	90,879	7%
P3	- 17,947	5%
P4	1,634,432	26.18%

## **5.5 Conclusiones.**

De acuerdo con los resultados de la evaluación económica podemos concluir que a pesar de los incentivos fiscales para el uso de tecnologías que emplean energías renovables, los costos iniciales de la inversión no favorecen en este caso a este proyecto, a menos que se tengan bajas tasas de inflación y de interés.

Para conseguir la viabilidad económica de los SESA se requiere de varias acciones encaminadas a reducir el precio de los colectores solares a la par de incrementar la eficiencia de estos, tal y como sucedió con la tecnología fotovoltaica, ya que desafortunadamente se tiene que a mejor eficiencia del colector mayor es el costo de estos. Así mismo se requiere de una simplificación del sistema de enfriamiento solar por absorción que permita eliminar o prescindir de algunos periféricos, como la torre de enfriamiento, o reducir gastos de instalación, mantenimiento y operativos, principalmente en el precio del gas natural como lo muestra el análisis de sensibilidad. Lo cual nos lleva a pensar en analizar la posibilidad de crear pequeños distritos de distribución de frío y/o calor, cercanos a fuentes fijas que produzcan calor de desecho como centrales eléctricas, fábricas, etc., los cuales pudieran ser más económicos al prescindir de los campos solares para abastecerse reduciendo los costos iniciales de inversión. Al usar esta energía de desecho de alguna forma se reduciría el consumo de combustibles fósiles así también como las emisiones a la atmósfera y por consiguiente se reduciría la contribución al efecto invernadero.



## ANEXO A: Tabla de especificaciones equipo de absorción Yazaki.

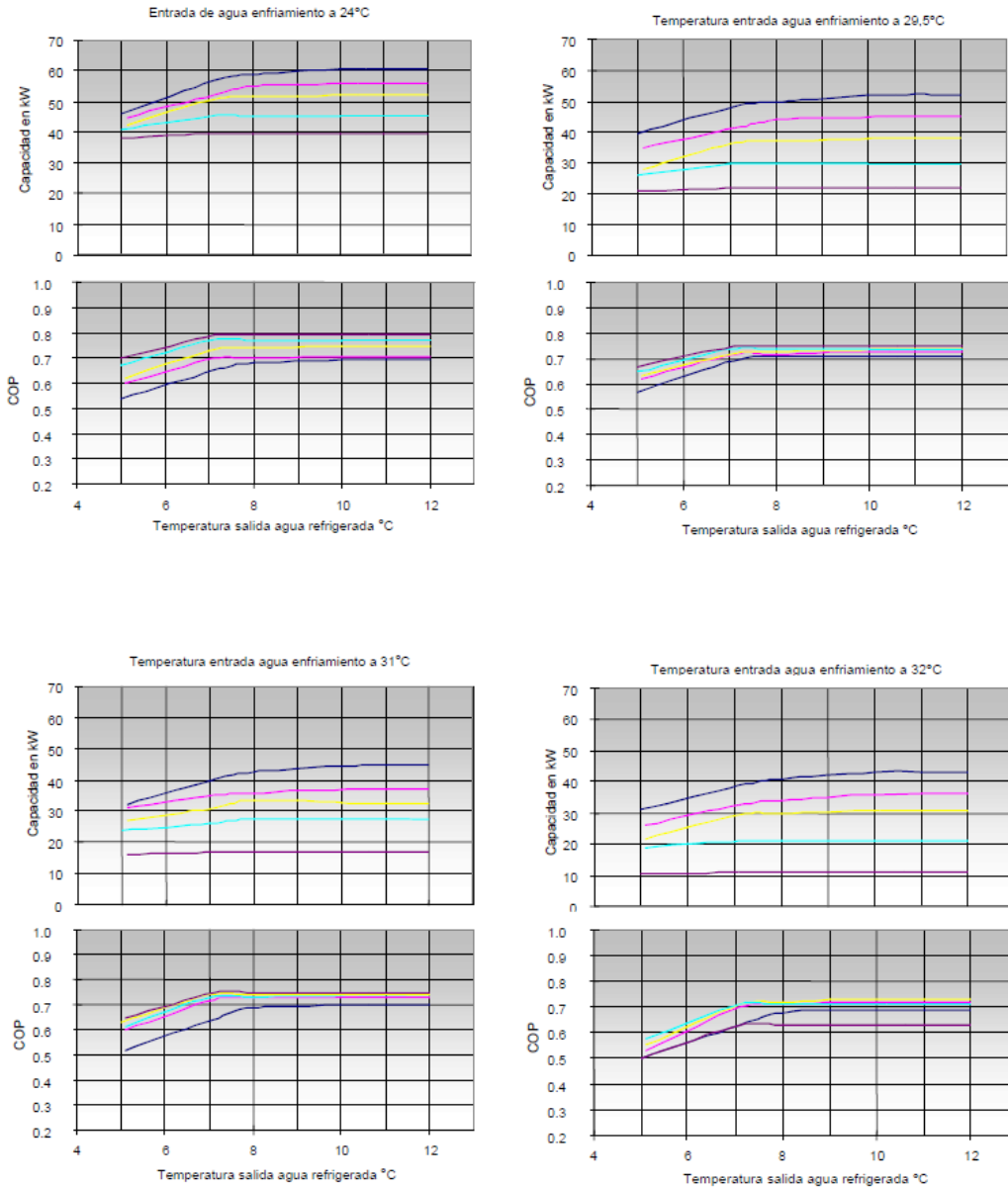


<b>TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE</b>				<b>ABSORSISTEM</b> <small>ecología en frío</small>			
<b>YAZAKI</b>			Unidad de medida	MODELOS			
				WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5			
		salida	°C	7			
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56	51,0	59,8	60,8
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	0,77	1,53	3,06	4,58
Volumen de agua contenido			l	8	17	47	73
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0			
		salida	°C	35,0			
	Pérdida de carga absorb/cond.		kPa	41	77,5 + 10%	41,2 + 10%	37,3 + 10%
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m <sup>2</sup>	0,086			
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s		5,1	10,2	15,3
Volumen de agua contenido		l		66	125	194	
Agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0
	Temperatura	entrada	°C	88			
		salida	°C	83			
		rango	°C	70 - 95			
	Pérdida de carga en generador		kPa	88	82,2 + 10%	38,2 + 10%	48,1 + 10%
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2
Volumen de agua contenido		l	10	21	54	84	
Electricidad	Potencia suministro			Mono 220V	380V c.a. - III - 50Hz		
	Consumo		W	48	210	260	310
	Intensidad		A		0,43	0,92	1,25
Control	Refrigeración			Todo - nada			
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380
	Fondo		mm	744	970	1.220	1.520
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1.920	2.030	2.065
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450
	En carga		kg		600	1.155	1.800
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)		46	49	52
Sección tubos agua	Agua refrigerada			DN-32	DN-40	DN-50	
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN 65
	Agua caliente generador			DN-40		DN-50	DN-65

**Envolvente y acabado exterior:** Envlovente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.



**WFC SC10 – CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN Y COP EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO, DEL AGUA CALIENTE Y DEL AGUA REFRIGERADA**



Temperatura de entrada del agua caliente al generador  
 — 95°C — 88°C — 85°C — 80°C — 75°C



## ANEXO B. Fichas Técnicas de colectores solares tipo tubo evacuado.

**SPF** Solartechnik  
Prüfung  
Forschung

**C1462**

## Solar Collector Factsheet Gasokol vacuTube 65/30



**Modelo** vacuTube 65/30  
**Tipo** Colector tubular  
**Fabricante** Gasokol GmbH  
**Dirección** Solarpark 1

**Teléfono** AT-4351 Saxen  
+43 7269 76 600 0  
**Telefax** +43 7269 76 600 330  
**Email** office@gasokol.at  
**Internet** www.gasokol.at  
**Fecha de ensayo** 09.2011

- Ensayo de rendimiento EN12975:2006
- Ensayo de durabilidad EN12975:2006

**Dimensiones**

<b>Longitud total</b>	2.000 m
<b>Anchura total</b>	2.151 m
<b>Superficie bruta</b>	4.302 m <sup>2</sup>
<b>Área de apertura</b>	3.405 m <sup>2</sup>
<b>Área de absorbedor</b>	2.975 m <sup>2</sup>
<b>Peso vacío</b>	77 kg

**Datos técnicos**

<b>Caudal mínimo</b>	90 l/h
<b>Caudal nominal</b>	240 l/h
<b>Caudal máximo</b>	400 l/h
<b>Contenido de fluido</b>	1.4 l
<b>Presión máxima de operación</b>	6 bar
<b>Temperatura de estancamiento</b>	245 °C

**Montaje del captador**

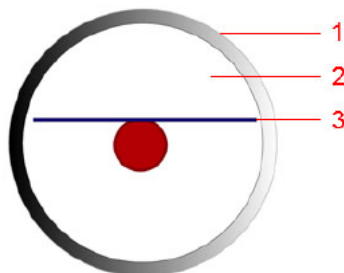
- En tejado con inclinación
- Integrado en tejado con inclinación
- Sobre tejado plano con estructura
- A la fachada

**Informaciones adicionales**

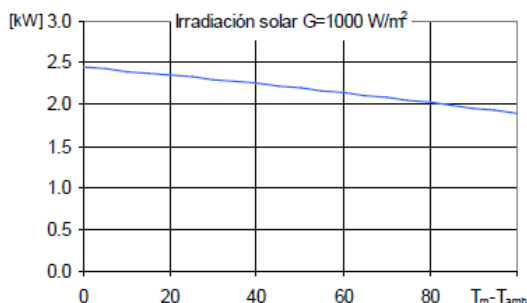
- Módulos disponibles en diversos tamaños
- Cubierta intercambiable

**Conexiones hidráulicas**

Tubo de cobre, diámetro nominal 22 mm

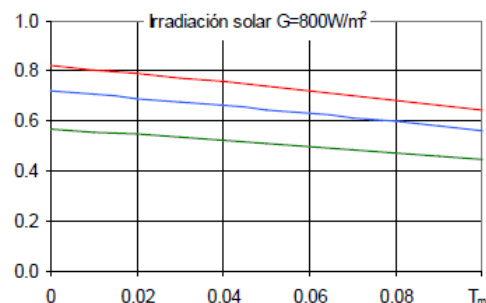
**Construcción**

- 1 Cubierta
- 2 Vacío
- 3 Absorbedor

Rendimiento máximo  $W_{peak}$ 

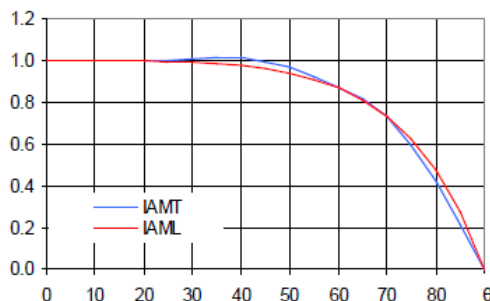
Rendimiento máximo $W_{peak}$	2442 W
Capacidad térmica*	8.3 kJ/K
Caudal usado para los ensayos	240 l/h
Fluido de transferencia de calor	Agua-Glicol 33.3%

\*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2006

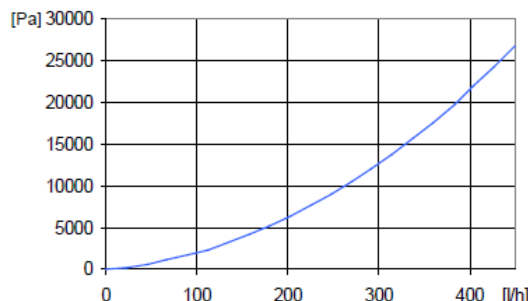
Eficiencia relativa  $\eta$ 

Área referencia	Total	Apertura	Absorbedor
$\eta_0$	0.568	0.717	0.821
$a_1$ [WK <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]	1.04	1.31	1.50
$a_2$ [WK <sup>-2</sup> m <sup>-2</sup> ]	0.0024	0.0031	0.0035

## Modificador del ángulo IAM



K1, transversal IAM a 50°	0.97
K2, longitudinal IAM a 50°	0.94

Caída de presión  $\Delta p$ 

Caída de presión para caudal nominal:	
$\Delta p = 8514$ Pa (T=20°C)	

## SPF Simulación de sistemas con Polysun

## Breve descripción del sistema

Clima: Suiza central, orientación del captador: Sur, agua fría 10°C, agua caliente sanitaria 50°

Agua caliente sanitaria:  $F_{ss}^* = 60\%$ 

Depósito 450 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Necesidad energética del sistema de referencia 4200 kWh/año

Precalentamiento del ACS:  $F_{ss}^* = 25\%$ 

2 depósitos: 1500 litros & 2500 litros, Inclinación del captador 30°, Agua caliente sanitaria 10'000 l/día (200 personas), Pérdida diaria de calor (circulación & depósito) 60 kWh, Necesidad energética del sistema de referencia 191700 kWh/año

Calefacción de espacio:  $F_{ss}^* = 25\%$ 

Almacenamiento combinado 1200 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Edificio 200 m<sup>2</sup>, Construcción intermedia fuerte, bien aislada, Necesidades potencia de calentamiento 5.8 kW (temperatura exterior -8°C), Necesidades energéticas de calentamiento 12140 kWh/año, Necesidades energética del sistema referencia 16340 kWh/año

Superficie requerida**	Rendimiento solar**
Número de captadores	

4.22 m <sup>2</sup>	604 kWh/m <sup>2</sup>
1.2 captadores	

62.6 m <sup>2</sup>	768 kWh/m <sup>2</sup>
18.4 captadores	

11.2 m <sup>2</sup>	492 kWh/m <sup>2</sup>
3.3 captadores	

\*) Fractional solar savings: Fracción de la energía final que, gracias al sistema solar, puede ser ahorrada comparada con un sistema de referencia.

\*\*) La necesidad en superficie y el rendimiento solar son definidos en relación a la superficie de abertura.



## Solar Collector Factsheet RZ Solartechnik DF120-6



Modelo	DF120-6
Tipo	Colector tubular
Fabricante	R/Z Solartechnik
Dirección	Friedrich von Teck Strasse 20
	DE-89420 Höchstädt
Teléfono	+49 9074 9220378
Telefax	+49 9074 9220370
Email	rsolartechnik-zangl@gmx.de
Internet	--
Fecha de ensayo	11.2008

- Ensayo de rendimiento EN12975:2006
- Ensayo de durabilidad EN12975:2006



### Dimensiones

Longitud total	2.825 m
Anchura total	0.866 m
Superficie bruta	2.446 m <sup>2</sup>
Área de apertura	1.684 m <sup>2</sup>
Área de absorbedor	1.609 m <sup>2</sup>
Peso vacío	55 kg

### Datos técnicos

Caudal mínimo	100 l/h
Caudal nominal	120 l/h
Caudal máximo	200 l/h
Contenido de fluido	1.7 l
Presión máxima de operación	6 bar
Temperatura de estancamiento	139 °C

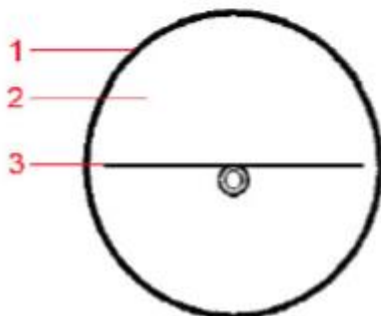
### Montaje del captador

- En tejado con inclinación
- Integrado en tejado con inclinación
- Sobre tejado plano con estructura
- A la fachada

### Informaciones adicionales

- Módulos disponibles en diversos tamaños
  - Cubierta intercambiable
- Conexiones hidráulicas  
Tubo de cobre, diámetro nominal 22 mm

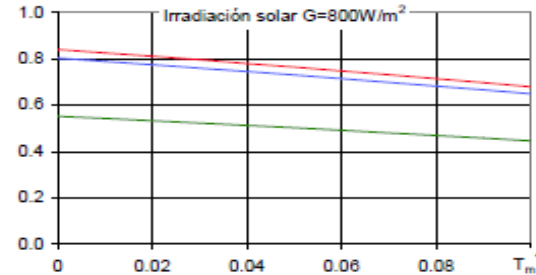
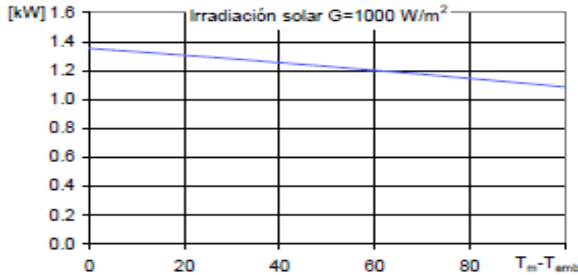
### Construcción



- 1 Cubierta
- 2 Vacío
- 3 Absorbedor



**Rendimiento máximo  $W_{peak}$       Eficiencia relativa  $\eta$**

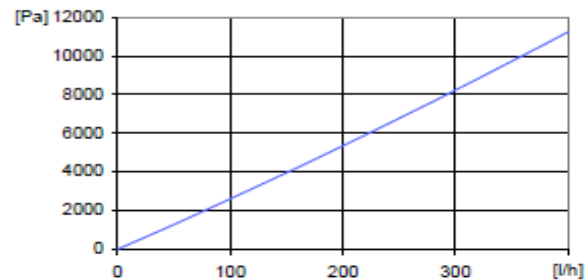
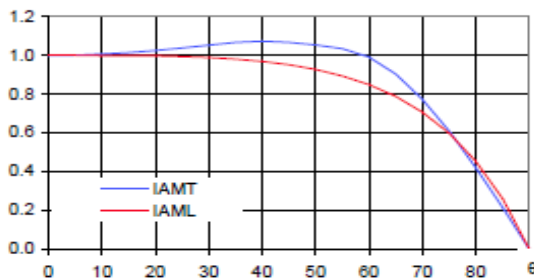


Rendimiento máximo  $W_{peak}$       1353 W  
 Capacidad térmica\*      4.0 kJ/K  
 Caudal usado para los ensayos      100 l/h  
 Fluido de transferencia de calor Agua-Glicol 33.3%

Área referencia	Total	Apertura	Absorbedor
$\eta_0$	0.553	0.804	0.841
$a_1$ [WK <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]	0.93	1.36	1.42
$a_2$ [WK <sup>-2</sup> m <sup>-2</sup> ]	0.0015	0.0022	0.0023

\*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2006

**Modificador del ángulo IAM      Caída de presión  $\Delta p$**



K1, transversal IAM a 50°      1.05  
 K2, longitudinal IAM a 50°      0.93

Caída de presión para caudal nominal:  
 $\Delta p = 3142$  Pa (T=20°C)

**SPF Simulación de sistemas con Polysun**

**Breve descripción del sistema**

Clima: Suiza central, orientación del captador: Sur, agua fría 10°C, agua caliente sanitaria 50°

**Agua caliente sanitaria: Fss\* = 60%**  
 Depósito 450 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Necesidad energética del sistema de referencia 4200 kWh/año

**Precalentamiento del ACS: Fss\* = 25%**  
 2 depósitos: 1500 litros & 2500 litros, Inclinación del captador 30°, Agua caliente sanitaria 10'000 l/día (200 personas), Pérdida diaria de calor (circulación & depósito) 60 kWh, Necesidad energética del sistema de referencia 191'700 kWh/año

**Calefacción de espacio: Fss\* = 25%**  
 Almacenamiento combinado 1200 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Edificio 200 m², Construcción intermedia fuerte, bien aislada, Necesidades potencia de calentamiento 5.8 kW (temperatura exterior -8°C), Necesidades energéticas de calentamiento 12140 kWh/año, Necesidades energética del sistema referencia 16340 kWh/año

Superficie requerida**	Rendimiento solar**
------------------------	---------------------

3.64 m <sup>2</sup> 2.2 captadores	701 kWh/m <sup>2</sup>
---------------------------------------	------------------------

54.0 m <sup>2</sup> 32.1 captadores	889 kWh/m <sup>2</sup>
--	------------------------

9.5 m <sup>2</sup> 5.6 captadores	580 kWh/m <sup>2</sup>
--------------------------------------	------------------------

\*) Fractional solar savings: Fracción de la energía final que, gracias al sistema solar, puede ser ahorrada comparada con un sistema de referencia.  
 \*\*) La necesidad en superficie y el rendimiento solar son definidos en relación a la superficie de apertura.





## ANEXO C. Cotización de termotanque marca LEFLAM



Expertos en agua y vapor para grandes cantidades

Empresa:	ELISA VIÑAS
Atencion a:	ELISA VIÑAS
Cotización #	8719 - 2 Termotanques de 4 m3. marca LEFLAM

Fecha	Vigencia	Vendedor
16 Diciembre 2017	31 Diciembre 2017	ING. ISRAEL BANDA ESCALANTE

Cantidad	Clave Artículo	Descripción	Precio Unitario	Descuento	Total
2.00	210	TERMO TANQUE DE ALM. DE AGUA CALIENTE DE 4000 LTS. A UNA PRESION DE TRABAJO DE 5 KG/CM2. EQUIPADO CON TERMOMETRO MANOMETRO, VALVULA DE ALIVIO AISLAMIENTO TERMICO DE FIBRA DE VIDRIO DE 1" Y TERMINADO CON LÁMINA NEGRA CON PINTURA ANTICORROSIVA Y PATAS ESTRUCTURALES.	140,491.000	15.00%	\$238,834.70
			\$280,982.	\$238,834.70	
			\$42,147.30	\$38,213.55	

Total con letra

Antes de Descuentos	\$304,273.30
Descuentos	\$ 45,641.00
Antes de Impuestos	\$ 258,632.31
Impuestos	\$ 41,381.17

<b>TOTAL</b>	<b>\$ 300,013.47</b>
--------------	----------------------

Tiempo de Entrega:

Embarcar a:

Observaciones :

TIEMPO DE ENTREGA: 3 SEMANAS

CONDICIONES DE VENTA: 50% ANTICIPO Y 50% AL AVISO DE DISPONIBILIDAD DEL EQUIPO.

NO SE INCLUYE FLETE SON PRECIOS L.A.B. EN NUESTRA PLANTA.

CLAUSULA DE CANCELACION:

PRODUCTOS METALICOS MAQUILADOS, S.A. DE C.V., PENALIZARA CON UN 25% POR CANCELACION DE PEDIDOS

Impreso 16/12/2013 18:09:47



PRODUCTOS METÁLICOS MAQUILADOS, S.A. DE C.V.

RFC: PMM790223855

NORTE SUR No. 14 FRACC. ALCE BLANCO  
NAUCALPAN DE JUAREZ, EDO. MEX.  
CP. 53370

TELS: 53-58-03-57, 53-58-76-02

FAX: 53-58-56-29

PAGINA WEB: [www.leflam.com](http://www.leflam.com)

[www.leflam.com.mx](http://www.leflam.com.mx)

E-MAIL: [ventasleflam@gmail.com](mailto:ventasleflam@gmail.com)

[dirventas@leflam.com.mx](mailto:dirventas@leflam.com.mx)

### CUENTAS BANCARIAS PARA DEPÓSITO

Banco:	Sucursal:	Plaza:	Cuenta:	Clabe:
BANCOMER	63	001	0445061857	012180004450618574
BANORTE	0558 (Reforma)	9244	0525078944	072180005250789448



ANEXO D. Caldera de generación de agua caliente

## Caldera mural de condensación GB142

84,000 - 198,800 BTU



### Máxima eficiencia gracias a la tecnología de condensación

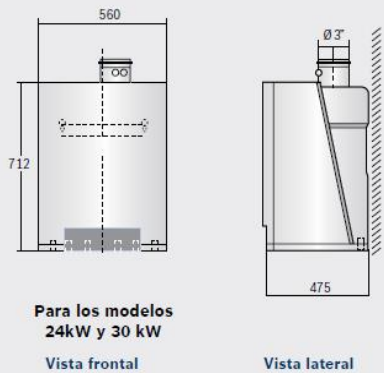
La caldera extrae el máximo potencial de los gases calientes al precalentar el agua y reducir la temperatura de emisión; ofreciendo alta eficiencia del 97% al 99% y expulsando una mínima cantidad de gas; siendo menor a 15mg/kWH. [www.bosch-climate.mx](http://www.bosch-climate.mx)

 **BOSCH**  
Innovación para tu vida



## Beneficios:

- **Máxima eficiencia** más del 97%.
- **Equipo ecológico** por sus **bajas emisiones contaminantes** al expulsar menos gases y de menor temperatura.
- **Amplio rango de capacidades** que van desde 84,000 a 198,800 BTU/Hr.
- **Quemador modulante desde el 30% al 100% de su capacidad**, que se ajusta a las necesidades del sistema.



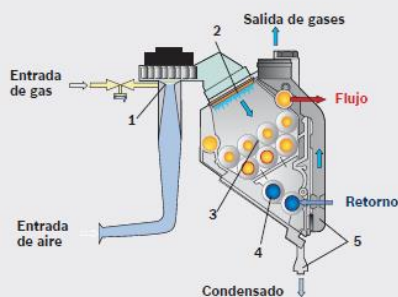
Para los modelos 24kW y 30 kW

Vista frontal

Vista lateral

## Funcionamiento de la tecnología de condensación:

- 1 Una mezcla perfecta de aire y gas entra a la caldera.
- 2 La flama pasa a través del intercambiador de calor.
- 3 El agua fría es calentada por los gases calientes.
- 4 Cuando los gases quemados salen, se condensan debido al cambio de temperatura. El agua fría es precalentada antes de entrar al intercambiador de calor, incrementando así la eficiencia del sistema completo.
- 5 Los gases fríos salen por el ducto de ventilación.



## Especificaciones técnicas:

Modelo	GB142/24	GB142/30	GB142/45	GB142/60
<b>Características</b>				
Ajuste de temperatura	✓	✓	✓	✓
Diseño y fabricación	Alemana	Alemana	Alemana	Alemana
Acabado exterior	Bianco	Bianco	Bianco	Bianco
Tipo de gas	Gas Natural o LP	Gas Natural o LP	Gas Natural o LP	Gas Natural o LP
Garantía	2 años	2 años	2 años	2 años
Operación extremadamente silenciosa	✓	✓	✓	✓
Certificado Energy Star	✓	✓	✓	✓
<b>Seguridad</b>				
Sensor de superficie caliente	✓	✓	✓	✓
Sensor autodiagnóstico de fallas	✓	✓	✓	✓
Sensor de temperaturas	✓	✓	✓	✓
Sensor de presión de circuito	✓	✓	✓	✓
<b>Información técnica</b>				
Carga térmica nominal para Gas Natural (BTU/h)	25 700 - 64 800	31 800 - 106 000	48 100 - 160 900	64 400 - 198 800
Capacidad de calentamiento nominal para curva 80/60 °C (BTU/h)	22 700 - 75 200	28 100 - 91 500	42 900 - 142 000	56 900 - 176 300
Capacidad de calentamiento nominal para curva 50/30 °C (BTU/h)	25 300 - 83 300	30 700 - 102 400	47 200 - 158 000	63 200 - 196 600
Máxima eficiencia en curva de calefacción 80/60°C (%)	88	88	88	88
Máxima eficiencia en curva de calefacción 50/30°C (%)	97	97	97	97
Potencia (BTU/hr)	76 300	95 400	144 800	178 900
Máxima temperatura del agua (°C)	90	90	90	90
Temperatura del agua en el calentador (°C)	30 - 90	30 - 90	30 - 90	30 - 90
Presión máxima de operación (bar)	3	3	3	3
Volumen de agua en el circuito (l)	2,5	2,5	3,6	4,7
Temperatura de gases 80/60 °C en carga plena (°C)	66	75	66	66
Temperatura de gases 50/30 °C en carga plena (°C)	46	48	36	36
Factor de emisión standard CO (mg/kWh)	≤15	≤15	≤15	≤15
Factor de emisión standard NOx (mg/kWh)	≤20	≤20	≤20	≤20
<b>Dimensiones del producto</b>				
Ancho x Alto x Profundo (mm)	560 x 712 x 475	560 x 712 x 475	900 x 712 x 475	900 x 712 x 475
Peso (kg)	50	50	65	72
<b>Información eléctrica</b>				
Alimentación eléctrica (V - Hz)	120 - 60	120 - 60	120 - 60	120 - 60
<b>Conexiones</b>				
Diámetro de conexión de gas (pulgadas/mm) NPT	¾" / 19	¾" / 19	¾" / 19	¾" / 19
Diámetro de conexión sistema de calefacción (pulgadas/mm) NPT	1" / 25	1" / 25	1" / 25	1" / 25
Diámetro de conexión agua de condensación (pulgadas/mm) Ø	1,3" / Ø 32	1,3" / Ø 32	1,3" / Ø 32	1,3" / Ø 32
Diámetro de chimenea (pulgadas/mm)	3" / 80	3" / 80	3" / 80	3" / 80

Especificaciones sujetas a cambio sin previo aviso.



## Certificaciones:





## ANEXO E: Ficha técnica de la torre de enfriamiento seleccionada

Las torres de enfriamiento (INSIN) de contraflujo tipo paquete de tiro inducido, están diseñadas para enfriar hasta 2 °C por encima de la temperatura del bulbo húmedo.

Diseño modular.

Mínimo mantenimiento.

Capacidad de 20 hasta 500 gpm.

Alta eficiencia termodinámica.

Motor acoplado directamente a su ventilador.

Relleno laminar corrugado de alta eficiencia, que ofrece la máxima área de transferencia de calor.

Banco de espreas diseñado para asegurar una distribución uniforme del agua sobre el relleno.

### MODELO TE-4-3-3

- INCLUYE

MOTOR: 3.0 HP. (4 POLOS)

RELLENO DE PVC: 56 PIES<sup>3</sup>

VENTILADOR: 6 ASPAS FIJAS O

VARIABLES 30" DIAMETRO

- CAPACIDAD

TONELADAS DE REFRIGERACION:

50

LITROS POR MINUTO: 360

- PRECIOS

LAMINA GALVANIZADA \$33,970MX

FRIBRA DE VIDRIO \$58,000 MX





## ANEXO F: Características de las manejadoras de aire

### Air Handling Unit

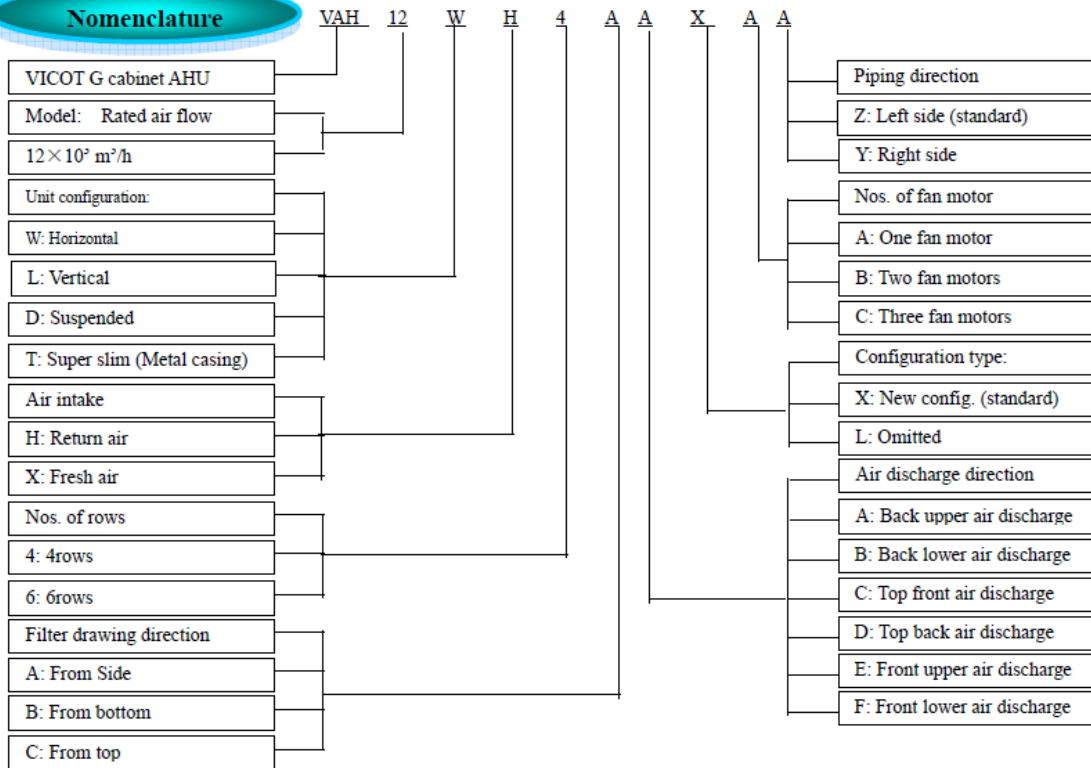
#### VAH series AHU

The models of VAH series units are marked by air flow. From 1500m<sup>3</sup>/h to 36000m<sup>3</sup>/h, there are nearly 30 sizes. The unit can be matched with a single fan, double fans or three fans. Users can choose models by required airflow and external static pressure. The series units can be installed horizontally, vertically or on ceilings.

Notes:

Heaters, humidifiers and inverter controllers are available as optional components.

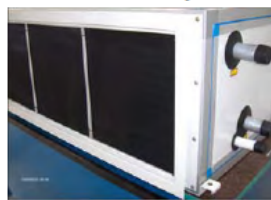
#### Nomenclature



Facing air return opening, connection pipe on the left is left style; connection pipe on the right is right style.



Left



Right

#### Optional accessories

- ★ Electrical heater
- ★ Hot water heating coil
- ★ Medium efficiency filtration
- ★ Wet film humidifier
- ★ Dry steam humidifier
- ★ Electrical protection device



## Specifications

### A. Suspended type

#### 1. Suspended type specifications (1) (return air condition)

No.	Model	Air Flow (m <sup>3</sup> /h)	Cooling Capacity (KW)	Cooling Capacity (BTUX10 <sup>3</sup> )	Heating Capacity (KW)	Heating Capacity (BTUX10 <sup>3</sup> )	Water flow(l/s)	Water Resistance (kPa)	Noise dB(A)	Fan Motor Power (kw)	Fan Total Pressure (Pa)	External Static Pressure (Pa)	Net Weight (kg)	
1	1.5A	1500	4Rows	8.37	25.31	12.31	37.23	0.40	4.3	≤58	0.37	310	230	75
			6Rows	12.40	37.50	16.38	49.53	0.60	7.7			310	210	80
2	02A	2000	4Rows	10.81	32.69	17.25	52.16	0.52	6.8	≤58	0.45	330	250	85
			6Rows	16.02	48.44	21.41	64.74	0.77	9.5			330	230	90
3	2.5A	2500	4Rows	14.07	42.55	21.90	66.23	0.68	13.2	≤58	0.45	360	280	90
			6Rows	20.55	62.14	26.98	81.59	0.98	18.4			360	260	95
4	03A	3000	4Rows	17.67	53.43	26.92	81.41	0.85	19.8	≤58	0.55	350	270	103
			6Rows	25.15	76.05	32.71	98.92	1.20	25.6			350	250	113
5	3.5A	3500	4Rows	18.97	57.37	30.21	91.36	0.92	22.7	≤60	0.75	390	310	113
			6Rows	28.21	85.31	37.56	113.58	1.35	29.4			390	290	123
6	04A	4000	4Rows	22.19	67.10	34.96	105.72	1.07	24.6	≤60	0.75	360	280	120
			6Rows	32.71	98.92	43.17	130.55	1.57	31.2			360	260	132
7	04B	4000	4Rows	23.89	72.24	36.13	109.26	1.15	24.6	≤60	0.45*2	330	250	130
			6Rows	31.26	94.53	42.35	128.07	1.50	31.2			330	230	140
8	05A	5000	4Rows	28.55	86.34	44.23	133.75	1.37	21.8	≤62	1.5	400	320	140
			6Rows	41.17	124.50	54.09	163.57	1.97	27.5			400	300	155
9	05B	5000	4Rows	30.33	91.72	49.67	150.20	1.45	34.4	≤62	0.45*2	360	280	145
			6Rows	41.50	125.50	50.71	153.35	1.98	40.7			360	260	165
10	06A	6000	4Rows	32.91	99.52	50.50	152.71	1.48	28.8	≤62	1.5	350	270	150
			6Rows	47.63	144.03	63.01	190.54	1.92	44.6			350	250	170
11	06B	6000	4Rows	32.63	98.67	51.75	156.49	1.57	42.4	≤62	0.55*2	350	270	155
			6Rows	48.07	145.36	64.08	193.78	2.30	51.5			350	250	185
12	07B	7000	4Rows	37.51	113.43	55.92	169.10	1.80	34.6	≤64	0.75*2	390	310	170
			6Rows	56.03	169.43	74.93	226.59	2.68	46.3			390	290	190
13	08B	8000	4Rows	44.34	134.08	69.92	211.44	2.12	40.6	≤64	0.75*2	360	280	195
			6Rows	65.20	197.16	86.21	260.70	3.12	48.7			360	260	225
14	10B	10000	4Rows	54.69	165.38	86.65	262.03	3.62	45.6	≤66	1.5*2	400	320	210
			6Rows	80.86	244.52	107.14	323.99	3.87	51.2			400	300	240
15	12B	12000	4Rows	58.03	175.48	97.42	294.60	2.78	46.9	≤68	1.5*2	350	270	235
			6Rows	90.35	273.22	123.67	373.98	4.32	53.1			350	250	270
16	15B	15000	4Rows	96.17	290.82	136.79	413.65	3.23	49.3	≤68	2.2*2	470	390	290
			6Rows	119.54	361.49	162.17	490.40	5.21	57.8			470	370	330
17	15C	15000	4Rows	96.32	291.27	137.87	416.92	3.28	49.3	≤68	1.5*3	400	320	310
			6Rows	120.45	364.24	162.30	490.80	5.28	57.8			400	300	350

Notes: A: one fan, B: two fans, C: three fans.

#### Standard Condition (return air condition):

- Cooling Standard Condition: Entering air temperature: 27°C D.B., 19.5°C W.B.;  
Entering Water temperature: 7°C, leaving water temperature: 12°C.
- Heating Standard Condition: Entering air temperature: 21°C D.B.;  
Hot water entering temperature: 60°C.



ANEXO G: Tubería de cobre tipo M para instalación de red hidráulica del subsistema de captación solar y almacenamiento térmico.

**Tubería de cobre de temple rígido Tipo "M"**

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm <sup>2</sup>	PSI kg/cm <sup>2</sup>	G. P. M. L. P. M.
1/4" 6.35 mm	0.375" 9.525	0.325" 8.255	0.025" 0.635	0.107 0.159	2.132 0.968	6,133 431.15	1,226 86.18	
3/8" 9.50 mm	0.500" 12.700	0.450" 11.430	0.025" 0.635	0.145 0.216	2.903 1.318	4,500 316.35	900 63.27	2.247 8.507
1/2" 12.7 mm	0.625" 15.875	0.569" 14.453	0.028" 0.711	0.204 0.304	4.083 1.854	4,032 283.45	806 56.66	4.064 15.382
3/4" 19 mm	0.875" 22.225	0.811" 20.599	0.032" 0.812	0.328 0.488	6.566 2.981	3,291 231.35	658 46.25	10.656 40.333
1" 25 mm	1.125" 28.575	1.055" 26.767	0.035" 0.889	0.465 0.693	9.310 4.227	2,800 196.84	560 39.36	21.970 83.180
1 1/4" 32 mm	1.375" 34.925	1.291" 32.791	0.042" 1.067	0.683 1.016	13.656 6.200	2,749 193.25	550 38.66	39.255 148.580
1 1/2" 38 mm	1.625" 41.275	1.527" 38.785	0.049" 1.245	0.941 1.400	18.821 8.545	2,713 190.72	542 38.10	62.335 235.940
2" 51 mm	2.125" 53.975	2.009" 51.029	0.058" 1.473	1.461 2.176	29.233 13.272	2,470 173.65	491 34.51	131.000 495.860
2 1/2" 64 mm	2.625" 66.675	2.495" 63.373	0.065" 1.651	2.032 3.025	40.647 18.454	2,228 156.62	445 31.28	231.461 876.010
3" 76 mm	3.125" 79.375	2.981" 75.718	0.072" 1.889	2.683 3.994	53.663 24.363	2,073 145.73	414 29.10	375.189 1,420.09
4" 102 mm	4.125" 104.775	3.935" 99.949	0.095" 2.413	4.665 6.945	93.310 42.363	2,072 145.65	414 29.10	799.395 3,025.71



## ANEXO H: curvas de funcionamiento de las bombas hidráulicas Armstrong para el bombeo de agua-glicol al campo de colectores.

### Series S & H

Armstrong Series S&H circuladores en línea son convenientes para los usos de calefacción y refrigeración hidrónica, sistemas de agua para uso doméstico, etapas múltiples de zonificación y servicios industriales en general. Ambos modelos están disponibles en una amplia gama de tamaños para que coincida con los requisitos de rendimiento de cualquiera de estas aplicaciones. Circuladores Armstrong Serie S & H son productos durables y de confianza que han sido utilizados por profesionales de HVAC por décadas. Además del ya existente ensamble del sello mecánico, Armstrong ha introducido un diseño de libre mantenimiento, el cual posee un lubricado permanente de rodamientos de bolas y no requiere ningún tipo mantenimiento.



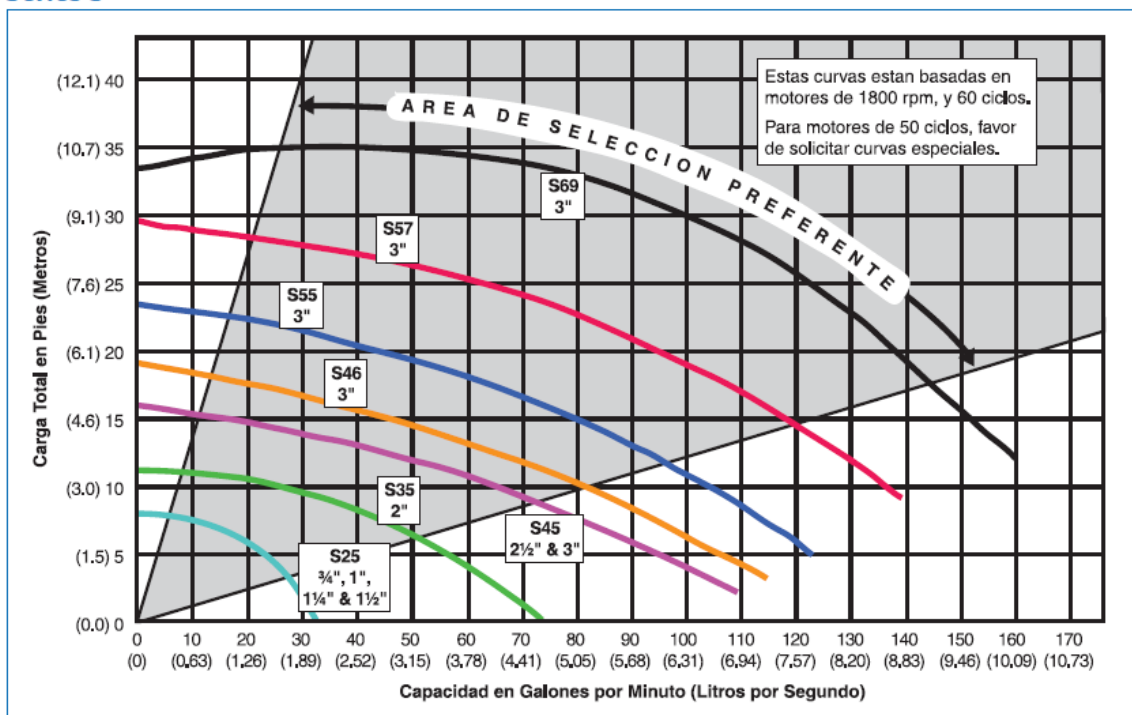
### ► Información de Diseño

Máximas condiciones de operación.	S-25 TO S-69, H-32, H-41	H-51 TO H-54, H-63 TO H-68
	125 psi at 225°F (862 kPa at 107°C)	175 psi at 225°F (1207 kPa at 107°C)

## Series S & H Circuladores en Línea

### ► Curvas de Funcionamiento Generales

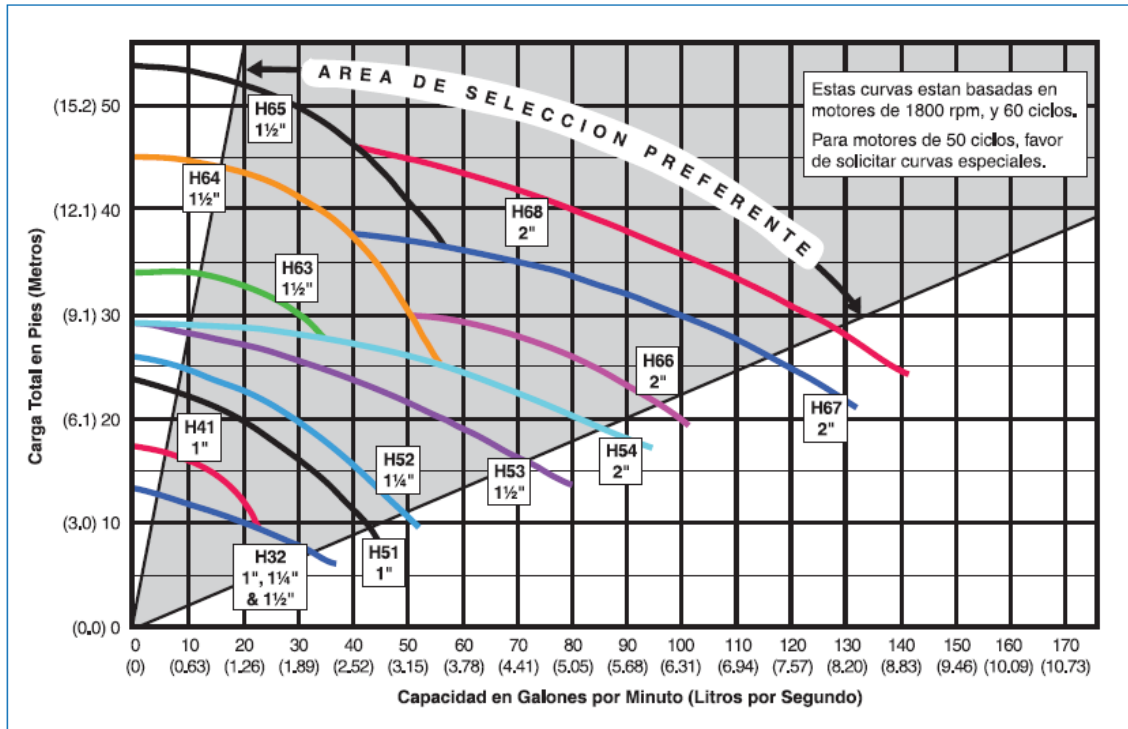
#### ► Series S







## ► Series H



# ANEXOS



ANEXO I. Características de la unidad generadora de agua helada del caso base.

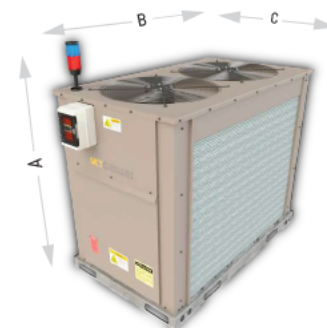
UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA CHILLER  
**SKYCHILLERS**<sup>®</sup>  
 SKCL 090 A 150



<b>SKCL</b> SKYCHILLERS ENFRIADO POR AIRE	<b>A</b> A : SINGLE SCROLL B : TANDEM SCROLL	<b>090</b> 090 90,000 BTU / 7.5 TR 120 120,000 BTU / 10 TR 150 150,000 BTU / 12.5 TR	<b>A</b> CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE	<b>25</b> 25 230 VOLTS/ 3 FASES /60HZ 46 460 VOLTS/ 3 FASES /60HZ
---	--	---	--	---

## DIMENSIONES Y PESO

KBtus / Tons.	Dimensiones			Peso Kg/Lb
	A Cm/In	B Cm/In	C Cm/In	
90 / 7.5	145 / (58)	149 / (59)	82 / (32)	181 / (400)
120 / 10.0	159 / (63)	149 / (59)	82 / (32)	230 / (505)
150 / 12.5	159 / (63)	149 / (59)	82 / (32)	230 / (505)



## BIBLIOGRAFÍA

1. ABSORSISTEM, S.L.,2003. Principio y antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción. Disponible en: [www.absorsistem.com](http://www.absorsistem.com)
2. ABSORSISTEM. (2013). Funcionamiento del ciclo de absorción de simple efecto con bromuro de litio y agua, alimentado por agua caliente. De [absorsistem.com](http://absorsistem.com)
3. ANSI/ASHRAE 55-2004: Thermal environmental conditions for human occupancy, ANSI/ASHRAE 55, Atlanta USA. (2004).
4. Arballo, B., Kuchen, N., Alamiño Y & Alción, A. (2016, oct. 27). Trabajo presentado en VIII Congreso Regional de Tecnología de la Arquitectura: Evaluación de modelos de confort térmico para interiores. San Juan, Argentina.
5. Asociación Green Chiller. <http://www.greenchiller.de/indexeng.php>
6. Best R., & Rivera W. (2015). A review of solar cooling systems Best y Rivera. Applied Thermal Engineering.
7. Cano, J.M. (2001). Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental. *Energuía*. Disponible en: <http://www.energuia.com>
8. Carrier. [www.carrier.com.mx](http://www.carrier.com.mx)
9. CFE, Tarifa DAC región sur-peninsular, 2021. Disponible en: <https://app.cfe.mx/Aplicaciones/CCFE/Tarifas/TarifasCRECasa/Tarifas/TarifaDAC.aspx>. Consultada: 1 de febrero de 2022.
10. ClimateWell. Aire acondicionado solar térmico. Disponible en: [http://www.solarcombiplus.eu/docs/SolarCombi\\_ClimateWell\\_trainingmaterial4.pdf](http://www.solarcombiplus.eu/docs/SolarCombi_ClimateWell_trainingmaterial4.pdf). Consultado enero de 2022
11. CONAFOVI. (2006). Guía para el uso eficiente de la energía en la vivienda. (1a. ed.). México. ISBN: 968-7729-34-1. Recuperado de [www.conafovi.gob.mx](http://www.conafovi.gob.mx)
12. CONAGUA, Tarifas de agua 2018. Disponible en: <https://portal.conagua.gob.mx/tarifas/paginas/pficha.aspx>. Consultada: 1 de febrero de 2022.
13. CONAVI/GIZ. (2012). Resumen del Estudio de Mercado de Vivienda Existente, México, D.F., noviembre, 2012. Consultado Jun, 27 de 2017. Disponible en <https://www.gob.mx/>
14. CONUEE. (2017). Cuadernos de la CONUEE No. 5: Análisis de los consumos unitarios y estacionales por usuarios en tarifas residenciales entre 2012 y 2016 para identificar evolución de la demanda por aire acondicionado. De [www.gob.mx/](http://www.gob.mx/)
15. CONUEE/CEPAL. (2018). Informe Nacional de Monitoreo de la Eficiencia Energética de México, 2018. Naciones Unidas, mayo de 2018. Disponible en [www.cepal.org/](http://www.cepal.org/)
16. CONUEE/GIZ. (2016). Estudio de Caracterización del Uso del Aire acondicionado en Vivienda de Interés Social. Ciudad de México, marzo del 2016. Disponible en <https://www.gob.mx/>
17. DOF. (2009). Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía 2009-2012. Consultado May, 13 de 2017 de [dof.gob.mx/](http://dof.gob.mx/)
18. DOF-Costo de gas natural, zona geográfica Campeche. Disponible en: [https://dof.gob.mx/nota\\_detalle.php?codigo=5546645&fecha=14/12/2018&print=true](https://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5546645&fecha=14/12/2018&print=true). Consultado el 1 de febrero de 2022.

19. Domínguez J. (2009). *Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto* (Tesis de licenciatura). Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros. Sevilla, España.
20. EAW Energieanlagenbau 2022, Absorptionskälteanlage. Disponible en: <https://www.eaw-energieanlagenbau.de/absorber-akm.html>. Consultado enero de 2022.
21. Energías renovables, secundarias para la producción energética mexicana | Iluminet revista de iluminación. Disponible en: <https://www.iluminet.com/energias-renovables-mexicana/>. Consultado el 28 de mayo de 2018.
22. Enfriadoras de agua por ciclo de absorción Thermax. Disponible en <https://www.absorsistem.com/brands/thermax/>. Consultado enero de 2022
23. ESTIF (Federación Europea de la Industria Solar Térmica. <http://estif.org/>
24. ESTTP. (2007). *European Solar Thermal Technology Platform: Solar Heating and Cooling for a Sustainable Energy Future in Europe*, ESTTP Brussels.
25. García Casals X. (2002), "Instalaciones de refrigeración solar por absorción: Análisis y simulación dinámica", Universidad Pontificia Comillas, ETSII del ICAI, Departamento de Fluidos y Calor. Madrid, España.
26. Global Solar Atlas. Disponible en Global Solar Atlas. Consultado 17 de enero de 2022.
27. Godoy A. (2012). *El confort térmico Adaptativo* (Proyecto final de master). Universidad Politécnica de Cataluña. España. Junio 2012.
28. Grossman G., Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. *Solar Energy*, Vol. 72, No. 1, pp. 53-62, 2002 (Original no consultado, citado por: Green Chiller Association for Sorption Cooling e.V., Berlin, Germany). Consultado el 5 de septiembre del 2016.
29. Heard, C., Ramos G. y Hernández F. *Estudios para la elaboración de normas de eficiencia energética en edificaciones*. En: Boletín IIE. Aplicaciones Tecnológicas. (Marzo/abril 1999) p. 57-63.
30. Hernández G. & Jorge I. (2002). *Los Sistemas de absorción y su aplicación en el acondicionamiento de aire*. Curso sobre "Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda" del 1 al 13 de julio de 2002. Guadalajara, Jalisco México.
31. Herrador M. (2010). *Estado del arte de la producción de frío a partir de energía solar*. Tesis Máster. Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla. 226p.
32. IDAE, PER 2011-2020. *Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios*: Estudio técnico. (Disponible en: <http://www.idae.es/>. Consultado 15 junio de 2012).
33. IEA SHC Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration, subtask B. *State of the art on existing solar heating and cooling systems*. A technical report (2009).
34. IEA, Cambio en las emisiones de CO2 por combustible, 1990-2021, IEA, París <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/change-in-co2-emissions-by-fuel-1990-2021>
35. IEA, *Global changes in electricity generation, 2015-2024*, IEA, París <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-changes-in-electricity-generation-2015-2024>
36. INEGI. (2007). Disponible en: <http://cuentame.inegi.org.mx/>

37. INEGI. (2012). Proyecto Estadístico: MEX-INEGI.40.202.03-ENIGH-2012-MCS. Consultado Mar, 22 de 2016 de [www3.inegi.org.mx/](http://www3.inegi.org.mx/)
38. INFONAVIT & GIZ. (2011). Estudio de Optimización de la Eficiencia Energética en Viviendas de Interés Social. Programa de Energía Sustentable en México-Componente Edificación, GIZ. Consultado de <http://idbdocs.iadb.org/wsdocs/getdocument.aspx?docnum=36288713> el 02/mar/2012.
39. Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, Volume 105, 2015, Pages 403-422, ISSN 0196-8904,
40. ISO, En. "7730: 2005." Ergonomics of the thermal environment. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria (2006).
41. ISSO-74. *Thermische Behaaglijkheid. Publication 74*, ISSO. Rotterdam, Holanda. (2004).
42. Jakob U. (2009). Green Chiller Association. (Disponible en: <http://www.solarnext.eu> Consultado 5 de septiembre 2016).
43. Johnson Controls 2022. Enfriadoras de absorción. Disponible en: <https://www.johnsoncontrols.com/hvac-equipment/absorption-chillers>. Consultado 20 de enero de 2022.
44. Julio Chaves (2016), Introduction to nonimaging optics. 2nd Edition. CRC Press, Boca Raton, Florida.
45. LG Business Solución, chillers de absorción. Disponible en: <https://www.lg.com/mx/business/chiller-absorcion-de-agua-caliente>
46. Limón A., (2017). "Energía Solar en México: Potencial y aprovechamiento". Centro de Investigación Económica y Presupuestaria, A.C. México.
47. López G., Ibarra M. y Platzer W. (2017). Estudio de Tecnologías para Refrigeración Solar. Informe CSET-2017-PU-003-SP, Fraunhofer Chile, julio 2017.
48. Mauthner F., Weiss W., & Spörk-Dür M. (2016). *Solar Heat Worldwide: Markets and Contribution to the Energy Supply 2014*. IEA Solar Heating & Cooling Programme. (Disponible en <http://www.iea-shc.org/>. Consultado el 28 de septiembre del 2016).
49. METEONORM, 2010, *Global solar radiation database*. [Licencia disponible por el CIE, UNAM].
50. Mouchot, A., *Die Sonnenwärme und ihre industriellen Anwendungen*. Olynthus Verlag, 1987 (Original no consultado, citado por: Green Chiller Association for Sorption Cooling e.V., Berlin, Germany). Consultado el 5 de septiembre del 2016.
51. NOM-020-ENER. "Eficiencia energética en edificaciones": Envolvente de edificios residenciales, (2007).
52. OECD/IEA. (2012). *Technology Roadmap, Solar Heating and Cooling*. De [www.iea-shc.org](http://www.iea-shc.org).
53. Pilatowsky I. & Best R. (2002). "Introducción a los métodos de producción de frío". Curso en el Taller Iberoamericano de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar. Universidad de Guadalajara del 1 al 3 de julio de 2002. Guadalajara, Jalisco, México.
54. Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción Yazaki Disponible en <https://www.absorsistem.com/brands/yazaki/>. Consultado enero de 2022.

55. Rodríguez P., Leucona A., y de Vega M. (1999). "Viabilidad energética, económica y ambiental de los sistemas de climatización por absorción en España". Montajes e Instalaciones, 73-79. Madrid, España.
56. Schubert K. & Dreyer J., Kühlen mit Sonnenenergie. Dornier Post, No. 1, pp. 9-11, 1977. (Original no consultado, citado por: Green Chiller Association for Sorption Cooling e.V., Berlin, Germany). Consultado el 5 de septiembre del 2016.
57. Schweiger H. & Sisó L. (2001). "Sistemas de Frío Solar por Absorción para la Industria y para Redes de Frío de Distrito", AIGUASOL ENGINYERIA, Barcelona (España).
58. SENER. (2017). Balance Nacional de Energía 2015. Consultado Jun, 20 de 2017 de [www.gob.mx/sener/](http://www.gob.mx/sener/)
59. SHC de la AIE. Programa de refrigeración y calefacción solar. <http://iea-shc.org/>
60. SMN, 2010. (Servicio Meteorológico Nacional). Base de datos de las EMAS.
61. SOLAIR, (2009). Guía de diseño: Requisitos de diseño y configuración en aplicaciones de aire acondicionado solar de tamaño pequeño y mediano., octubre 2009. De [www.solair-project.eu](http://www.solair-project.eu).
62. SOLAIR. (2008). Market Report for Small and Medium-Sized Solar Air-Conditioning Appliances: Analysis of Market Potential. May 2008.
63. SolarNext AG. <http://www.solarnext.eu/eng/unt/company.shtml>
64. TRNSYS. (2010). Simulation Studio (Version 17). U.S.A.: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
65. Van Hoof, J.; Mazej, M.; Hensen, J. L. M., " *Thermal Comfort: Research and Practice.*" *Frontiers in Bioscience* 15.2 (2010): 765–788.
66. Velázquez N. & Best R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 22:1089–1103.
67. Velázquez N. & Best, R. (2002)," *Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural y asistidos por energía solar*". Taller Iberoamericano de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar, Universidad de Guadalajara del 1 al 3 de julio de 2002. Guadalajara, Jalisco, México.
68. Vera, S. (mayo 2012). Impacto de las infiltraciones de aire en el desempeño energético y térmico de las viviendas. *EMB Construcción*.
69. Vinkesteyn, J. & Zamora J. (2014). Guía de renovación de aire eficiente en el sector residencial. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. Madrid, 2014. Disponible en [www.fenercom.com](http://www.fenercom.com)
70. World Energy. Absorption chiller. Disponible en [http://www.worldenergyeurope.eu/down/wecat\\_2019.pdf](http://www.worldenergyeurope.eu/down/wecat_2019.pdf). Consultado enero de 2022.
71. Zhai X. & Wang R. (2009). A review for absorption and adsorption solar cooling systems in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; 13:1523-1531.
72. Ziegler F. (1999). *Recent developments and prospects of sorption heat pump systems*. *International Journal of Thermals*, 38:191–208.