



Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Facultad de Ingeniería Mecánica
División de Estudios de Posgrado
Área de Termofluidos



DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO DE LA
FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA

Análisis del diseño y operación de un sistema híbrido de trigeneración/fotovoltaico con aplicación al sector comercial

TESIS

Que para obtener el grado de Maestro en Ciencias en
Ingeniería Mecánica

Presenta:
Ing. Aldo López Vega

Asesores:
Doctor en Energías Renovables y Eficiencia Energética
Carlos Rubio Maya

Maestro en Ingeniería Mecánica
Hugo Cuauhtémoc Gutiérrez Sánchez



Morelia, Michoacán Mayo 2017

A mis padres y hermanos, que amo con toda mi alma.

Agradecimientos

Gracias a Dios por darme la vida y permitirme gozarla plenamente hasta el día de hoy con mi familia, por permitirme concluir de manera satisfactoria mis estudios de Maestría, y por todas las bendiciones que me ha dado en este camino. En tus manos encomiendo mi futuro.

A mis padres: Nicolás López Martínez y Ma. Elena Vega López por su infinito amor, por todo su apoyo durante toda mi vida y en especial durante mis estudios de licenciatura y Maestría, y por el gran ejemplo que me han dado para enfrentar la vida. Por sus consejos, enseñanzas, por darme las herramientas para salir adelante. Por eso y mucho más, por todo, gracias.

A mis hermanos: Alan López Vega y Alina López Vega, por apoyarme de manera incondicional para concluir esta etapa de mi vida, por todos los momentos que hemos vivido juntos, por ser mis compañeros día tras día en este viaje para lograr nuestros sueños, con ustedes comparto este logro.

A mi asesor: Dr. Carlos Rubio Maya por confiar en mi desde el primer momento, por darme la oportunidad de participar en este proyecto y de pertenecer al Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER), por compartir su conocimiento, por sus consejos y todo su apoyo para terminar este trabajo, muchas gracias.

Al Profesor Dr. Gregory J. Kowalski, por aceptar mi estancia de investigación y darme la oportunidad de concluir mis estudios de Maestría en la Universidad Northeastern (Northeastern University) en la ciudad de Boston, Massachusetts, EUA. Por la hospitalidad, enseñanzas y consejos recibidos durante el desarrollo de mi tesis, por su amistad...muchas gracias.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para realizar mis estudios de Maestría y la extensión de la misma a través del programa de becas mixtas, con la cual fue posible realizar mi estancia de investigación en la Universidad Northeastern.

Gracias a todas las personas que directa o indirectamente contribuyen para alcanzar mis sueños.

Gracias a todos y cada uno.

RESUMEN

Los centros comerciales consumen una gran cantidad de energía eléctrica y térmica durante su operación diaria para ofrecer servicios de calidad y lograr satisfacer las condiciones de confort que los clientes necesitan. Sin embargo, la forma convencional de obtener estos tipos de energía ha sido puesta a discusión debido a las ineficiencias en los procesos de transformación, distribución y transportación que conlleva, así como los daños que se generan en el medio ambiente debido a la emisión de gases de efecto invernadero hacia la atmósfera. Dadas estas condiciones, los sistemas de cogeneración/trigeneración apoyados con energías renovables son esquemas ideales para cubrir las necesidades de energía de una forma más eficiente y rentable. Por esta razón se instaló un sistema híbrido de trigeneración/fotovoltaico en un centro comercial en la ciudad de Morelia (Michoacán, México) para cubrir de manera parcial las demandas de electricidad, calor y frío presentes en el mismo a lo largo del año. La planta consiste principalmente en una microturbina de gas de 65 kW de potencia eléctrica, tres enfriadores de absorción de 5 TR cada uno y un sistema fotovoltaico compuesto de 108 módulos de 280 W cada uno, capaz de generar un pico máximo de 30 kW de potencia eléctrica. Este proyecto fue apoyado y promovido por el Programa de Estímulos a la Innovación CONACYT para demostrar la factibilidad de este tipo de esquemas de generación de energía bajo las condiciones actuales en el contexto energético Mexicano. El presente estudio consiste en encontrar el diseño en el que los recursos fósiles sean aprovechados de la manera más eficiente y la estrategia de operación bajo la cual se consiga una disminución de la facturación eléctrica actual. Esto se logrará desarrollando modelos energéticos basados en la primera y segunda ley de la termodinámica, los cuales serán validados a través de datos experimentales tomados en sitio durante la operación del sistema. En el análisis del diseño del sistema, se reportan la eficiencia energética y exergética global, la energía disponible (exergía) en cada uno de los flujos y la destrucción de exergía que se genera en cada componente. En el análisis de la operación del sistema, se desarrollan varios escenarios modificando las condiciones de operación en cada uno de ellos y con la ayuda de un análisis económico basado en la obtención del valor actual neto se determina el mejor escenario posible. Los resultados muestran la configuración más eficiente del sistema, opciones para mejorar la eficiencia global del mismo, y el escenario de operación óptimo bajo el cual se lograrán los mayores beneficios económicos.

Palabras clave:

Trigeneración, Sistema fotovoltaico, Modelado termodinámico, Eficiencia energética, Energías renovables.

ABSTRACT

Shopping centers consume a large amount of electrical and thermal energy during their daily operation to provide quality services and achieve the comfort conditions that customers need. However, the conventional way of obtaining these types of energy has been put to discussion due to the inefficiencies in the processes of transformation, distribution and transportation that it entails, as well as the damages that are generated in the environment due to the emission of gases to the atmosphere. Given these conditions, cogeneration / trigeneration systems supported by renewable energy are ideal schemes to meet energy needs in a more efficient and cost-effective manner. For this reason, a hybrid trigeneration / photovoltaic system was installed in a shopping mall in the city of Morelia (Michoacán, Mexico) to partially cover the electricity, heating and cooling demands of the mall throughout the year. The plant consists of a gas microturbine of 65 kW electrical power, three absorption chillers of 5 TR each and a photovoltaic system composed of 108 modules of 280 W each, capable of generating a maximum peak of 30 kW of electrical power. This project was supported and promoted by the CONACYT Innovation Stimulus Program to demonstrate the feasibility of this type of energy generation schemes under current conditions in the Mexican energy context. The present study consists on finding the design in which the fossil resources are used in the most efficient manner and the strategy of operation under which a reduction of the current electric billing is obtained. This will be achieved by developing energy models based on the first and second law, whose will be validated through experimental data taken on site during the operation of the system. In the analysis of the system design, global energy and exergetic efficiency, available energy (exergy) in each of the flows and the destruction of exergy generated in each component are reported. In the analysis of the operation of the system, several scenarios are developed by modifying the operating conditions in each of them and with the help of an economic analysis based on obtaining the net present value, the best possible scenario is determined. The results show the most efficient configuration of the system, options to improve the overall efficiency of the system, and the optimal operating scenario under which the greatest economic benefits will be achieved.

Keywords:

Trigeneration, Photovoltaic system, Thermodynamic modelling, Energy efficiency, Renewable energy.

Contenido

Contenido	7
Índice de figuras	9
Índice de tablas	12
CAPITULO 1 INTRODUCCION.....	13
1.1 Panorama energético mundial.....	14
1.2 Panorama energético nacional	15
1.3 Conceptos y definiciones fundamentales.....	18
1.3.1 Trigeneración.....	18
1.3.2 Energías renovables.....	19
1.3.3 Sistemas híbridos de generación de energía	21
1.4 Justificación	23
1.5 Objetivo	24
1.6 Hipótesis	25
CAPITULO 2 SISTEMAS HÍBRIDOS DE TRIGENERACION CON ENERGIA RENOVABLES.....	26
2.1 Estado del arte.....	26
CAPITULO 3 SISTEMA HÍBRIDO DEL CASO DE ESTUDIO	33
3.1 Caso de estudio.	33
3.2 Descripción del sistema	34
3.2.1 Sistema de trigeneración.....	35
3.2.2 Sistema fotovoltaico	39
3.2.3 Sistema eólico.....	41
3.2.4 Sistema convencional HVAC del centro comercial	42
3.3 Subsistemas.....	44
3.3.1 Instalación de gas.....	44
3.3.2 Instalación eléctrica	45
CAPITULO 4 MODELADO Y SIMULACION DEL SISTEMA	47
4.1 Modelo energético y exergético de la microturbina Capstone C65	47
4.2 Modelo energético y exergético de la máquina de absorción RoburACF60-00.....	58
4.3 Modelo energético y exergético del sistema fotovoltaico	68

CAPITULO 5 OBTENCION DE DATOS DE OPERACIÓN EXPERIMENTALES 75

5.1 Adquisición de datos de operación de los equipos	75
5.1.1 Adquisición de datos internos de la microturbina	75
5.1.2 Adquisición de datos internos de las máquinas de absorción.....	75
5.1.3 Adquisición de datos internos del inversor.....	76
5.1.4 Adquisición de datos con dispositivos externos	76
5.2 Experimentación	78
5.3 Carga eléctrica del centro comercial.....	81
5.4 Carga térmica del centro comercial	81
5.5 Resultados experimentales.....	83

CAPITULO 6 APLICACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS..... 93

6.1 Análisis del diseño del sistema	93
6.2 Análisis de la operación del sistema	98
6.2.1. Operación actual	98
6.2.2. Escenario 1. Operación 24 hrs. Gas LP.	100
6.2.3. Escenario 2. Operación 10:30-23:00 hrs. Gas LP.	101
6.2.4. Escenario 3. Operación 17:00-23:00 hrs. Gas LP.	102
6.2.5. Escenario 4. Operación 24 hrs. Gas natural.	103
6.2.6. Escenario 5. Operación 10:30-23:00 hrs. Gas natural.	104
6.2.7. Escenario 6. Operación 17:00-23:00 hrs. Gas natural.	105

CONCLUSIONES 107

NOMENCLATURA 108

REFERENCIAS 109

Índice de figuras

Figura 1. Capacidad instalada para la generación de potencia en México (2014-2040).....	15
Figura 2. Demanda eléctrica (2010-2040).....	16
Figura 3. Generación de energía eléctrica (1990-2040).....	16
Figura 4. Sistema típico de trigeneración.....	18
Figura 5. Sistema CHCP vs sistema convencional de energía.....	19
Figura 6. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Firdaus [8].....	26
Figura 7. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Ismail [9].....	27
Figura 8. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Nosrat [10].....	28
Figura 9. Diagrama de flujo del sistema híbrido CHP/CCHP-PV estudiado por Nosrat [11].....	28
Figura 10. Diagrama esquemático del sistema de trigeneración estudiado por Ge [12].....	29
Figura 11. Diagrama esquemático del sistema de trigeneración estudiado por Rossa [13].....	30
Figura 12. Diagrama esquemático del sistema de trigeneración estudiado por Abdul [17].....	32
Figura 13. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Kowalski [18].....	32
Figura 14. Diagrama de flujo del sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico.....	33
Figura 15. Diagrama general del sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico.....	34
Figura 16. Microturbina Capstone C65 (vista exterior e interior).....	35
Figura 17. Procedimiento de cambio de válvula en la microturbina.....	36
Figura 18. Enfriador de absorción Robur ACF60-00 (vista exterior e interior).....	37
Figura 19. Colocación de empaque térmico en el generador.....	38
Figura 20. Sellado de fugas en el generador.....	38
Figura 21. Colocación de aislante térmico en el generador.....	38
Figura 22. Sistema fotovoltaico instalado en el centro comercial.....	40
Figura 23. Inversor Fronius CL 33.3 Delta.....	40
Figura 24. Aerogenerador de eje horizontal Aeolos-H 3 kW.....	41
Figura 25. Aerogenerador de eje vertical Aeolos-V 3 kW.....	42
Figura 26. Enfriador de agua YLAA 0170SE.....	43
Figura 27. Manejadora de aire.....	43
Figura 28. Tanque de combustible principal.....	44
Figura 29. Bomba de condensados.....	45
Figura 30. Tanque de combustible auxiliar con calentador de gas.....	45
Figura 31. Transformador tipo seco 220/440 V.....	46
Figura 32. Transformador 440/13200 kV.....	46
Figura 33. Línea de media tensión.....	46
Figura 34. Diagrama esquemático de la microturbina Capstone C65.....	48
Figura 35. Variación de la temperatura en cada estado.....	53
Figura 36. Análisis por primera ley (microturbina).....	54
Figura 37. Análisis por primera ley (eficiencia en microturbina).....	55
Figura 38. Análisis por segunda ley (microturbina).....	56
Figura 39. Flujos de exergía (microturbina).....	57

Figura 40. Diagrama esquemático de la máquina de absorción Robur ACF60-00.	58
Figura 41. Análisis por primera ley (enfriador de absorción).	64
Figura 42. Análisis por primera ley (COP enfriador de absorción).	64
Figura 43. Variación del COP con la temperatura ambiente.	65
Figura 44. Variación de la capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente.	66
Figura 45. Análisis por segunda ley (enfriador de absorción).	67
Figura 46. Esquema general del módulo fotovoltaico S72MC6-280.	68
Figura 47. Circuito equivalente de una celda fotovoltaica.	69
Figura 48. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley (potencia).	72
Figura 49. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley (eficiencia).	73
Figura 50. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por segunda ley.	74
Figura 51. Software interno de la microturbina.	78
Figura 52. Medición en microturbina.	78
Figura 53. Medición en enfriadores (temperatura de los gases de escape).	79
Figura 54. Medición en los enfriadores (flujo másico del agua de alimentación).	79
Figura 55. Software interno del inversor.	80
Figura 56. Medición en el sistema fotovoltaico.	80
Figura 57. Consumo eléctrico del centro comercial.	81
Figura 58. Consumo térmico del centro comercial.	82
Figura 59. Variación de la potencia con la temperatura ambiente (microturbina).	83
Figura 60. Variación de la eficiencia con la temperatura ambiente (microturbina).	83
Figura 61. Variación de la temperatura del agua de salida con el tiempo.	84
Figura 62. Variación de la capacidad de enfriamiento con el tiempo.	84
Figura 63. Variación del COP con el tiempo.	85
Figura 64. Variación de la temperatura del agua de salida con la temperatura ambiente. ..	85
Figura 65. Variación de la capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente.	86
Figura 66. Variación del COP con la temperatura ambiente.	86
Figura 67. Variación de capacidad de enfriamiento con la temperatura del agua de salida.	87
Figura 68. Variación del COP con la temperatura del agua de salida.	87
Figura 69. Variación de la potencia del sistema fotovoltaico a través del día (verano).	88
Figura 70. Variación de la potencia del sistema fotovoltaico a través del día (invierno). ..	88
Figura 71. Validación microturbina (Potencia vs T_{amb}).	89
Figura 72. Validación microturbina (Eficiencia vs T_{amb}).	89
Figura 73. Validación enfriadores de absorción (COP vs T_{amb}).	90
Figura 74. Validación enfriadores de absorción (Capacidad de enfriamiento vs T_{amb}).	90
Figura 75. Validación sistema fotovoltaico verano (Potencia vs Tiempo).	91
Figura 76. Validación sistema fotovoltaico invierno (Potencia vs Tiempo).	91
Figura 77. Distribución de la exergía en microturbina.	95
Figura 78. Distribución de la exergía en los enfriadores.	96
Figura 79. Operación actual del sistema.	98
Figura 80. Consumo nominal vs consumo modificado.	99
Figura 81. Análisis de sensibilidad.	99

Figura 82. Operación escenario 1.....	100
Figura 83. Operación escenario 2.....	101
Figura 84. Operación escenario 3.....	102
Figura 85. Operación escenario 4.....	103
Figura 86. Operación escenario 5.....	104
Figura 87. Operación escenario 6.....	105

Índice de tablas

Tabla 1. Características principales del sistema de trigeneración.	39
Tabla 2. Características principales del sistema fotovoltaico.	41
Tabla 3. Características principales del sistema eólico.	42
Tabla 4. Características principales del sistema HVAC.	44
Tabla 5. Parámetros disponibles de la microturbina Capstone C65.	47
Tabla 6. Condiciones ambientales utilizadas para evaluar la exergía química de combustibles fósiles ($T_0=298.15$ K, $P_0=1$ atm).	52
Tabla 7. Variación de la temperatura en cada estado.	53
Tabla 8. Análisis por primera ley (microturbina).	54
Tabla 9. Análisis por segunda ley (microturbina).	55
Tabla 10. Flujos de exergía en microturbina.	56
Tabla 11. Parámetros disponibles de la máquina de absorción Robur ACF60-00.	58
Tabla 12. Análisis por primera ley (enfriadores de absorción).	63
Tabla 13. Variación del COP y capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente. .	65
Tabla 14. Análisis por segunda ley (enfriador de absorción).	66
Tabla 15. Parámetros del panel S72MC6-280 bajo condiciones estándar (1 kW/m ² , AM 1.5, 25°C cell temp.).....	68
Tabla 16. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley.....	72
Tabla 17. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por segunda ley.	73
Tabla 18. Resumen de los parámetros disponibles en los equipos.	77
Tabla 19. Comparación entre resultados experimentales y calculados.	92
Tabla 20. Estados termodinámicos del sistema integrado.	93
Tabla 21. Distribución de la exergía en la microturbina.	94
Tabla 22. Distribución de la exergía en los enfriadores de absorción.	96
Tabla 23. Resultados generales del desempeño del sistema.....	97
Tabla 24. Resultados de la operación actual del sistema.	98
Tabla 25. Resultados del escenario 1.....	100
Tabla 26. Resultados del escenario 2.....	101
Tabla 27. Resultados del escenario 3.....	102
Tabla 28. Resultados del escenario 4.....	103
Tabla 29. Resultados del escenario 5.....	104
Tabla 30. Resultados del escenario 6.....	105
Tabla 31. Resumen de los escenarios estudiados.	106

CAPITULO 1 INTRODUCCION

La desestabilización climática provocada por la emisión de gases de efecto invernadero en la atmosfera ha sido un factor clave para que un gran número de países, organizaciones internacionales, empresas y la comunidad científica emprendan medidas rigurosas encaminadas a contrarrestar la emisión de estos y por consecuencia evitar los efectos negativos que producen en la naturaleza.

Desde el punto de vista ingenieril, existen dos estrategias claves para ayudar a combatir el cambio climático: la primera es incorporar a las energías renovables en la generación eléctrica a gran escala, ya que estas por naturaleza son amigables con el medio ambiente, además de que han demostrado ser muy efectivas y su desarrollo tecnológico ha aumentado considerablemente en los últimos años. La segunda acción tiene que ver con el uso de combustibles fósiles de una manera altamente eficiente y óptima, es decir, desarrollar nuevos procesos de generación así como implementar tecnologías más eficientes para la transformación de la energía.

La generación distribuida ha demostrado ser una técnica efectiva para la producción eficiente de energía a pequeña y mediana escala. A través de su uso, es posible utilizar fuentes renovables así como sistemas de trigeneración y/o cogeneración de manera combinada para crear los llamados sistemas híbridos, los cuales presentan una serie de ventajas con respecto a los sistemas convencionales de energía, entre las que se destacan: generación de energía a medida de las necesidades, elevados rendimientos energéticos globales, menor consumo de combustibles fósiles, reducción en las emisiones de CO₂, disminución de pérdidas eléctricas en la transición y distribución, y recientemente aportación de estímulos fiscales por parte del gobierno Mexicano.

Los centros comerciales son un sector clave para la implementación de los sistemas híbridos, ya que estos requieren una gran diversidad de usos finales de la energía para mantener las condiciones de confort que las personas necesitan. Así, la reducción de los consumos energéticos se ha convertido en una necesidad estratégica para el sector comercial desde una perspectiva económica y ambiental. Por esta razón se instaló un sistema híbrido de trigeneración/fotovoltaico en el centro comercial “Plaza las Américas” en la ciudad de Morelia, Michoacán, México. Sin embargo, el uso de los sistemas híbridos no garantiza tener beneficios de manera automática, por lo que es necesario estudiar el diseño de la planta para encontrar la mejor configuración posible e implementar una estrategia de operación óptima bajo la cual se consigan los beneficios que ofrecen este tipo de sistemas.

En este trabajo se desarrollarán los modelos termodinámicos que permitirán analizar el sistema en diseño y operación. Los modelos serán desarrollados utilizando la primera y segunda ley de la termodinámica para después ser validados a través de datos experimentales tomados en sitio. Con los modelos validados, será posible modificar las condiciones de operación actuales para determinar el mejor arreglo posible del sistema y lograr predecir la eficiencia global del mismo, así como encontrar la mejor manera de operarlo con el fin de obtener menores costos de generación eléctrica.

1.1 Panorama energético mundial

Según la Agencia Internacional de Energía se tiene previsto un incremento del 30% en la demanda energética global para el año 2040. Esto constituye un aumento en el consumo de los combustibles derivados del petróleo para la producción de energía. Sin embargo, el gas natural es el combustible que presenta el mayor aumento, proyectándose por arriba del 50% de su consumo actual [1].

Uno de los cambios más importantes en el sector energético en los últimos años ha sido la rápida caída de los precios del petróleo, incluyendo el gas natural y el carbón. Como consecuencia de esto, los países exportadores de petróleo y gas han visto reducidas sus expectativas de crecimiento económico y muchos han revisado los presupuestos del gobierno y sus políticas energéticas para los años venideros. En el caso de las empresas de petróleo y gas, la caída de los precios ha provocado una reducción significativa de las inversiones previstas en la fase anterior, que se calcula en torno al 20% inferior en 2015.

En cuanto a las energías renovables, se tiene una capacidad instalada de 128 GW en el 2015, de los cuales 37% pertenece a la energía eólica, 30% a la solar y poco más del 25% a las hidroeléctricas. Esta cantidad representa más del 45% de la capacidad total instalada para la generación de potencia en el mismo año.

Se tiene previsto que cerca del 60% de la capacidad total instalada para la generación de potencia en el 2040 será producida por las energías renovables. Su rápido despliegue traerá consigo menores costos de inversión: para el 2040, los costos de la energía solar fotovoltaica disminuirán en un 40-70% mientras que los de la energía eólica caerán un 10-25% de sus costos actuales.

Los bajos precios del petróleo serán un reto a vencer para las renovables, incluyendo los biocombustibles en el sector transporte y en el calor producido por fuentes renovables (p.e. colectores solares) puesto que este último compite directamente con el calor producido por medio del gas natural, el cual será reducido al estar ligado a los precios del petróleo.

Una de las medidas más importantes para contrarrestar el cambio climático y sus efectos en el medio ambiente, fue el acuerdo de París (COP 21), el cual entró en vigor en Noviembre del 2016 y es el documento que representa el corazón de los acuerdos en materia energética y que por primera vez lleva a todas las naciones a luchar por una causa común en este ámbito. Este acuerdo tiene como objetivo principal limitar el incremento de la temperatura global a menos de 2 °C, teniendo como meta límite el incremento a 1.5 °C. Para alcanzar este objetivo, las partes aspiran a alcanzar el pico mundial de emisiones de gases de efecto invernadero lo antes posible, a fin de lograr un equilibrio entre las emisiones y las absorciones en la segunda mitad del siglo.

Además, el acuerdo de París establece compromisos vinculantes por parte de todas las naciones participantes de preparar, comunicar y mantener acciones determinadas a nivel nacional para lograr los objetivos del acuerdo y adoptar políticas públicas para lograrlos.

1.2 Panorama energético nacional

La capacidad total instalada para la generación de potencia eléctrica en México en el año 2015 fue de 70 GW. Sin embargo, se proyecta que para el año 2040 esta se incremente hasta alcanzar los 160 GW instalados, un aumento que representa más del doble de la capacidad actual [2].

Las plantas de potencia que operan con gas representan la mitad del aumento de la capacidad instalada. A su vez, las que utilizan derivados del petróleo pasan de 17 GW a 3 GW, en donde se usaran solamente para cubrir los picos en plantas de emergencia, debido a sus altos costos de operación. Esto refleja la transición del uso del gas sustituyendo al petróleo en la producción de potencia eléctrica. De la misma manera, las carboeléctricas reflejan una disminución considerable, contando con solo 1.5 GW para el año 2040 (ver Figura 1).

En cuanto a las energías renovables, se prevé un incremento considerable de las mismas, pasando de 25% a 46% de la capacidad total instalada. Esto representa un incremento de 17 GW en el 2015 a 74 GW en 2040. La energía solar fotovoltaica es la que aumenta más rápidamente, pues de los 0.2 GW que se tienen instalados en el 2015 pasa a 30 GW instalados en el 2040. El segundo mayor aumento proviene de la energía eólica, la cual tendrá 19 GW instalados para el 2040. A su vez la energía hidráulica contará con 7.6 GW y se espera tener 4 GW de energía nuclear para el 2040.

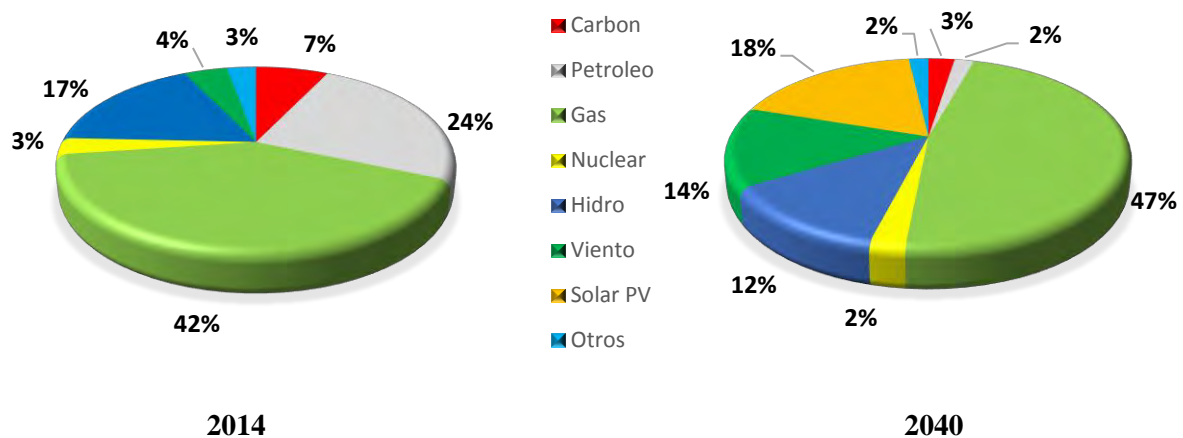


Figura 1. Capacidad instalada para la generación de potencia en México (2014-2040)

La demanda eléctrica nacional crece en un promedio anual de 2.4% entre el 2014 y 2040. El sector industria permanece como el consumidor más grande, sin embargo el mayor crecimiento de la demanda eléctrica proviene del sector edificios (residencial y de servicios), el cual representa casi el 50% de la demanda en el 2040. A su vez, el sector transporte incrementa significativamente debido a la entrada de vehículos eléctricos en el mercado. Sin embargo, pese al rápido incremento que despliega en la sociedad moderna, el sector transporte representará solo el 2% de la demanda total en el año 2040 (ver Figura 2).

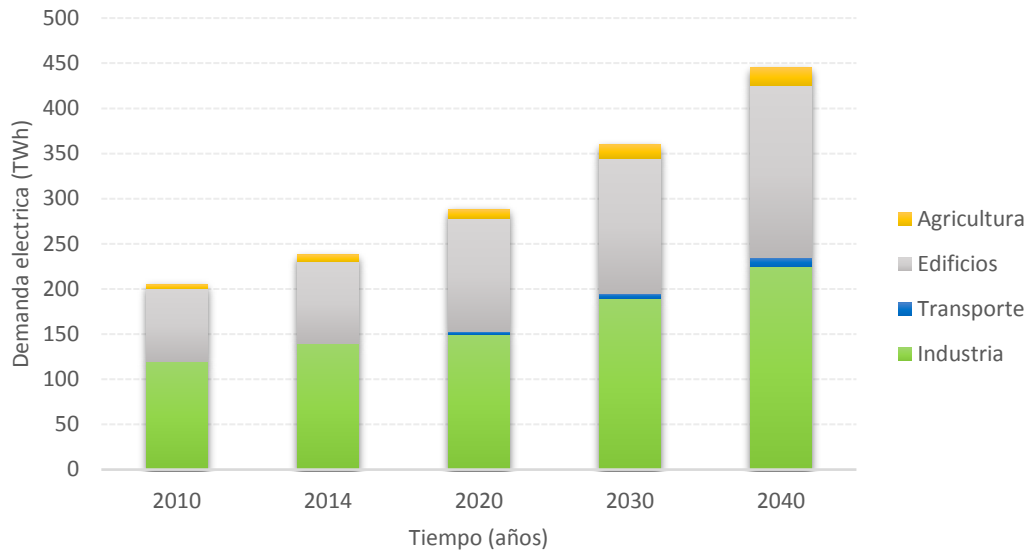


Figura 2. Demanda eléctrica (2010-2040).

En cuanto a la generación de energía eléctrica, esta se incrementa hasta alcanzar niveles por arriba de los 500 TWh en el 2040, creciendo un porcentaje del 2.1% anual. La generación se vuelve más diversa y menos dependiente de los combustibles fósiles, los cuales pasan de 79% en 2014 a 58% en 2040. El gas permanece como el combustible dominante en el periodo actual y en el proyectado. Las renovables generan un 37% del total para el 2040. La energía solar y la eólica son las dominantes: la contribución de la energía eólica pasa de 6.4 TWh en 2014 a 71 TWh en 2040, mientras que la solar fotovoltaica pasa de 0.2 TWh en 2014 a 52 TWh en 2040, como se puede apreciar en la Figura 3.

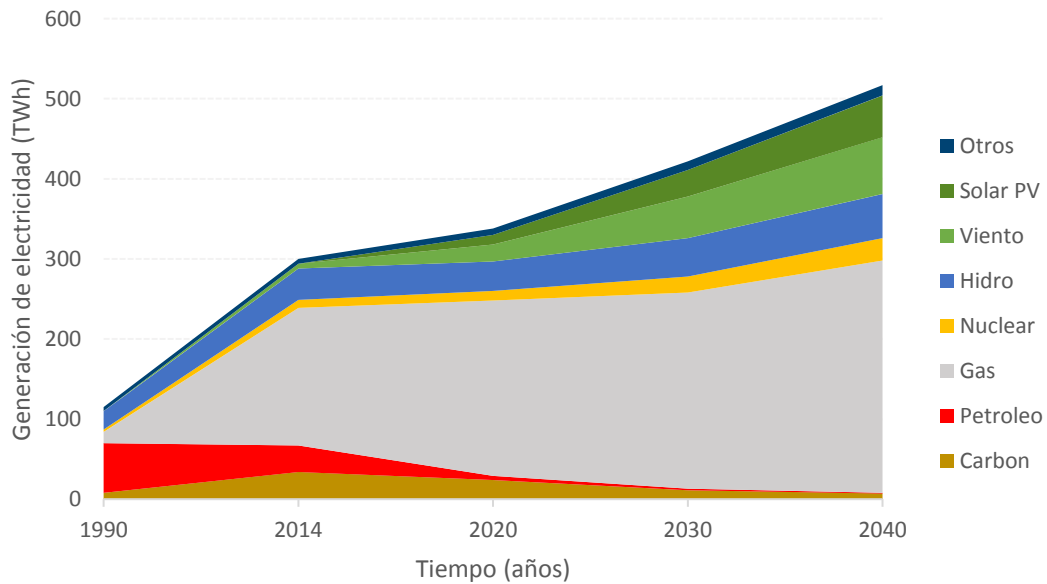


Figura 3. Generación de energía eléctrica (1990-2040).

Para lograr los propósitos mencionados anteriormente, se han establecido una serie de objetivos a través del Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la energía 2014-2018 (PRONASE), el cual es un documento en el cual se instauran las políticas de eficiencia energética que rigen al país. Dichos objetivos son [3]:

1. Diseñar y desarrollar programas y acciones que propicien el uso óptimo de energía en procesos y actividades de la cadena energética nacional.
2. Fortalecer la regulación de la eficiencia energética para aparatos y sistemas consumidores de energía fabricados y/o comercializados en el país.
3. Fortalecer los sistemas e instancias de gobernanza de la eficiencia energética a nivel federal, estatal y municipal e integrando instituciones públicas, privadas, académicas y sociales.
4. Fomentar el desarrollo de capacidades técnicas y tecnológicas vinculadas al aprovechamiento sustentable de la energía.
5. Contribuir en la formación y difusión de la cultura y el ahorro de energía entre la población.
6. Promover la investigación y desarrollo tecnológico en eficiencia energética.

1.3 Conceptos y definiciones fundamentales

1.3.1 Trigeneración

Puesto que esta técnica es relativamente nueva, no existe una definición estándar que podamos usar para este concepto, sin embargo, partiendo de la definición de cogeneración, se entiende por trigeneración a la producción combinada de tres formas útiles de energía (generalmente electricidad, calor y frío) a partir de la misma fuente de energía.

En la literatura, algunos autores se refieren a este término como CHCP (Combined Heat, Cold and Power), CCHP (Combined Cooling Heating and Power) o BCHP (Building Cooling, Heating and Power). CCHP puede entenderse también como un concepto más extenso del CHP, es decir, un sistema CCHP es un sistema CHP acoplado a un sistema térmicamente activado para producir energía térmica en forma de frío [4].

Se trata pues del aprovechamiento del calor residual de la generación eléctrica para producir calor, frío y electricidad mediante un sencillo sistema integrado a partir de un mismo combustible. Esto se consigue al acoplar un sistema de cogeneración junto con alguna tecnología activada térmicamente (generalmente una máquina de absorción/adsorción) destinada a enfriar agua, utilizando la energía térmica contenida en el agua de enfriamiento y/o los gases de escape del elemento motriz primario.

Concepto

Un sistema CCHP típico consta de cinco elementos básicos: sistema motriz primario, generador eléctrico, sistema de recuperación de calor, equipo activado térmicamente y un sistema de gestión y control. En la Figura 4 se aprecia la configuración de un sistema típico de trigeneración: el motriz primario es operado por el combustible y la energía mecánica es transformada en electricidad por el generador. Al mismo tiempo, el dispositivo de absorción utiliza el calor proveniente de los gases de escape y/o del sistema de enfriamiento del motor (radiador) para generar frío en verano y calor en invierno. Si el calor proveniente del motriz primario no es suficiente, es posible usar un quemador adicional para proporcionar la energía térmica necesaria.

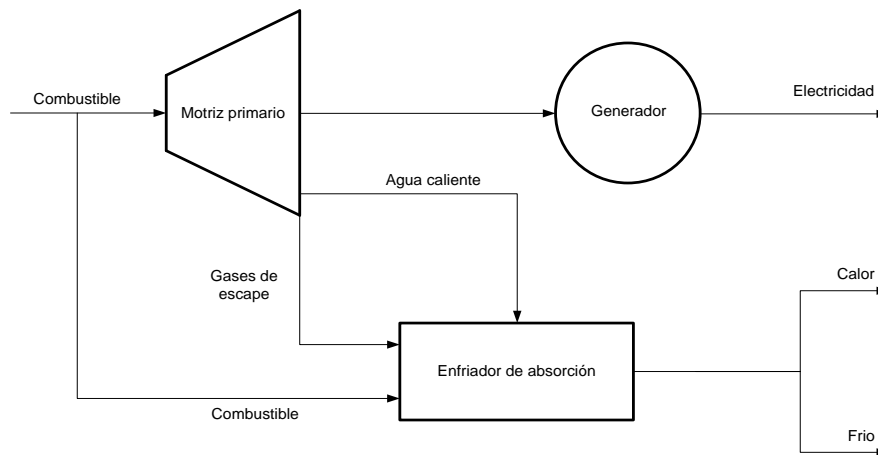


Figura 4. Sistema típico de trigeneración.

En la Figura 5 se puede observar la diferencia principal entre un sistema de trigeneración contra un sistema convencional en la generación de energía: el sistema convencional requiere 175 unidades de energía para producir 35 unidades de electricidad, 20 unidades de calor y 36 unidades de frío, mientras que un sistema CHCP requiere de 100 unidades de energía para lograr el mismo propósito [5].

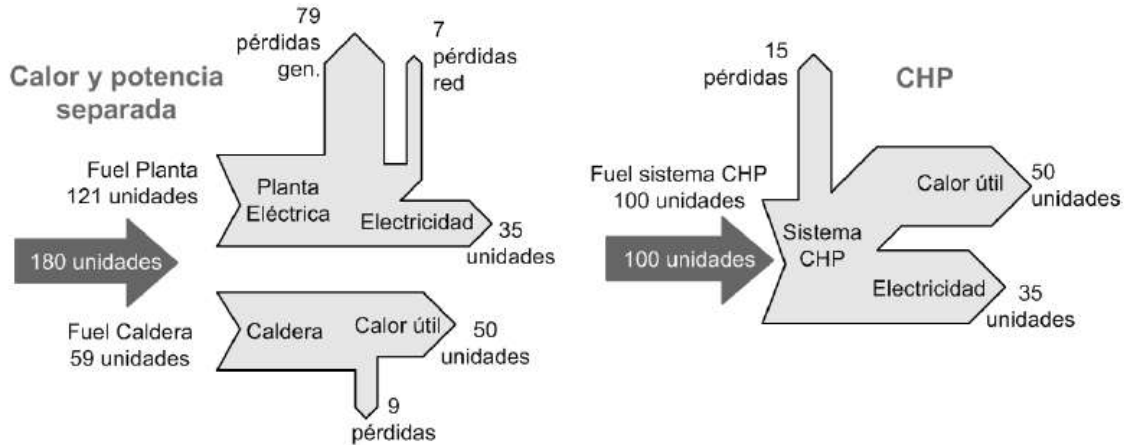


Figura 5. Sistema CHCP vs sistema convencional de energía.

Las plantas de trigeneración, debido a su alto rendimiento, posibilitan una gran reducción del costo energético de los procesos productivos allí donde se requieren importantes cantidades de calor en forma de vapor o agua caliente, frío y/o energía eléctrica. Asimismo, permite la utilización en el sector terciario (hoteles, hospitales, centros comerciales, etc.) donde además de calor se requiere frío para climatización y que debido a la estacionalidad de estos consumos, calor en invierno y frío en verano, impedía la normal operación de una planta de cogeneración. Al aprovecharse el calor también para la producción de frío, permite una mayor estabilidad en el aprovechamiento del calor.

La fuente de energía primaria utilizada en sistemas de trigeneración puede ser un combustible fósil como el gas natural o también fuentes de energía renovables o incluso calor residual de procesos industriales, lo cual añade aún más ventajas medioambientales. Además, si la fuente de energía es renovable permite la producción de electricidad, calor y frío de forma independiente de la red eléctrica y del consumo de combustibles fósiles. Esto reduce la dependencia del exterior, proporcionando seguridad de suministro e independencia energética a los usuarios. Existen instalaciones de trigeneración que utilizan como energía primaria biomasa, energía solar térmica, energía geotérmica, e incluso combinaciones de varias de ellas.

1.3.2 Energías renovables

Las energías renovables se definen como formas de energía que tienen una fuente prácticamente inagotable con respecto al tiempo de vida de un ser humano en el planeta, y cuyo aprovechamiento es técnicamente viable [6]. Estas ofrecen la oportunidad de obtener energía útil para diversas aplicaciones, su aprovechamiento tiene menores impactos

ambientales que el de las fuentes convencionales y poseen el potencial para satisfacer todas nuestras necesidades de energía presentes y futuras.

Dentro de estos tipos de energía se encuentran: la solar, la eólica (viento), la hidráulica (ríos y caídas de agua), la biomasa (materia orgánica), la geotermia (calor de las capas internas de la Tierra) y la oceánica, principalmente. Para fines de este trabajo, solo se definirá la energía solar y la energía eólica.

Energía solar

Es la energía que se produce en el Sol debido a la continua reacción termonuclear que se lleva a cabo en su interior a temperaturas de varios millones de grados. La reacción básica en el interior del Sol es la fusión nuclear en la cual cuatro protones (de Hidrógeno) se combinan para formar un átomo de Helio; como consecuencia de ello, la masa “perdida” se convierte en energía en forma de radiación (energía electromagnética), de acuerdo a la bien conocida ley de Einstein.

Este proceso tienen lugar en el núcleo de la esfera solar para luego ser transferida a la superficie por medio de los fenómenos de radiación y convección principalmente, de tal manera que la energía solar que nos llega a la Tierra es radiada por el Sol, desde la parte más externa de la esfera solar llamada la fotosfera, a una razón de 66 MW/m².

Esta energía puede ser aprovechada por el ser humano por medios de dos formas de tecnologías de conversión: fotovoltaicas y foto térmicas.

- **Sistemas Fotovoltaicos:** funcionan por medio del Efecto Fotoeléctrico (también conocido como efecto fotovoltaico) a través del cual la luz solar se convierte en electricidad sin usar ningún proceso intermedio. Los dispositivos donde se lleva a cabo la transformación de luz solar en electricidad se llaman generadores fotovoltaicos y a la unidad mínima en la que se realiza dicho efecto celdas solares, que al conectarse en serie y/o paralelo se forman los paneles fotovoltaicos.
- **Sistemas Fototérmicos:** funcionan por medio de la conversión de la luz solar en calor sobre superficies que transfieren dicha energía a fluidos de trabajo para producción de calor de proceso. Esto se puede conseguir por medio de dispositivos planos con superficies selectivas o por medio de dispositivos de concentración de radiación con superficies especulares y selectivas.

Energía eólica

Es la energía obtenida del viento, es decir, la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire y que es transformada en otras formas útiles para las actividades humanas. La energía del viento está relacionada con el movimiento de las masas de aire que se desplazan de zonas de alta presión atmosférica hacia otras adyacentes de baja presión, con velocidades proporcionales (gradiente de presión).

Los sistemas eólicos convierten la energía cinética del viento en electricidad. Las turbinas eólicas están disponibles en multitud de tamaños aunque para las aplicaciones de sistemas aislados se emplean generalmente turbinas pequeñas que pueden ir desde 50 W hasta 10 kW.

La producción eólica estará íntimamente ligada con el recurso eólico disponible. La energía del viento disponible aumenta con el cubo de la velocidad del viento y linealmente con la densidad del aire. Además, la velocidad del viento típicamente aumenta con la altura sobre el terreno. Por otra parte, la velocidad del viento puede verse acelerada por algunas configuraciones topográficas como crestas montañosas o valles que canalizan los vientos. Además, terrenos llanos como superficies herbosas o la del mar favorecen la existencia de un buen recurso eólico.

Debido a la variabilidad del recurso eólico, un sistema único de generación eólica aislado deberá estar acompañado por un sistema de almacenamiento de la energía generada.

1.3.3 Sistemas híbridos de generación de energía

Cuando se combinan diversas fuentes de energía en una sola instalación para la generación de potencia, surge lo que se denomina un sistema híbrido. Así pues, un sistema híbrido de energía es aquel que emplea dos o más fuentes energéticas diferentes entre sí para su transformación en energía eléctrica. Estos sistemas ofrecen mayor seguridad energética al usar fuentes distintas para la generación de potencia [7].

Los sistemas híbridos pueden estar constituidos por fuentes fósiles (carbón, diésel, gas natural, etc.) y fuentes renovables (energía solar, eólica, geotérmica, etc.), en cuyo caso se puede denominar híbrido fósil-renovable; o por varias fuentes renovables, en cuyo caso se puede hablar de un sistema híbrido renovable-renovable.

Debido a la naturaleza intermitente de las fuentes renovables, los sistemas híbridos deben incluir algún dispositivo de almacenamiento de energía: regularmente se utilizan baterías de ácido-plomo para el caso de la energía eléctrica o bien tanques térmicos en caso de la energía térmica. El sistema podrá abastecer cargas CA o CC o ambas al mismo tiempo según se configuren las conexiones eléctricas del sistema. Por tanto, al trabajar el sistema en CC y en CA, el sistema tendrá que incluir también inversores para la conversión de la corriente eléctrica de CA en CC y viceversa. Por último, será necesario el uso de algún componente de control para regular el funcionamiento de todo el sistema.

Las ventajas que presentan los sistemas híbridos frente a los sistemas convencionales de energía se mencionan a continuación:

- Mayor seguridad de suministro eléctrico (puesto que la generación está basada en más de una fuente).
- Menores costos de operación y mantenimiento. Especialmente se dará en los casos en los que se sustituyen dispositivos de almacenamiento de energía, como baterías de plomo ácido.

- Reducción del impacto ambiental. Si además está formado en su totalidad por fuentes renovables, el efecto medioambiental será mínimo al no emitir gases ni líquidos contaminantes.
- Menor costo del ciclo de vida de producción de electricidad, al no ser tan dependiente del precio de los combustibles fósiles y su evolución.
- Los costos de instalación y operación pueden ser reducidos considerablemente si se emplean técnicas avanzadas de optimización energética al sistema.

Sin embargo, también presentan una serie de desventajas:

- El costo de instalación inicial es bastante elevado en comparación con los sistemas convencionales, a pesar de que a largo plazo el costo es generalmente bajo. Estos altos costos iniciales pueden provocar el rechazo de los inversionistas.
- La implementación de varias fuentes y tecnologías (más de una fuente de generación en los sistemas híbridos) introduce al sistema cierto grado de dificultad frente a los sistemas con una única fuente, especialmente en las tareas de control y en los procedimientos de mantenimiento y operación. Esto aumenta los costos del sistema debido a la necesidad de utilizar aparatos de control más complejos.
- El empleo de generadores diesel y de baterías, está íntimamente ligado con un impacto ambiental, lo cual reduce la sostenibilidad medioambiental del sistema.

1.4 Justificación

La justificación de este proyecto se basa principalmente en la necesidad de generar una disminución significativa de los consumos energéticos del centro comercial de estudio a través del uso eficiente de los recursos fósiles e incorporar el uso de fuentes renovables para diversificar las formas de suministro de energía.

De manera más particular, se tiene el interés de conocer el esquema para el cual el sistema híbrido es eficiente energéticamente y económicamente rentable. Como consecuencia de esto, los conocimientos adquiridos en este trabajo se podrán aplicar en el diseño de futuras plantas híbridas para la producción y el uso eficiente de la energía.

Así pues, se ha propuesto realizar el análisis del sistema de trigeneración/fotovoltaico desde un enfoque termodinámico y así lograr que éste alcance los objetivos para los cuales fue realizado. Entre las ventajas que se pueden obtener al utilizar un diseño adecuado e implementar un programa de operación óptimo del sistema híbrido en el centro comercial están:

- Menor consumo de combustible y menores emisiones de CO₂
- Elevado rendimiento energético global (entre el 60% y 90%)
- Beneficios económicos por reducción de factura eléctrica y aportación de ingresos adicionales, por venta de excedentes eléctricos.
- Independencia total o parcial del suministro eléctrico exterior.
- Empleo de combustibles residuales y energías alternas.
- Aportación de beneficios financieros y fiscales.

1.5 Objetivo

El objetivo general de este trabajo es analizar el diseño y la operación de un sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico que satisface parte de la demanda energética (eléctrica y térmica) de un centro comercial. Se desarrollarán los modelos termodinámicos de cada componente del sistema tomando en cuenta las características y los parámetros operacionales de los equipos que se encuentran instalados. Los equipos principales que integran este sistema son: microturbina, enfriadores de absorción, y paneles fotovoltaicos.

Para lograr este objetivo general, se partirá de los siguientes objetivos específicos:

- **Analizar el estado del arte del sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico.**
Se revisarán los distintos sistemas híbridos que existen y que han sido empleados en proyectos similares.
- **Recopilación de datos técnicos.**
Se estudiará a detalle el sistema híbrido y las características técnicas de los equipos instalados con el fin de obtener la información necesaria para realizar los modelos termodinámicos.
- **Modelado del sistema de trigeneración-fotovoltaico basado en el análisis termodinámico.**
Se modelará el sistema tomando en cuenta los parámetros de diseño de los equipos instalados, así como información obtenida a partir de la práctica industrial e información de proyectos similares encontrados en la literatura.
- **Obtención de datos de operación experimentales.**
Se realizará la experimentación del sistema trabajando en tiempo real con el fin de conocer las prestaciones del mismo. La obtención de datos experimentales se realizará a través de las fuentes internas de los equipos instalados y de equipos de medición externos.
- **Validación de los modelos a través de los resultados experimentales.**
Se validarán los modelos termodinámicos comparándolos con los resultados experimentales; esto con el fin de manipularlos y observar el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones de operación.
- **Análisis del diseño y operación del sistema.**
Finalmente, se analizará el diseño y la operación del sistema. El diseño del sistema se analizará a través de la disponibilidad de la energía (exergía) que se tiene en el mismo mientras que el análisis de la operación se llevará a cabo proponiendo distintos escenarios y seleccionando el más rentable económicamente.

1.6 Hipótesis

A través del análisis del diseño y la operación del sistema híbrido de trigeneración - fotovoltaico se encontrará la mejor configuración posible del sistema y su forma de operación óptima con la cual se logrará satisfacer un porcentaje significativo de la demanda energética del centro comercial. Además y como consecuencia de esto, se reducirá significativamente la facturación eléctrica, en comparación con los gastos que se generan actualmente por consumo eléctrico. Se demostrará que la integración de estos sistemas híbridos es de gran utilidad para el manejo eficiente y sustentable de la energía que se usa día con día.

Por otra parte, Ismail et al [9] presentaron un estudio tecno-económico de un sistema híbrido compuesto por un sistema fotovoltaico, una microturbina de gas y un banco de baterías (Figura 7). Fueron analizados tres escenarios diferentes, en donde se tomó como referencia el costo de generación eléctrica como el indicador económico del mejor arreglo posible. En el primer escenario, uso únicamente la microturbina para generar la electricidad necesaria, en el segundo, uso únicamente el sistema fotovoltaico para el mismo fin, mientras que en el último escenario, combinó ambas tecnologías para crear el sistema híbrido. Para el estudio, se desarrolló un modelo matemático utilizando balances de energía y técnicas de optimización. Se tuvo el interés de optimizar el ángulo de inclinación de los módulos fotovoltaicos y minimizar los costos de generación eléctrica. Además, se realizó un análisis de sensibilidad en el sistema. En los resultados se encontró que en el tercer escenario se obtuvieron los costos de generación más bajos (0.263 \$/kWh), convirtiendo a este último en el escenario más óptimo. Además, a partir del análisis de sensibilidad se concluye cualquier reducción en el precio de los paneles fotovoltaicos o cualquier incremento en el precio del gas natural hará que el sistema híbrido se vuelva económicamente y ambientalmente más atractivo.

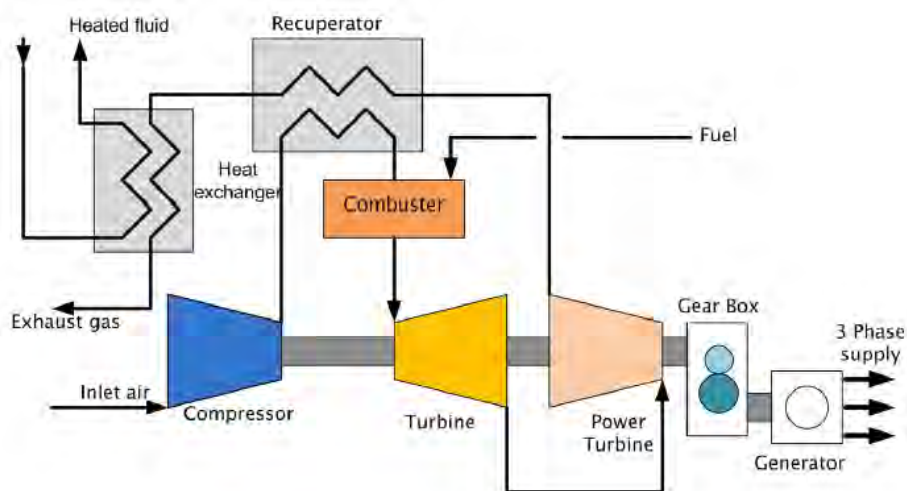


Figura 7. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Ismail [9].

Nosrat enfocó su estudio en realizar una estrategia de operación óptima para un sistema híbrido de trigeneración/fotovoltaico [10]. Realizó la simulación para una casa típica de Vancouver Canadá, en la cual se tienen necesidades de electricidad, calefacción y acondicionamiento de aire. El sistema se compone de 26 módulos fotovoltaicos de 70 W cada uno, un banco de baterías de 1000 Ah, un cargador de baterías y un inversor. Además, se cuenta con una unidad de cogeneración de 2400 W de potencia eléctrica y 4000 W de potencia térmica, la cual se encuentra conectada a un intercambiador de calor y un enfriador de absorción para cubrir la demanda térmica del sitio (ver Figura 8). El modelo fue desarrollado a través de Matlab y validado utilizando el software Homer. Entre sus resultados cabe resaltar que se aumentó la eficiencia global en más de 50% cuando se aplica una estrategia de operación óptima a un sistema híbrido de esta naturaleza.

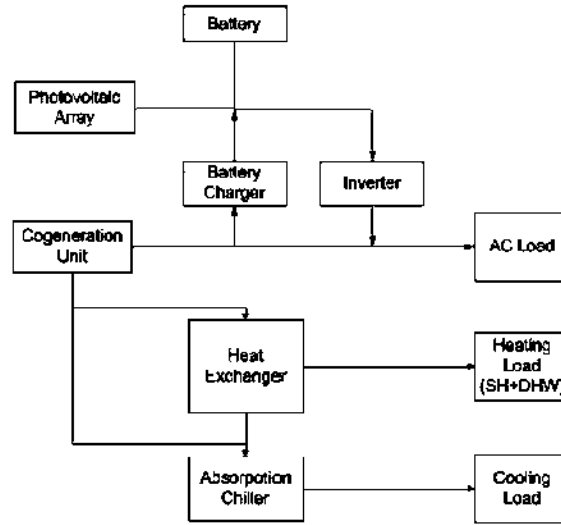


Figura 8. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Nosrat [10].

El mismo Nosrat realizó una comparación entre un sistema híbrido de cogeneración/fotovoltaico frente a un sistema de trigeneración/fotovoltaico [11]. En su estudio aplicó un modelo de optimización para sistemas híbridos desarrollado por el mismo, en el cual se prioriza el uso eficiente de los combustibles y la reducción de los gases de efecto invernadero.

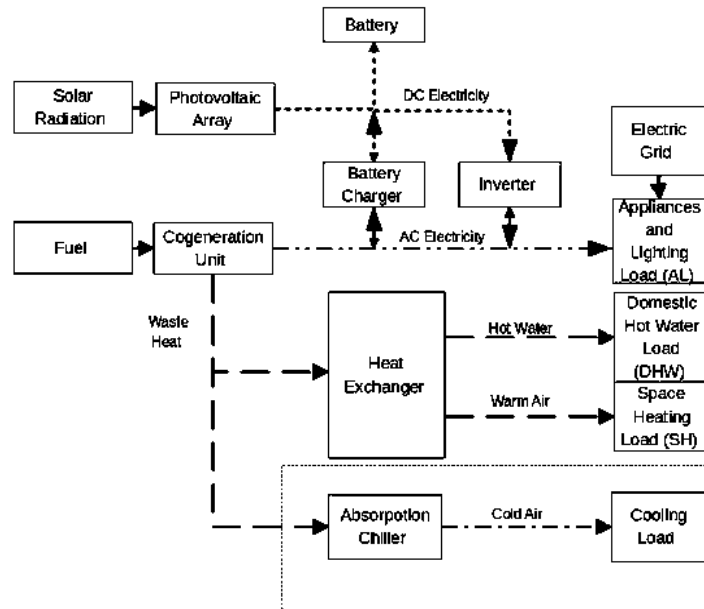


Figura 9. Diagrama de flujo del sistema híbrido CHP/CCHP-PV estudiado por Nosrat [11].

El sistema se alimenta de dos fuentes de energía principales: la radiación solar, que alimenta al arreglo fotovoltaico y el combustible fósil para el motor primario en la unidad de cogeneración (Figura 9). Cuenta con 5 dispositivos principales: un motor primario, paneles

Rossa et al [13] realizaron un modelo termodinámico de un sistema de trigeneración compuesto por una microturbina de gas de 28 kW y un enfriador de absorción de 5 TR. El diagrama esquemático del caso de estudio se muestra en la Figura 11. En este estudio fue analizada la eficiencia global del sistema así como el coeficiente de operación del enfriador de absorción. También se realizó un análisis por segunda ley en donde se obtuvo la destrucción de exergía en cada componente del sistema. Los resultados muestran una eficiencia global del 42%, la cual representa un aumento del 67% respecto a si se usara solamente la microturbina. Además, se estima que la eficiencia por segunda ley es de 25% y que esta disminuye ligeramente al aumentar la temperatura ambiente. La microturbina presenta la mayor destrucción de exergía mientras que en el enfriador por absorción la mayor destrucción de exergía se produce en el generador/intercambiador de calor.

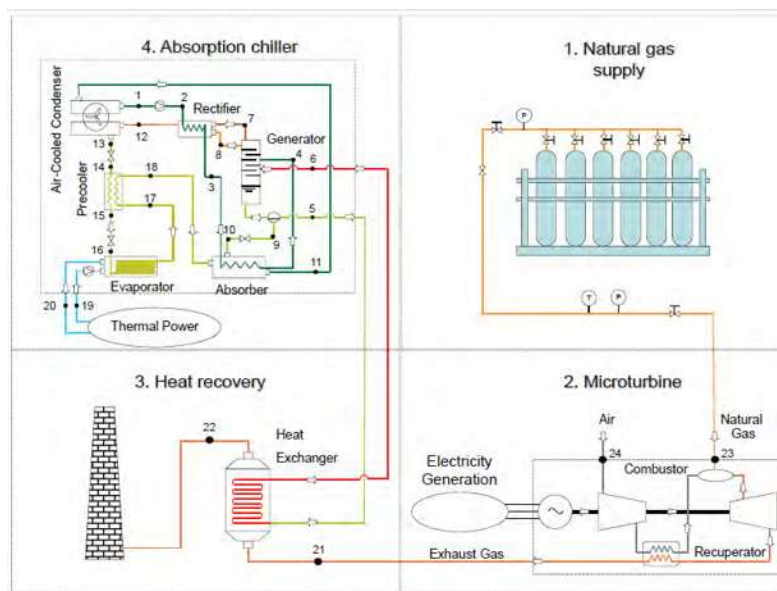


Figura 11. Diagrama esquemático del sistema de trigeneración estudiado por Rossa [13].

Vidal et al desarrollaron un modelo para predecir el funcionamiento de un sistema de trigeneración utilizando el software Aspen Plus [14]. El sistema está compuesto por una microturbina de gas capaz de producir 30 kW de potencia eléctrica, acoplada a un enfriador de absorción el cual produce 17.7 kW térmicos. El estudio se centra en el análisis de la microturbina solamente, la cual utiliza gas LP para operar el ciclo Brayton y se tuvo el interés especial de conocer los parámetros que afectan el desempeño del ciclo para poder utilizar la información a la hora de diseñar este tipo de sistemas. Se utilizaron datos experimentales para desarrollar los modelos y posteriormente realizar la validación de estos. En el modelado se obtuvieron correlaciones empíricas capaces de predecir la potencia neta, el consumo de combustible y el flujo másico de los gases de escape de la microturbina. Los resultados del modelado son congruentes con los resultados experimentales. Entre sus conclusiones se tiene que un aumento de la temperatura de 24.4 a 28.9 °C puede producir una reducción de alrededor del 5% del flujo másico de los gases de escape y por consecuencia un incremento

en la temperatura de entrada al enfriador de 7.5 °C. Además, en el rango de temperaturas estudiadas, la potencia neta disminuyó un 5.1% y la eficiencia eléctrica un 2%.

A su vez, Rocha [15] realizó una comparación entre dos motrices primarios usados comúnmente en la trigeneración. El primer sistema está basado en una microturbina de 30 kW de potencia y el segundo sistema usa un motor de combustión interna de 26 kW como motor primario. Los gases de escape son acoplados directamente a un dispositivo de absorción amoníaco/agua de 17.6 kW para producir agua fría en primer lugar, y agua caliente a través de un sistema de almacenamiento térmico. Para medir la eficiencia de cada sistema utilizó dos índices de evaluación: el factor de utilización de energía y el índice de ahorro de energía primaria (EUF y PES respectivamente, por sus siglas en inglés). Los resultados muestran cómo se obtiene un EUF de 56.3% y un PES de 15.1% para el sistema que utiliza la microturbina y un EUF de 43.7% y un PES de 44.2% para el de motor de combustión interna. Se concluyó que las dos configuraciones desarrolladas son viables, sin embargo el calor recuperado en el dispositivo de absorción es la clave para elegir el mejor arreglo posible del sistema de trigeneración.

Ghaebi et al [16] realizaron un análisis energético, exergético y termoeconómico de un sistema de trigeneración. El sistema consta de una turbina de gas, un generador de vapor y un enfriador de absorción. El análisis se llevó a cabo a través de un modelado computacional para investigar los efectos de la relación de presión en la turbina, la temperatura de entrada de la turbina, la presión en el generador de vapor y la presión del vapor entrando al generador enfriador sobre el consumo de combustible, capacidad de enfriamiento, potencia neta y las eficiencias por primera y segunda ley. Además, a través del análisis termoeconómico se determinó el costo de generación de cada corriente exergética del sistema. Entre sus resultados se destaca que: la eficiencia por primera y segunda ley incrementan cuando aumenta la relación de presión, la temperatura de entrada de la turbina y la temperatura en el evaporador del generador de vapor.

Abdul [17] realizó un análisis exergético de un sistema de trigeneración compuesto por una microturbina de gas, un generador de vapor y un enfriador de absorción (ver Figura 12). En el análisis se desarrolló un modelo computacional a partir de la primera y segunda ley de la termodinámica, el cual es utilizado para investigar los efectos de las relaciones de presión, la temperatura de entrada en la turbina, las caídas de presión en la cámara de combustión y en el generador de vapor y la temperatura del generador en la destrucción de exergía en cada componente, la eficiencia por primera ley, la relación electricidad/calor y la eficiencia por segunda ley del sistema. Los resultados muestran que la destrucción de exergía en la cámara de combustión y en el generador de vapor es afectada significativamente por la relación de presión y la temperatura de entrada en la microturbina. Se observa también que la máxima destrucción de exergía se realiza durante el proceso de combustión y el proceso de generación de vapor, la cual representa cerca del 80% de la exergía total destruida por el sistema. De la misma manera, la eficiencia por primera ley, la relación electricidad/calor y la eficiencia por segunda ley varían significativamente con el cambio en la relación de presión global y la temperatura de entrada de la microturbina.

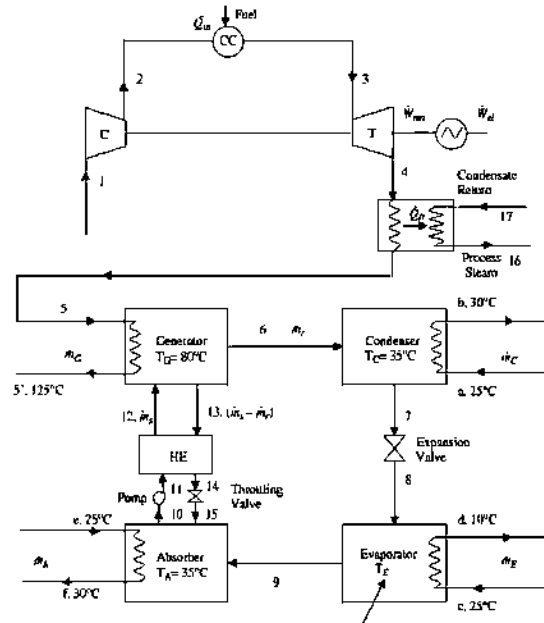


Figura 12. Diagrama esquemático del sistema de trigeneración estudiado por Abdul [17].

Finalmente, Kowalski et al [18] desarrollaron un modelo para evaluar el uso de la energía y el impacto ambiental de los sistemas de híbridos de trigeneración/cogeneración. En la Figura 13 se aprecia el diagrama esquemático del caso de estudio. El modelo se desarrolló utilizando la primera y segunda ley de la termodinámica, así como la relación de producción de dióxido de carbono. Este nos permite obtener el rendimiento total del sistema y permite realizar comparaciones entre diferentes sistemas propuestos bajo distintas cargas de operación. A su vez, se demuestra la importancia de la técnica de relación de la carga térmica total para la potencia requerida (HLRP por sus siglas en inglés) como una herramienta útil a la hora de escalar sistemas de energía. Los resultados proveen una técnica fácil a la hora de tomar decisiones para elegir entre diferentes tipos de sistemas propuestos, basados en el uso eficiente de la energía y los efectos ambientales que se presentan.

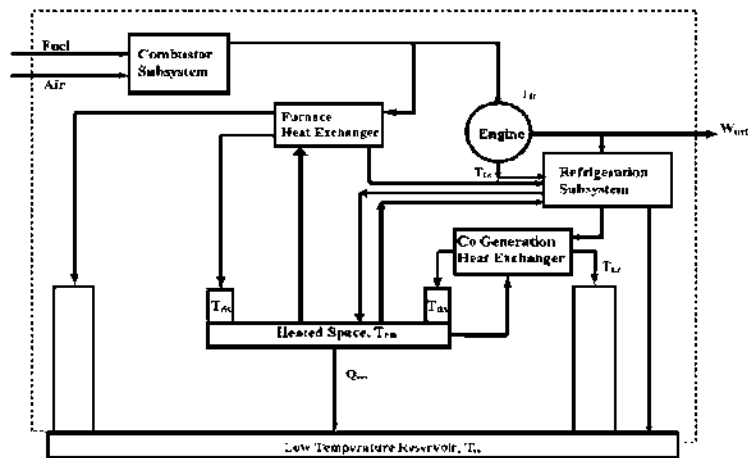


Figura 13. Diagrama esquemático del sistema híbrido estudiado por Kowalski [18].

CAPITULO 3 SISTEMA HÍBRIDO DEL CASO DE ESTUDIO

3.1 Caso de estudio.

La configuración del sistema ha sido determinada en trabajos previos (Proyecto 200512 del PEI-CONACYT) en los cuales se analizaron varias opciones desde el punto de vista técnico y económico. En cada alternativa se estudiaron varios aspectos tales como la ubicación del proyecto, la capacidad total a instalarse, la disponibilidad energética, etc. Se planteó como objetivo contar con un prototipo experimental de generación de energía eléctrica y térmica incorporando fuentes de energía renovable como la solar fotovoltaica y la eólica a una planta de trigeneración. Se busca que dicho prototipo sea replicable y escalable a otros usos similares y para hoteles, hospitales, aeropuertos. Además, se tiene interés en formar recursos especializados en materia técnica, científica y de investigación a nivel nacional que puedan contribuir al desarrollo de nuevos modelos de generación de energía eléctrica de pequeña y mediana escala con orientación a la generación distribuida.

La configuración final es un esquema de trigeneración con una microturbina de 65 kW (MTG), 3 enfriadores de absorción de 5 toneladas de refrigeración cada uno (CH), 2 aerogeneradores (AG): uno de eje horizontal y el otro de eje vertical de 3 kW cada uno, un sistema fotovoltaico capaz de generar 30 kW de potencia, 3 inversores (INV), con interconexión a la red eléctrica nacional, la cual suministra energía al centro comercial para su funcionamiento diario y para la operación del sistema HVAC. La Figura 14 muestra esquemáticamente el sistema de trigeneración-energías renovables a partir del cual se hace el estudio. Se pueden observar las líneas de flujo para cada dispositivo, flujos de energía y de masa (gases de escape y agua de alimentación) y de manera general la forma en que se cubren las demandas energéticas.

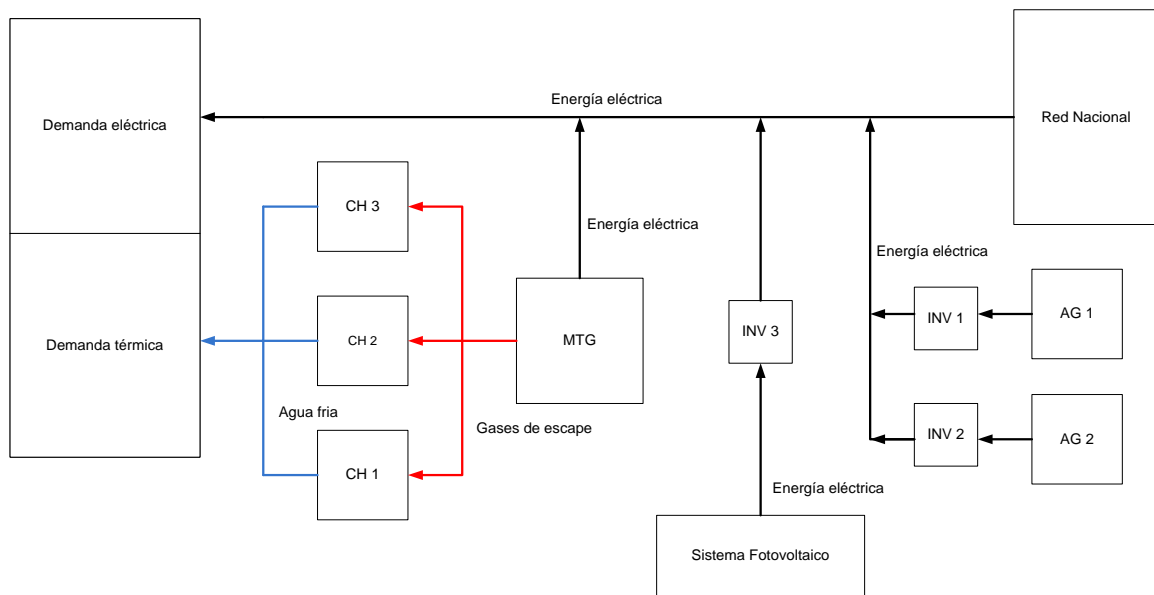


Figura 14. Diagrama de flujo del sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico.

3.2 Descripción del sistema

El sistema híbrido se compone principalmente de 4 secciones: sistema de trigeneración, sistema fotovoltaico, sistema de aerogeneración y el sistema convencional HVAC del centro comercial. Además, se cuenta con 2 subsistemas que complementan la instalación: una instalación de gas y una instalación eléctrica. En la Figura 15 se muestra el diagrama general del sistema híbrido.

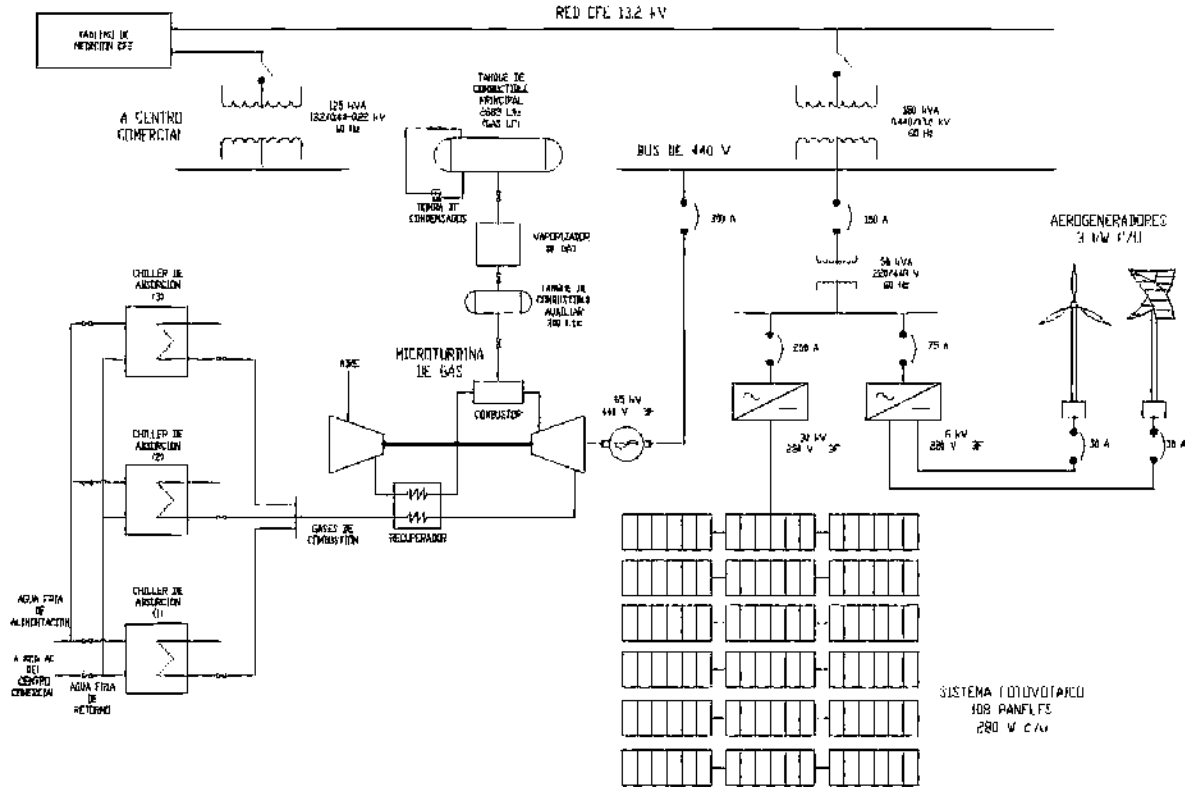


Figura 15. Diagrama general del sistema híbrido de trigeneración-fotovoltaico.

La microturbinador produce energía eléctrica la cual es entregada a la red eléctrica del centro comercial. A su vez, los gases de escape producto de la combustión son conducidos a través de una tubería térmicamente aislada hacia los enfriadores de absorción, activando el ciclo de estos con el calor proveniente en los gases. Una vez activado el ciclo, los enfriadores retiran calor al agua procedente de las tuberías del sistema convencional, disminuyendo su temperatura. El agua fría es enviada hacia la manejadora de aire para finalmente enviar el aire frío hacia el interior del centro comercial. Los gases de escape son descargados hacia el ambiente con menor temperatura. Por otra parte, el sistema fotovoltaico y los aerogeneradores producen energía eléctrica la cual antes de ser entregada a la red es pasada por sus respectivos inversores.

Cada uno de los equipos que componen las diferentes secciones y subsecciones será descrito a detalle a continuación.

3.2.1 Sistema de trigeneración

Microturbina (Motor térmico o sistema motriz primario)

Para la generación de potencia eléctrica, se instaló una microturbina modelo C65 fabricada por la empresa Capstone (Figura 16). Esta microturbina es capaz de generar hasta 65 kW en condiciones ISO (condiciones estándar de presión atmosférica y temperatura ambiente) con un voltaje de 400-480 VAC a una intensidad de 100-127 A. El generador entrega 3 fases a una frecuencia de 50/60 Hz, alcanzando una eficiencia eléctrica del 29%.

La microturbina puede operar con una amplia variedad de combustibles: gas natural, gas LP, biogás, gasolina, entre otros. Además, es posible recuperar el calor de los gases de escape a razón de 120 kW, a una temperatura de 309 °C y con un flujo másico de 0.49 kg/s para su posterior uso. Los niveles de ruido generados por este equipo alcanzan menos de 70 decibeles y las emisiones contaminantes generadas en la combustión son muy bajas.

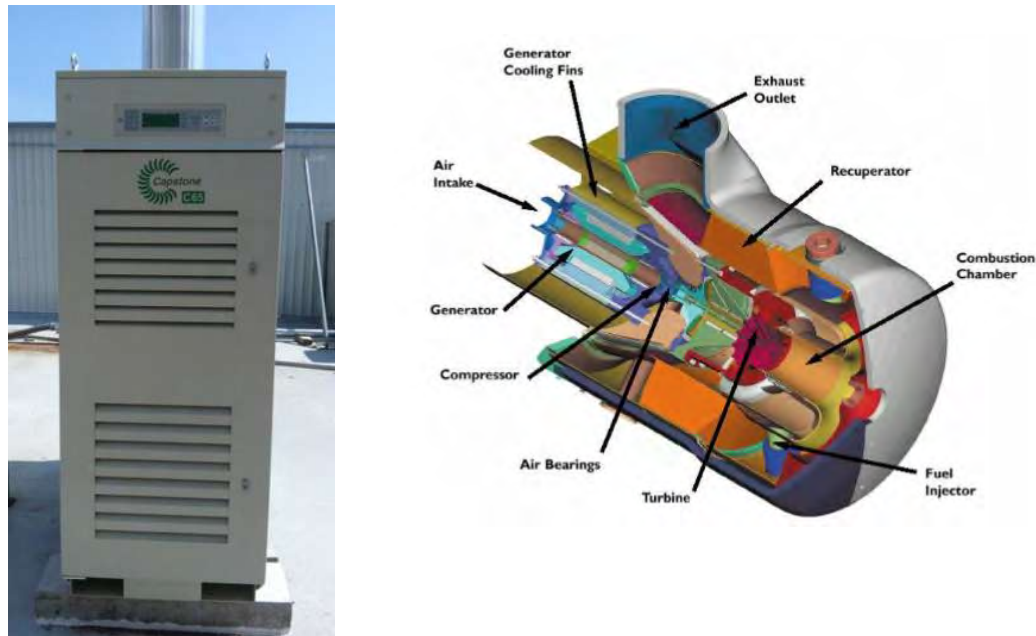


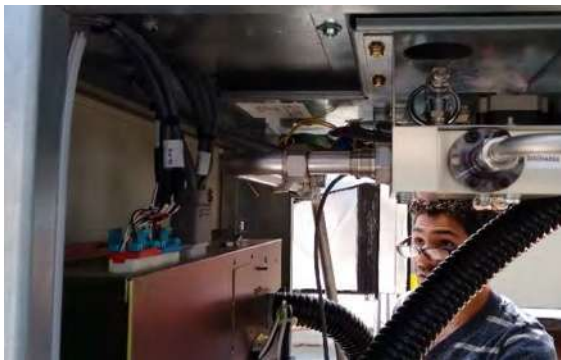
Figura 16. Microturbina Capstone C65 (vista exterior e interior)

La microturbina cuenta con diversos componentes que trabajan en conjunto para lograr la generación de potencia. Los principales componentes son: generador eléctrico, compresor de aire, recuperador de calor, cámara de combustión y la turbina.

Por cuestión del proyecto se tuvieron que realizar algunas modificaciones a la microturbina. La principal modificación fue su adaptación para el uso del gas LP. Esto se logró a través del cambio de la válvula “Swift-20” por la válvula “Swift-12” de la microturbina, proporcionada por el distribuidor autorizado de la empresa Capstone. El cambio de la válvula se realizó siguiendo el procedimiento indicado en el documento “Woodward Swift-20 to Swift-12 valve conversión kit-model C60/C65 Microturbine” [19], en el cual se detalla paso a paso las

actividades que deben realizarse para realizar el cambio sin ningún problema. El procedimiento realizado se describe a continuación (ver Figura 17):

1. Identificación de los componentes de la microturbina.
2. Remoción de los sensores de presión
3. Remoción de la tubería de combustible.
4. Retiro de la válvula Swift-20
5. Instalación de la válvula Swift-12
6. Acoplamiento de la tubería del combustible-válvula
7. Inspección los elementos de sujeción para evitar posibles fugas.



Paso 1



Paso 2



Paso 3



Paso 4



Paso 5



Paso 6

Figura 17. Procedimiento de cambio de válvula en la microturbina.

Finalmente, según lo establecido en el documento realizado por la empresa Capstone, se realizó la configuración vía software de la nueva válvula para que la microturbina pudiera reconocerla y trabajar sin problemas.

Máquina de absorción

El dispositivo elegido para el sistema de acondicionamiento de aire por absorción fue el modelo ACF60-00 manufacturado por la empresa Robur (Figura 18). Estos equipos son enfriadores de agua equipados con un condensador de aire frío y diseñados para instalarse en exteriores bajo condiciones ambientales normales. El ciclo de absorción de simple efecto es manejado a través de una solución de amoníaco/agua ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), y la energía térmica necesaria para completar el ciclo es suministrada por la combustión de gas natural o gas LP a través de quemadores de gas directamente acoplados al dispositivo. También es necesario el uso de energía eléctrica para el manejo de los ventiladores y las bombas con las que cuenta el equipo.

Este equipo tiene una capacidad de 5 toneladas de refrigeración (60,500 Btu) y opera en un rango de temperatura ambiente entre 0 y 49°C. Recibe agua a una temperatura máxima de 45°C para enfriarla hasta un mínimo de 3°C. Las máquinas están compuestas principalmente por: un quemador, generador, rectificador, bomba, absorbedor de la solución, intercambiador de calor, evaporador, condensador y absorbedor de aire, los cuales se pueden visualizar a grandes rasgos en la figura tal. Además, los parámetros de operación y eficiencia se muestran de manera resumida en la tabla tal.

Se utilizaron en el proyecto tres dispositivos de absorción, sumando 15 toneladas de refrigeración total, los cuales se conectan al sistema de refrigeración convencional HVAC con el que el centro comercial cuenta actualmente. Cabe señalar que, puesto que se trata de trigeneración, los gases de escape de la microturbina se acoplan directamente a los equipos de absorción, sustituyendo la función de los quemadores de gas, esto con el fin de aprovechar la alta energía térmica con la que salen los gases producto de la combustión. En la figura tal se puede ver la forma en que se acopla la tubería de gases de escape a los enfriadores, así como el ciclo de absorción con el que operan.

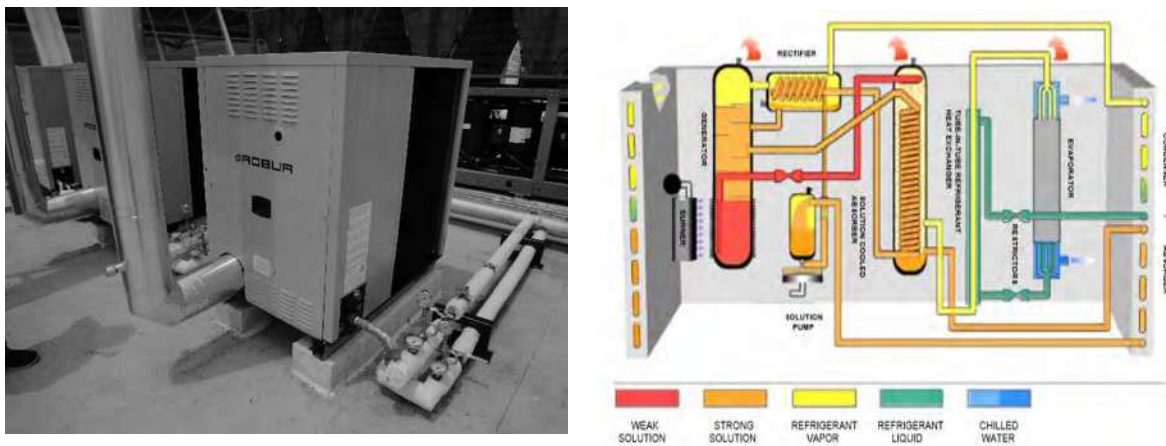


Figura 18. Enfriador de absorción Robur ACF60-00 (vista exterior e interior).

Para lograr el correcto acoplamiento de los gases de escape a los enfriadores se hicieron algunas modificaciones: Primero, se puso un empaque térmico a base de fibra de vidrio en los alrededores de la placa de entrada del combustor (Figura 19). Posteriormente, se sellaron todas las entradas de la tubería de gas hacia los enfriadores, con el fin de evitar las máximas fugas posibles (ver Figura 20). Finalmente se colocó aislante térmico (fibra cerámica) alrededor de la cámara de combustión con el fin de evitar las pérdidas por transferencia de calor al ambiente e incrementar el coeficiente de operación de los mismos (Figura 21).



Figura 19. Colocación de empaque térmico en el generador.



Figura 20. Sellado de fugas en el generador.



Figura 21. Colocación de aislante térmico en el generador.

En la Tabla 1 se muestran en forma de resumen las características generales del sistema de trigeneración.

Tabla 1. Características principales del sistema de trigeneración.

Sistema de trigeneración		
Microturbina	Modelo	Capstone C65
	Potencia eléctrica	65 kW
	Voltaje	400-480 VAC
	Corriente	100 A
	Frecuencia	50/60 Hz
	Eficiencia eléctrica	29%
	Presión de entrada (combustible)	517-552 kPa
	Flujo de combustible	888 MJ/hr
	Tasa de recuperación de calor	120 kW
	Flujo de gases de escape	0.49 kg/s
	Temperatura de gases de escape	309 °C
	Nivel de sonido	70 Dba
Máquinas de Absorción	Modelo	Robur ACF60-00
	Capacidad de enfriamiento	17.73 kW
	Entrada de gas	27.81 kW
	COP	0.7
	Ciclo de absorción	Simple efecto
	Par de trabajo	NH ₃ /H ₂ O
	Temperatura ambiente (Max-Min)	49-0°C
	Temperatura de enfriamiento de agua (Max-Min)	45-3°C
	Voltaje	208-230
Consumo eléctrico total	0.75 kW	

3.2.2 Sistema fotovoltaico

Se instaló en la azotea del centro comercial un sistema fotovoltaico para la producción de energía eléctrica. Toda la instalación tiene una capacidad de 30 kW y ha estado en operación desde la temporada de primavera del año 2014. Este sistema consiste principalmente de 108 módulos fotovoltaicos, un inversor de CD a CA, y algunos otros dispositivos eléctricos (tableros de conexión). Los módulos fotovoltaicos fueron manufacturados por la empresa mexicana Solartec. El modelo usado es el S72MC6-280, el cual cuenta con 72 celdas monocristalinas y produce una potencia máxima de 280 W cada uno, permitiendo obtener una eficiencia de hasta 14.9%. El número total de paneles es 108, arreglados en 12 strings de 9 paneles cada uno (Figura 22).

La conversión final de CD a CA se lleva a cabo gracias al inversor Fronius de 33 kW de capacidad, el cual se encuentra interconectado a la red eléctrica nacional debido a la legislación para la utilización de energías renovables en México. Los paneles se encuentran

montados en soportes de acero inoxidable, dirigidos hacia el sur e inclinados en un ángulo de 30°.



Figura 22. Sistema fotovoltaico instalado en el centro comercial.

Inversor

El inversor manufacturado por la empresa Fronius es el modelo CL 33.3 Delta (Figura 23), el cual tiene una potencia máxima DC para $\cos\phi=1$ de 28.3-39 kW, con una corriente de entrada nominal de 90.8 A y un voltaje máximo de 600 V. La potencia máxima de salida es de 33,300 W con una corriente nominal de salida de 92.4 A y un voltaje de 208 V. Entrega 3 fases con una frecuencia de 60 Hz y un factor de potencia de 1. Este modelo cuenta con un sistema de enfriamiento a base de ventilación controlada. Además, el equipo incluye un sistema de monitoreo para vigilar su comportamiento vía internet.



Figura 23. Inversor Fronius CL 33.3 Delta.

Las características más relevantes del sistema fotovoltaico se pueden observar en la Tabla 2.

Tabla 2. Características principales del sistema fotovoltaico.

Sistema fotovoltaico		
Módulos	Modelo	S72MC6-280
	Potencia nominal (W)	280
	Numero de celdas	72
	Numero de módulos	108
Inversor	Modelo	CL 33.3 Delta
	Capacidad (kW)	33
	Eficiencia (%)	95
Capacidad total del sistema (kW)		30

3.2.3 Sistema eólico

Para aprovechar el recurso del viento de la región, fueron instalados dos aerogeneradores, uno de eje vertical y otro de eje horizontal.

El aerogenerador de eje horizontal es el modelo Aeolos-H 3 kW desarrollado por la empresa wind turbine star (Figura 24). Este aerogenerador tiene una potencia nominal de 3 kW, sin embargo, es capaz de producir hasta 4.5 kW con rachas de viento de 18 m/s. El generador trifásico entrega una frecuencia de 50 o 60 Hz, con un voltaje de 220-240v, logrando una eficiencia de hasta 96%.



Figura 24. Aerogenerador de eje horizontal Aeolos-H 3 kW.

El aerogenerador de eje vertical es el modelo Aeolos-V 3 kW desarrollado por la empresa wind turbine star (Figura 25). Este aerogenerador tiene una potencia nominal de 3 kW, sin embargo, es capaz de producir hasta 3.6 kW con rachas de viento de 14 m/s. El generador

trifásico entrega una frecuencia de 50 o 60 Hz, con un voltaje de 220-240v, logrando una eficiencia de hasta 96%.



Figura 25. Aerogenerador de eje vertical Aeolos-V 3 kW.

Cada aerogenerador se conecta a un inversor de 3 kW de capacidad antes de ser interconectados al sistema.

Las características principales del sistema eólico se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Características principales del sistema eólico.

Sistema eólico		
Aerogenerador de eje horizontal	Modelo	Aeolos-H 3 kW
	Potencia nominal (kW)	3 - 4.5
	Frecuencia (Hz)	50-60
	Voltaje (V)	220-240
	Eficiencia eléctrica (%)	96
Aerogenerador de eje vertical	Modelo	Aeolos-V 3 kW
	Potencia nominal (kW)	3 - 3.6
	Frecuencia (Hz)	50-60
	Voltaje (V)	220-240
	Eficiencia eléctrica (%)	96

3.2.4 Sistema convencional HVAC del centro comercial

Para proveer de aire acondicionado al centro comercial se cuenta actualmente con un equipo HVAC, el cual consiste en una unidad enfriadora de agua por compresión y una manejadora

de aire. La unidad enfriadora de agua se trata del modelo YLAA 0170SE manufacturado por la empresa YORK, el cual tiene una capacidad nominal de 167.4 toneladas de refrigeración (588.72 kWt) y es capaz de enfriar agua desde 12.77 °C (55 °F) hasta 4.44 °C (40 °F). Utiliza refrigerante R-410A el cual es amigable con el medio ambiente. Además, cuenta con 2 circuitos de refrigeración independientes uno del otro, 3 compresores y 5 ventiladores de 2 hp cada en cada circuito (ver Figura 26).

La manejadora de aire es el modelo XTO-045X081 de la empresa Jonhson Controls, la cual consiste en un serpentín (intercambiador de calor) a través del cual pasa el agua de alimentación proveniente de la unidad enfriadora de agua y un ventilador que provee el aire necesario para intercambiar el calor con el serpentín, para después enviarlo hacia el interior del centro comercial. El motor del ventilador trabaja con 230 V, a tres fases y 60 Hz, con una potencia nominal de 7.5 hp (ver Figura 27).

Las características principales del sistema HVAC se resumen en la Tabla 4.



Figura 26. Enfriador de agua YLAA 0170SE.



Figura 27. Manejadora de aire.

Tabla 4. Características principales del sistema HVAC.

Sistema HVAC		
Enfriador de agua	Modelo	YLAA0170SE
	Capacidad nominal (TR)	167.4
	Refrigerante	R-410A
	Temperatura de operación (°C)	12.7 - 4.4
	Flujo volumétrico (GPM)	625 - 150
	Compresores (n)/potencia (TON)	6 / 32
	Ventiladores (n)/potencia (hp)	10 / 2
Manejadora de aire	Modelo	XTO-045X081
	Ventiladores (n)/potencia (hp)	1 / 7.5

3.3 Subsistemas

3.3.1 Instalación de gas

La instalación de gas está compuesta de dos tanques de almacenamiento de gas LP, una bomba de condensados y un calentador de gas. El tanque principal tiene una capacidad de 2689 Lts y es el encargado de abastecer de combustible a la microturbina de gas (Figura 28). La bomba de condensados tiene una potencia nominal de 1 hp, a 14 A y 115 V en una sola fase. Tiene la función de reintroducir al tanque todos los condensados que el gas pudiera generar debido a la variación de la presión y temperatura interna. Por otra parte, puesto que el tanque principal se encuentra relativamente lejos de la microturbina, se instaló un tanque de combustible auxiliar con un calentador de gas de una capacidad de 300 lt, con el fin de evitar condensaciones a través de la tubería (durante los meses de invierno) y lograr que el gas llegue en fase de vapor a la microturbina (ver Figura 30). Toda la instalación se llevó a cabo bajo la norma NOM-004-SEDG-2004 titulada “Instalaciones de aprovechamiento de gas LP, diseño y construcción”.



Figura 28. Tanque de combustible principal.



Figura 29. Bomba de condensados.



Figura 30. Tanque de combustible auxiliar con calentador de gas.

3.3.2 Instalación eléctrica

Se instaló un sistema eléctrico de media tensión, el cual está compuesto por dos transformadores eléctricos, el primero tipo seco de 220 V a 440 V y el segundo de 440 V a 13200 V., además de una línea de media tensión la cual es conectada a la subestación 4 del centro comercial. Es importante mencionar, que en esta misma área, se encuentra el punto de interconexión de la red eléctrica del centro comercial a la red de CFE. La instalación fue instalada bajo la norma NOM-001-SEDE-2012 titulada “Instalaciones eléctricas”. Las Figuras 31 y 32 muestran los transformadores antes mencionados mientras que en la Figura 33 se puede observar la línea de media tensión que se conecta a la subestación 4 del centro comercial.

Por otra parte, se realizó un contrato de interconexión con la empresa mexicana CFE (Comisión Federal de Electricidad), en el cual se establece a través del Plan Nacional de desarrollo 2007-2012 y de la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Transición Energética que: “Para realizar un contrato de interconexión en mediana escala, los requisitos son que tengas un contrato de suministro normal en media tensión, que las instalaciones cumplan con las Normas Oficiales Mexicanas y con las

especificaciones de CFE, y que la potencia de tu fuente no sea mayor de 500 kW [20]”, además por supuesto de realizar las solicitudes y trámites correspondientes.



Figura 31. Transformador tipo seco 220/440 V.



Figura 32. Transformador 440/13200 kV.



Figura 33. Línea de media tensión

CAPITULO 4 MODELADO Y SIMULACION DEL SISTEMA

En este capítulo se explica de manera detallada la construcción de los modelos que intervienen en el sistema. Para llevar a cabo este propósito, se desarrolla cada modelo por separado tomando en cuenta las características propias de cada sistema, y realizando una simulación se prueba que el modelo ha sido construido de manera correcta para su posterior validación.

El sistema eólico será descartado en el análisis debido a que el recurso del viento es insuficiente en la región y por lo tanto no es posible operar las turbinas para la producción de potencia. Además, es importante mencionar que la naturaleza de los modelos varía según el sistema analizado: para el modelado de la microturbina de gas y de los enfriadores de absorción se realiza un análisis en estado estacionario puesto que se prevé que estos sean operados de manera constante y a su máxima capacidad; no es así con el sistema fotovoltaico, ya que su potencia varía a lo largo del día y por esta razón se realiza un análisis en estado transitorio para estudiar su comportamiento. El software utilizado para realizar la simulación en estado estacionario es ESS (Engineering Equation Solver) mientras que para el estado transitorio se usa Excel.

Los modelos son construidos tomando en cuenta las variables conocidas de diversas fuentes: mediciones hechas en campo, información obtenida a partir de la práctica industrial y datos que aparecen en trabajos similares en la literatura. En cada apartado se especifican los valores utilizados para realizar las simulaciones y el origen de estos. Además, se describen las suposiciones tomadas en cuenta, la descripción de cada sistema, así como las ecuaciones y los balances de masa, energía y exergía utilizados para realizar los modelos. Finalmente se presentan los resultados obtenidos en cada simulación con el fin de comprobar que estas sean realizadas de manera correcta.

4.1 Modelo energético y exergético de la microturbina Capstone C65

El modelo físico implementado es un ciclo Brayton regenerativo ampliamente estudiado en la literatura (ver Figura 34) para el cual se utilizan los valores indicados en la tabla 5.

Tabla 5. Parámetros disponibles de la microturbina Capstone C65.

Parámetros y unidades	Valor	Referencia
Temperatura de entrada del compresor (°C)	33.2	Medido
Temperatura de salida de la turbina (°C)	635	Medido
Presión de entrada del combustible (kPa)	330	Medido
Relación de compresión	3.5	Medido
Eficiencia isoentropica del compresor (%)	87	Practica industrial
Flujo másico de aire (kg/s)	0.3798	Medido
Efectividad del regenerador (%)	75	Practica industrial
AFR	122	Medido
LHV (kJ/kg)	46237.94	Practica industrial

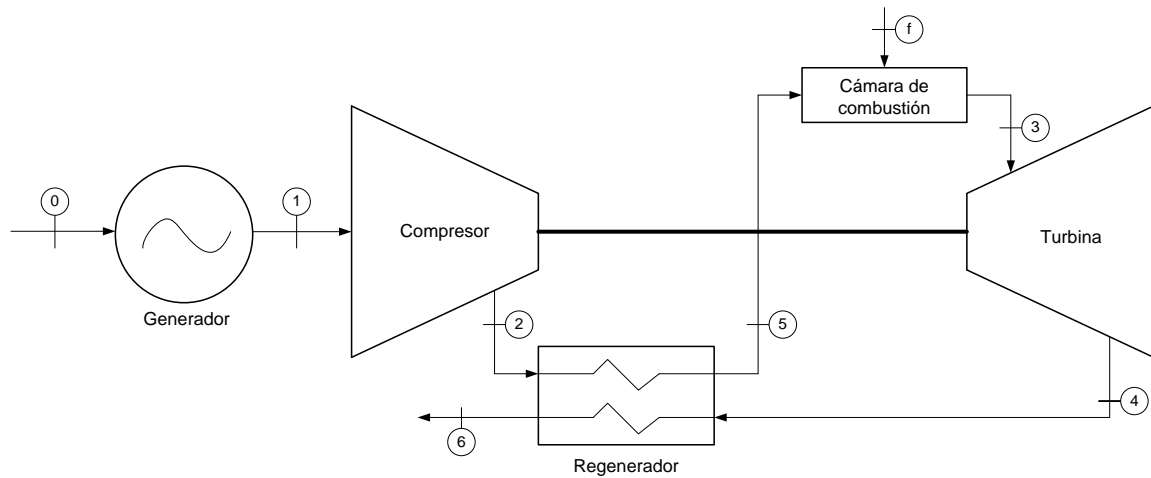


Figura 34. Diagrama esquemático de la microturbina Capstone C65.

Suposiciones:

- Todos los componentes son analizados en estado estacionario.
- Las caídas de presión y las pérdidas de calor son despreciadas.
- Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
- Se considera al aire como un gas ideal.
- Los calores específicos varían con la temperatura.
- Los gases de combustión son tratados como aire.
- Se considera la combustión como un proceso de adición de calor a temperatura constante.

Descripción del ciclo

Entra aire a temperatura ambiente al sistema, el cual se hace pasar a través del generador eléctrico antes de llegar al compresor, con el fin de aumentar la eficiencia del generador. Una vez que el aire entra al compresor, este se comprime y es mandado hacia el lado frío del regenerador, en donde es precalentado por los gases de combustión provenientes de la turbina para reducir el calor requerido en el proceso de combustión posterior. En la cámara de combustión se inyecta el combustible (gas LP) y junto con el aire precalentado se realiza la combustión. Los gases resultantes de la combustión son enviados hacia la turbina, en donde se expanden y producen la potencia del sistema a través del generador. Al salir de la turbina los gases de combustión son enviados al regenerador (donde calientan el aire que viene del compresor) y posteriormente hacia la atmósfera. Las ecuaciones utilizadas para desarrollar el modelo se muestran a continuación.

Balances de masa, energía, entropía y exergía

Compresor

Balance de masa:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_1 \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2)$$

Balance de energía:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (3)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,c} = \dot{m}_1(e_1 - e_2) + \dot{W}_c = \dot{m}_1[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + \dot{W}_c \quad (4)$$

Cámara de combustión

Balance de masa:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_f = \dot{m}_3 \quad (5)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 \quad (6)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_f * LHV = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 \quad (7)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,cc} = \dot{m}_5 e_5 - \dot{m}_3 e_3 + e_{fuel} \quad (8)$$

Turbina

Balance de masa:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_g \quad (10)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (11)$$

Balance de energía:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (12)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,t} = \dot{m}_3(e_3 - e_4) - \dot{W}_t = \dot{m}_3[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] - \dot{W}_t \quad (13)$$

Regenerador

Balance de masa:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (14)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = \dot{m}_a \quad (15)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 = \dot{m}_g \quad (16)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 \quad (17)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,r} = \dot{m}_2 (e_2 - e_5) + \dot{m}_4 (e_4 - e_6) \quad (18)$$

Ecuaciones complementarias:

Eficiencia isentrópica en el compresor:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (19)$$

Relación aire-combustible:

$$R_{f/a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (20)$$

Efectividad en el regenerador:

$$\varepsilon = \frac{h_5 - h_2}{(1 + R_{f/a})h_4 - h_2} \quad (21)$$

Calor de entrada:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_f = LHV * \dot{m}_f \quad (22)$$

Eficiencia eléctrica:

$$\eta = \frac{\dot{W}_n}{Q_f} \quad (23)$$

Solución del modelo y análisis de datos

Se desarrolla el modelo en estado estacionario con las siguientes condiciones iniciales:

$$T_0 = 297.4 \text{ K}, P_0 = 101.3 \text{ kPa}; \quad T_1 = 306.2 \text{ }^\circ\text{C}, P_1 = P_0; \quad T_4 = 908 \text{ K};$$

$$\dot{m}_{air} = 0.3798 \text{ kg/s}; \quad \varepsilon = 0.75, \quad P_r = 3.5; \quad R_{f/a} = \frac{1}{AFR} = 8.1967E - 3; \\ \eta_c = 0.88 \quad LHV_{propane} = 46237.94 \text{ kJ/kg}$$

En el análisis por primera ley se tiene el especial interés en conocer el trabajo neto, el calor suministrado y la eficiencia eléctrica del ciclo. A su vez, en el análisis por segunda ley se desea conocer la destrucción de exergía en cada dispositivo, así como la exergía del combustible a la entrada de la cámara de combustión y la exergía de los gases de escape al abandonar la microturbina.

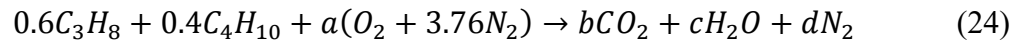
Para complementar el análisis por segunda ley se lleva a cabo un análisis secundario con el fin de calcular la exergía contenida en el combustible. Dicho análisis toma en cuenta las masas molares de los hidrocarburos encontrados en el gas LP, con las cuales se realiza un análisis estequiométrico y posteriormente se efectúa el análisis exergético utilizando la función de formación de Gibbs. El procedimiento se describe con detalle a continuación:

Exergía del combustible

Análisis estequiométrico para el gas LP (60 % Propano, 40 % butano)

Suposiciones:

- Combustión completa
- 3.76 moles de N₂ acompañan cada mol de O₂ en el aire
- N₂ es inerte



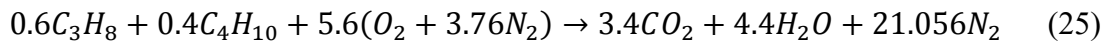
Aplicando conservación de la masa:

$$C: (0.6 \times 3) + (0.4 \times 4) = b; \quad b = 3.4$$

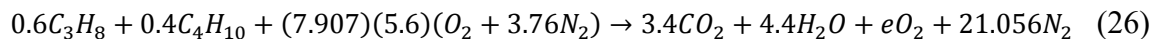
$$H: (0.6 \times 8) + (0.4 \times 10) = 2c; \quad c = 4.4$$

$$O: 2a = 2b + c; \quad a = 5.6$$

$$N: 3.76a = d; \quad d = 21.056$$



Agregando 690.7 % de exceso de aire:



$$O: 88.55 = 6.8 + 4.4 + 2e; \quad e = 38.675$$

Relación aire combustible:

$$m_{air} = (44.27 \times 4.76 \text{ kmol}) \left(28.77 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) = 6063.82 \text{ kg}$$

$$m_{fuel} = \left(0.6 \text{ kmol} \times 44.09 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right) + \left(0.4 \text{ kmol} \times 58.12 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right) = 49.702 \text{ kg}$$

$$AFR = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{6063.82}{49.702} = 122$$

Exergía química usando la función de formación de Gibbs [21]:

Tabla 6. Condiciones ambientales utilizadas para evaluar la exergía química de combustibles fósiles ($T_0=298.15 \text{ K}$, $P_0=1 \text{ atm}$).

Sustancia	Fraction molar
N ₂	0.7567
O ₂	0.2035
H ₂ O	0.0303
CO ₂	0.0003
Otros	0.0092

$$a^{-q} = \left[\bar{g}_c + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O} \right] (T_0 P_0) + \bar{R} T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^a)^{a + \frac{b}{4}}}{(y_{CO_2}^a)^a (y_{H_2O}^e)^{\frac{b}{2}}} \right] \quad (27)$$

$$a^{-q} = \left[(0.6 \times (-23490)) + (0.4 \times (-15710)) + 44.27(0) - 3.4(-394380) - 4.4(-228590) \right] + (8.134)(298.15) \ln \left[\frac{(0.2035)^{39.2}}{(0.0003)^{3.4} (0.0303)^{4.4}} \right]$$

$$a^{-q} = 2278113.49 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$a^{-q} = \frac{2278113.49 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}}{(49.09 \times 0.6) + (58.12 \times 0.4) \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}$$

$$a^{-q} = 43226.3194 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto la exergía total del combustible es:

$$e_{fuel} = \dot{m}_f \cdot a^{-q} = 0.003113 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 43226.3194 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$e_{fuel} = 134.6 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Resultados

En la tabla 7 se muestra la variación de las temperaturas del ciclo Brayton. Se observa que todas las temperaturas incrementan al aumentar la temperatura ambiente, a excepción de la temperatura T_4 , la cual fue fijada en el modelo puesto que el ciclo, por cuestión de diseño, opera con este límite de temperatura a la salida de la turbina. Los resultados en forma de grafica se muestran en la figura 35.

Tabla 7. Variación de la temperatura en cada estado.

$T_{amb} (T_0)$ [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_5 [°C]	T_6 [°C]
17	25.8	171	849	635	523.3	294.3
18	26.8	172.5	850	635	523.6	295.4
19	27.8	174	850	635	524	296.4
20	28.8	175.4	850	635	524.3	297.5
21	29.8	176.9	851	635	524.6	298.6
22	30.8	178.4	851	635	525	299.7
23	31.8	179.9	851	635	525.3	300.7
24	32.8	181.3	852	635	525.7	301.8
25	33.8	182.8	852	635	526	302.9
26	34.8	184.3	852	635	526.3	303.9
27	35.8	185.7	853	635	526.7	305
28	36.8	187.2	853	635	527	306.1
29	37.8	188.7	853	635	527.4	307.1
30	38.8	190.1	854	635	527.7	308.2
31	39.8	191.6	854	635	528	309.3
32	40.8	193.1	854	635	528.4	310.3

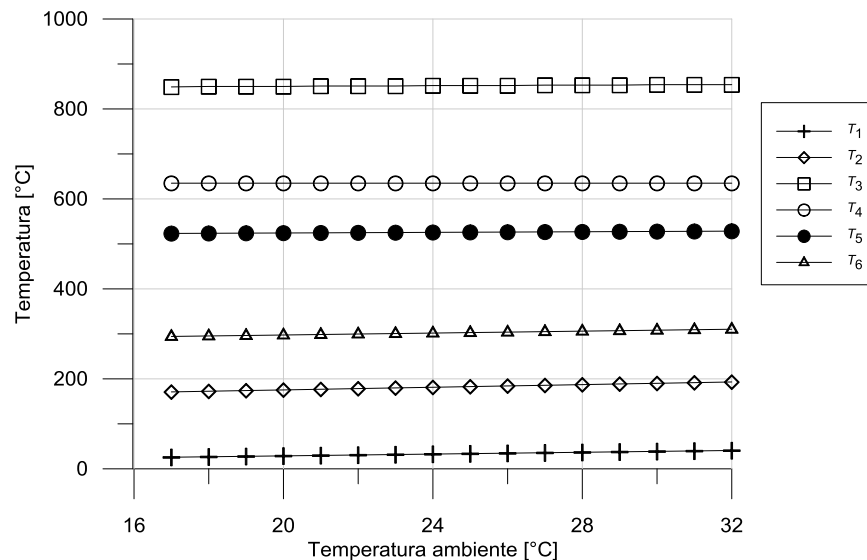


Figura 35. Variación de la temperatura en cada estado.

Los resultados referentes al análisis por primera ley en la microturbina se muestran en la tabla 8 y en la figura 36. Por cuestiones de diseño y de la simulación, el calor de entrada en el ciclo permanece fijo, con un valor de 143.9 kW. Se puede observar que al incrementarse la temperatura ambiente incrementa de manera proporcional el trabajo realizado por la turbina, sin embargo, también incrementa en mayor proporción el trabajo realizado en el compresor, lo cual afecta directamente al trabajo neto desarrollado en el ciclo, el cual presenta una disminución en su valor pasando de 38.14 kW a 37.46 kW.

Tabla 8. Análisis por primera ley (microturbina).

$T_{amb} (T_0)$ [°C]	W_t [kW]	W_c [kW]	W_n [kW]	Q_{in} [kW]	η (%)
17	93.9	55.76	38.14	143.9	26.5
18	94.04	55.94	38.1	143.9	26.47
19	94.18	56.13	38.05	143.9	26.43
20	94.32	56.32	38.01	143.9	26.4
21	94.47	56.51	37.96	143.9	26.37
22	94.61	56.69	37.91	143.9	26.34
23	94.75	56.88	37.87	143.9	26.31
24	94.89	57.07	37.82	143.9	26.28
25	95.04	57.26	37.78	143.9	26.24
26	95.18	57.45	37.73	143.9	26.21
27	95.32	57.63	37.69	143.9	26.18
28	95.46	57.82	37.64	143.9	26.15
29	95.6	58.01	37.6	143.9	26.12
30	95.75	58.2	37.55	143.9	26.09
31	95.89	58.38	37.51	143.9	26.06
32	96.03	58.57	37.46	143.9	26.02

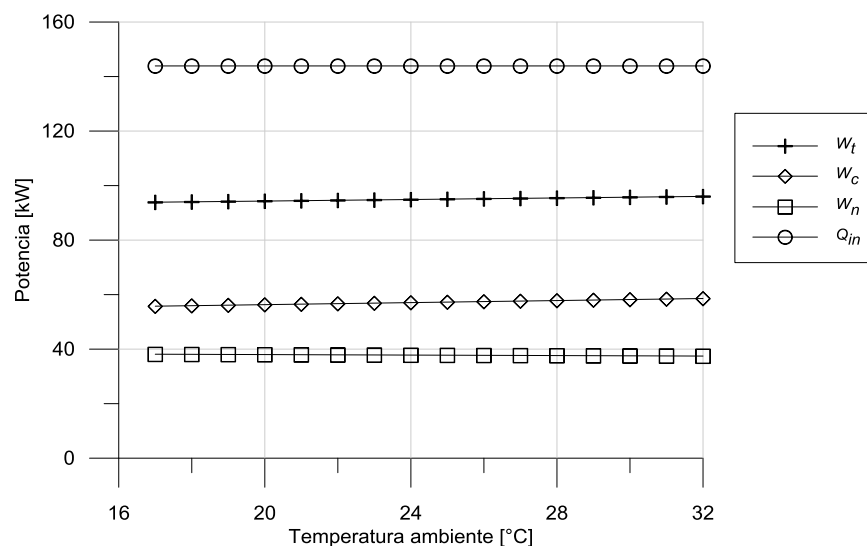


Figura 36. Análisis por primera ley (microturbina).

La disminución del trabajo neto tiene como consecuencia una disminución en la eficiencia eléctrica del ciclo, afectándola considerablemente (cerca de 0.5 %) como se aprecia en la figura 37. Este resultado coincide con el comportamiento de este tipo de ciclos estudiados en la literatura [22].

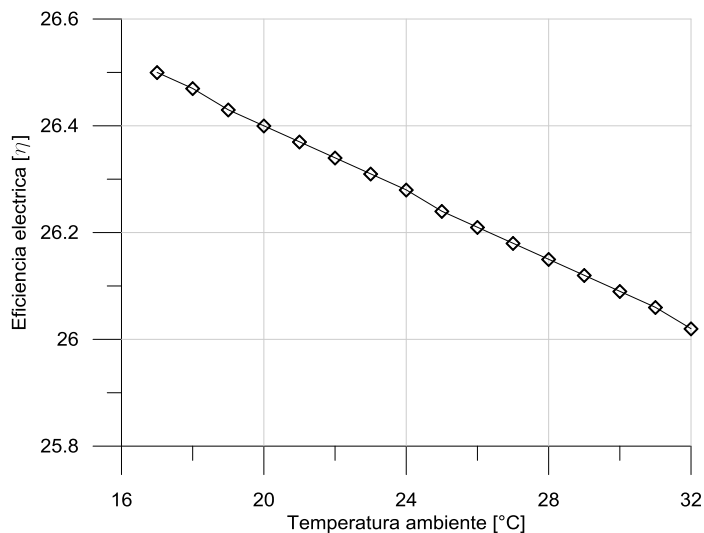


Figura 37. Análisis por primera ley (eficiencia en microturbina).

Los resultados del análisis por segunda ley se muestran en la tabla 9 y en la figura 38. El compresor, la cámara de combustión y la turbina presentan un aumento en la destrucción de exergía al incrementarse la temperatura ambiente. No es el caso para el regenerador, el cual muestra un comportamiento inversamente proporcional a la temperatura ambiente.

Tabla 9. Análisis por segunda ley (microturbina).

$T_{amb} (T_0)$ [°C]	$E_{D,c}$ [kW]	$E_{D,cc}$ [kW]	$E_{D,t}$ [kW]	$E_{D,reg}$ [kW]
17	4.449	35.22	13.04	11.26
18	4.464	35.36	13.05	11.19
19	4.48	35.49	13.06	11.13
20	4.495	35.63	13.07	11.07
21	4.511	35.76	13.07	11.01
22	4.527	35.9	13.08	10.94
23	4.542	36.03	13.09	10.88
24	4.558	36.17	13.09	10.82
25	4.573	36.3	13.1	10.76
26	4.589	36.44	13.11	10.7
27	4.605	36.57	13.11	10.64
28	4.62	36.71	13.12	10.58
29	4.636	36.84	13.12	10.51
30	4.652	36.97	13.13	10.45
31	4.667	37.11	13.13	10.39
32	4.683	37.24	13.14	10.33

La mayor destrucción de exergía del ciclo proviene de la cámara de combustión. Esto se debe a las irreversibilidades presentes en el proceso de combustión y a la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas. En segundo lugar se encuentran las irreversibilidades en la turbina: las pérdidas mecánicas (fricción) y el proceso de expansión libre del gas son la principal causa de estas. El regenerador ocupa el tercer puesto, como consecuencia del proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en su interior. Finalmente, el compresor es el componente que presenta la menor destrucción de exergía.

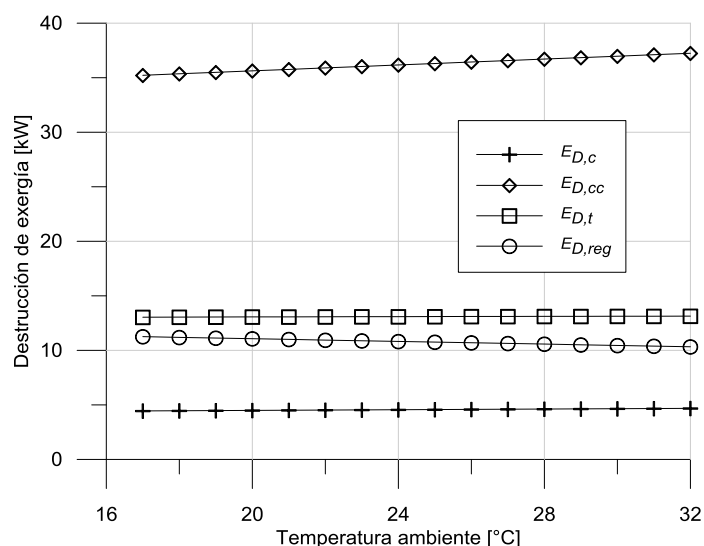


Figura 38. Análisis por segunda ley (microturbina).

Otro de los resultados obtenidos en el análisis por segunda ley es el flujo de exergías presentes en el ciclo (ver tabla 10). La exergía del combustible fue determinada a partir de la función

Tabla 10. Flujos de exergía en microturbina.

$T_{amb} (T_0)$	e_6 [kW]	W_n [kW]	e_{fuel} [kW]
17	32.51	38.14	134.6
18	32.46	38.1	134.6
19	32.41	38.05	134.6
20	32.35	38.01	134.6
21	32.3	37.96	134.6
22	32.25	37.91	134.6
23	32.2	37.87	134.6
24	32.15	37.82	134.6
25	32.1	37.78	134.6
26	32.05	37.73	134.6
27	32	37.69	134.6
28	31.95	37.64	134.6
29	31.9	37.6	134.6
30	31.85	37.55	134.6
31	31.8	37.51	134.6
32	31.75	37.46	134.6

de formación de Gibbs y se mantiene constante en el ciclo, con un valor de 134.6 kJ. Esta exergía nos indica la energía disponible total que entra en el ciclo a través del combustible. A su vez, se muestra la exergía obtenida en la turbina, la cual representa la energía disponible que sale del ciclo en forma de potencia mecánica, mostrando un decremento de esta al aumentar la temperatura ambiente. Finalmente, el flujo de exergía B_6 es la energía disponible que sale del sistema a través de los gases de escape y que posteriormente entrará en los enfriadores de absorción, presentando una disminución en su valor con el aumento de la temperatura ambiente. Este último flujo exergético es de suma importancia, pues a través de él se visualiza la energía que puede ser utilizada por los enfriadores de absorción para ser transformada en energía térmica de baja temperatura (frio) y posteriormente entregada al centro comercial. La figura 39 muestra los flujos de exergía y su variación con la temperatura ambiente de manera gráfica.

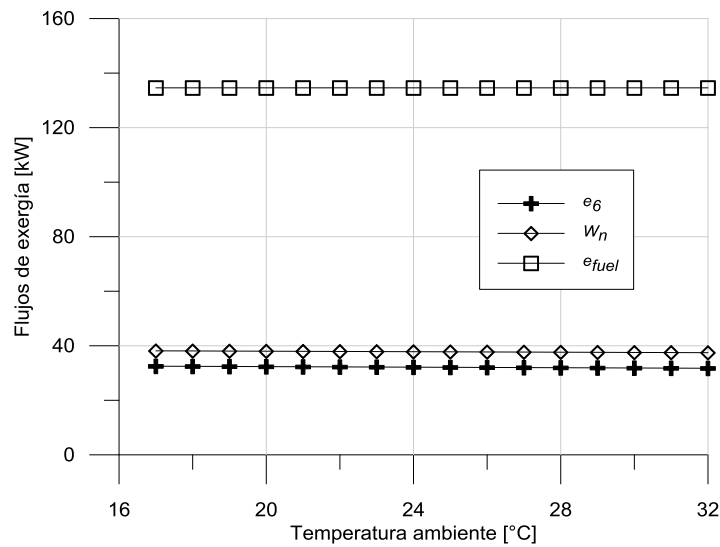


Figura 39. Flujos de exergía (microturbina).

4.2 Modelo energético y exergético de la máquina de absorción RoburACF60-00

El modelo se desarrolla a partir de un ciclo de absorción simple modificado (ver Figura 40). El ciclo utiliza la solución de trabajo amoniaco/agua (H_2O/NH_3) y los parámetros disponibles se encuentran indicados en la tabla 11.

Tabla 11. Parámetros disponibles de la máquina de absorción Robur ACF60-00.

Parámetros y unidades	Valor	Referencia
Presión máxima (kPa)	1538	Rossa et al [13]
Presión media (kPa)	1536	Rossa et al [13]
Presión mínima (kPa)	458	Rossa et al [13]
Temperatura de entrada del generador ($^{\circ}C$)	120	Practica industrial
Temperatura del rectificador ($^{\circ}C$)	76.1	Rossa et al [13]
Temperatura del evaporador ($^{\circ}C$)	4	Proveedor
Temperatura del absorbedor ($^{\circ}C$)	52.5	Rossa et al [13]
Temperatura del absorbedor de aire ($^{\circ}C$)	40	Darwish et al [23]
Capacidad de enfriamiento (kW)	17.73	Proveedor
Efectividad del intercambiador de calor (%)	65	Practica industrial

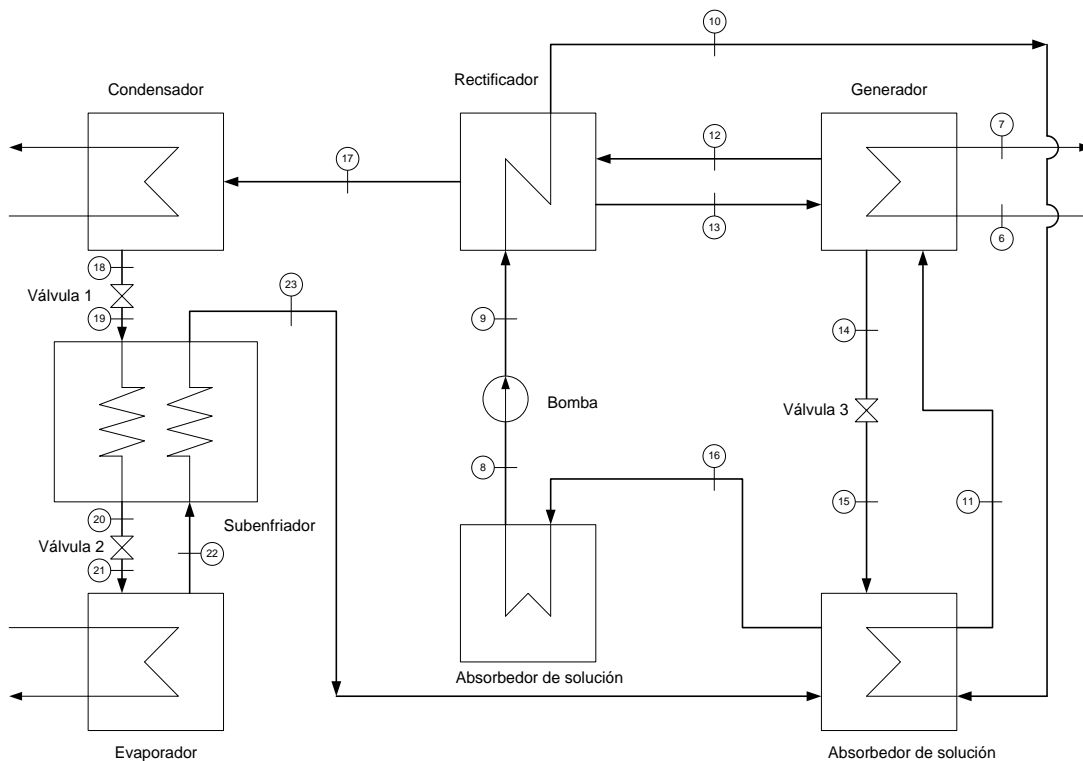


Figura 40. Diagrama esquemático de la máquina de absorción Robur ACF60-00.

Suposiciones:

- La concentración de masa del refrigerante a la salida del rectificador es igual a 0.99

- Estado de vapor saturado para la solución en la parte superior del generador
- Estado de líquido saturado para la solución en la parte inferior del generador
- Estado de líquido saturado para la solución desde el rectificador hacia el generador
- No hay pérdidas de calor en el rectificador, subenfriador y absorbedor de solución
- Estado de líquido saturado para la solución en la salida del absorbedor de aire

Descripción del ciclo

La bomba impulsa a la solución “rica” y aumenta su presión hasta la máxima presión del ciclo. De ahí, esta pasa a través del rectificador y del absorbedor de solución en donde es precalentada para posteriormente entrar en el generador. El generador es calentado a través de un fluido externo, intercambiando calor con la solución “rica”. La solución “pobre” es depositada en la parte inferior del generador, de donde es tomada por un tubo y llevada al absorbedor de solución después de pasar por una válvula de expansión. En el absorbedor de solución, la solución “pobre” gotea a través de un serpentín mientras absorbe vapor del refrigerante y es depositada en el fondo del recipiente. Este mismo proceso continúa con todo el vapor que no ha sido absorbido por el absorbedor de aire. En este último se completa el proceso de absorción para enviar la solución “rica” nuevamente hacia la bomba.

El amoníaco sale del generador en forma de vapor y pasa a través del rectificador en donde el calor de rectificación es rechazado hacia la solución “rica” y el refrigerante es mandado hacia el condensador. El condensador es el serpentín localizado en la parte externa del dispositivo. El calor de condensación es enviado a los alrededores a través de un ventilador. El refrigerante líquido pasa a través de una válvula de estrangulación, reduciendo su presión (presión media) y disminuyendo su temperatura, para después atravesar el intercambiador de calor (subenfriador). Después del subenfriador, el refrigerante líquido pasa a través de una segunda válvula de estrangulación, reduciendo nuevamente su presión (presión baja) y posteriormente entra al evaporador, en donde este es evaporado dentro de un serpentín mientras el agua que será enfriada fluye en la parte externa del serpentín. El vapor del refrigerante entra en el lado frío del subenfriador y regresa al absorbedor de solución, completando así el ciclo.

Balances de masa, energía y exergía

Absorbedor de aire

Balance de masa:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_8 \quad (28)$$

$$\dot{m}_{16}x_{16} = \dot{m}_8x_8 \quad (29)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_8h_8 + \dot{Q}_{abs} \quad (30)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,aca} = \dot{m}_{16}e_{16} - \dot{m}_8e_8 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{abs}}\right) \dot{Q}_{abs} \quad (31)$$

Bomba

Balance de masa:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (32)$$

$$\dot{m}_8x_8 = \dot{m}_9x_9 \quad (33)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_8h_8 + \dot{W}_p = \dot{m}_9h_9 \quad (34)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,p} = \dot{m}_8(e_8 - e_9) + \dot{W}_p \quad (35)$$

Rectificador

Balance de masa:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (36)$$

$$\dot{m}_9x_9 = \dot{m}_{10}x_{10} \quad (37)$$

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{17} \quad (38)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{17}h_{17} \quad (39)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,rec} = \dot{m}_9(e_9 - e_{10}) + \dot{m}_{12}e_{12} - \dot{m}_{13}e_{13} - \dot{m}_{17}e_{17} \quad (40)$$

Absorbedor de solución

Balance de masa:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_{11}x_{11} \quad (42)$$

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{23} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{16} \quad (43)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{16}h_{16} \quad (44)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,sca} = \dot{m}_{10}(e_{10} - e_{11}) + \dot{m}_{15}e_{15} + \dot{m}_{23}e_{23} - \dot{m}_{16}e_{16} \quad (45)$$

Generador

Balance de masa:

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{14} \quad (46)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{14}h_{14} \quad (47)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,gen} = \dot{m}_{11}e_{11} + \dot{m}_{13}e_{13} - \dot{m}_{12}e_{12} - \dot{m}_{14}e_{14} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right)\dot{Q}_{gen} \quad (48)$$

Condensador de aire

Balance de masa:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (49)$$

$$\dot{m}_{17}x_{17} = \dot{m}_{18}x_{18} \quad (50)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{17}h_{17} = \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{Q}_{con} \quad (51)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,con} = \dot{m}_{17}(e_{17} - e_{18}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right)\dot{Q}_{con} \quad (52)$$

Subenfriador

Balance de masa:

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \quad (53)$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (54)$$

$$\dot{m}_{19} + \dot{m}_{22} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{23} \quad (55)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{19}h_{19} + \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{23}h_{23} \quad (56)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,sub} = \dot{m}_{19}(e_{19} - e_{20}) + \dot{m}_{22}(e_{22} - e_{23}) \quad (57)$$

Evaporador

Balance de masa:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (58)$$

$$\dot{m}_{21}x_{21} = \dot{m}_{22}x_{22} \quad (59)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{22}h_{22} \quad (60)$$

Balance de exergía:

$$\dot{E}_{D,evap} = \dot{m}_{21}(e_{21} - e_{22}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (61)$$

Ecuaciones complementarias

La exergía de flujo es calculada a partir de:

$$e = e^{ph} + e^{ch} \quad (62)$$

En donde e^{ph} es la exergía física de flujo, calculada por:

$$e^{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (63)$$

Y e^{ch} se refiere a la exergía química, la cual se obtiene de [24]:

$$e^{ch} = \dot{m} \left[\frac{x}{M_{NH_3}} e_{ch,NH_3}^0 + \frac{(1-x)}{M_{H_2O}} e_{ch,H_2O}^0 \right] \quad (64)$$

En donde $e_{ch,NH_3}^0 = 336684$ kJ/kg, $e_{ch,H_2O}^0 = 45$ kJ/kg, $M_{NH_3} = 17.03$ kg/kmol y $M_{H_2O} = 18.02$ kg/kmol. Estos valores fueron tomados de [25].

Efectividad en los intercambiadores de calor:

$$\epsilon_{sub} = \frac{\dot{m}_{19}C_{P,19}(T_{19}-T_{20})}{\dot{m}_{22}C_{P,22}(T_{19}-T_{22})} \quad (65)$$

$$\epsilon_{rec} = \frac{\dot{m}_9C_{P,9}(T_{10}-T_9)}{\dot{m}_{12}C_{P,12}(T_{12}-T_9)} \quad (66)$$

$$\epsilon_{sca} = \frac{\dot{m}_{10}C_{P,10}(T_{11}-T_{10})}{\dot{m}_{15}C_{P,15}(T_{15}-T_{10})} \quad (67)$$

Coefficiente de operación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (68)$$

Para conocer la eficiencia por primera ley, se utiliza la ecuación tal, la cual nos indica la relación de toda la energía útil extraída del sistema (electricidad, calor y frío) con la entrada de energía a partir del combustible [26]. A esta eficiencia también se le conoce como factor de utilización de la energía:

$$\eta_I = \frac{(\dot{W}_n + \dot{Q}_{evap})}{\dot{Q}_{in}} \quad (69)$$

La eficiencia por segunda ley se conoce a partir de la ecuación 70 [27], la cual nos indica el desempeño del sistema con relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_f} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,tot}}{\dot{E}_f} \quad (70)$$

Solución del modelo y análisis de datos

Se realiza el análisis en estado estacionario. En el análisis por primera ley se desea conocer la cantidad de energía en forma de calor en los dispositivos principales del ciclo (generador, absorbedor, condensador y evaporador) así como el trabajo de la bomba y el coeficiente de operación del ciclo. Por otra parte, en el análisis por segunda ley se obtendrá la destrucción de exergía en cada dispositivo, con el fin de conocer en donde ocurren las mayores irreversibilidades del ciclo. Puesto que la concentración de masa es una propiedad importante en el análisis del ciclo, se tomó en cuenta la exergía química y la exergía física del flujo para obtener mayor precisión en los resultados.

Los consumos energéticos correspondientes al análisis por primera ley en los enfriadores se muestran en la tabla 12. Se visualiza la variación de los calores que intervienen en el sistema, así como el trabajo de la bomba y el coeficiente de operación del ciclo con la temperatura del generador, la cual está relacionada con la temperatura de los gases de escape provenientes de la microturbina. El calor en el absorbedor así como en el generador disminuye al aumentar la temperatura del generador. El calor en el condensador y en el evaporador se mantiene fijo por cuestiones del modelado en este primer resultado, sin embargo, en resultados posteriores se realizara la variación de estos con la temperatura ambiente. El trabajo de la bomba también disminuye con el aumento de la temperatura del generador. En la figura 41 se aprecian los resultados de manera gráfica.

Tabla 12. Análisis por primera ley (enfriadores de absorción).

T_{gen} [°C]	Q_{abs} [kW]	Q_{con} [kW]	Q_{evap} [kW]	Q_{gen} [kW]	W_p [kW]	COP
110	41.43	20.55	17.73	44.12	0.1323	0.4019
112	40.53	20.55	17.73	43.23	0.123	0.4102
114	39.85	20.55	17.73	42.56	0.1153	0.4166
116	39.36	20.55	17.73	42.07	0.1087	0.4214
118	39.03	20.55	17.73	41.74	0.1031	0.4248
120	38.83	20.55	17.73	41.55	0.09816	0.4268
122	38.74	20.55	17.73	41.47	0.09386	0.4276
124	38.77	20.55	17.73	41.5	0.09005	0.4272
126	38.91	20.55	17.73	41.64	0.08665	0.4258
128	39.15	20.55	17.73	41.89	0.0836	0.4233
130	37.74	20.55	17.73	40.48	0.08085	0.4381

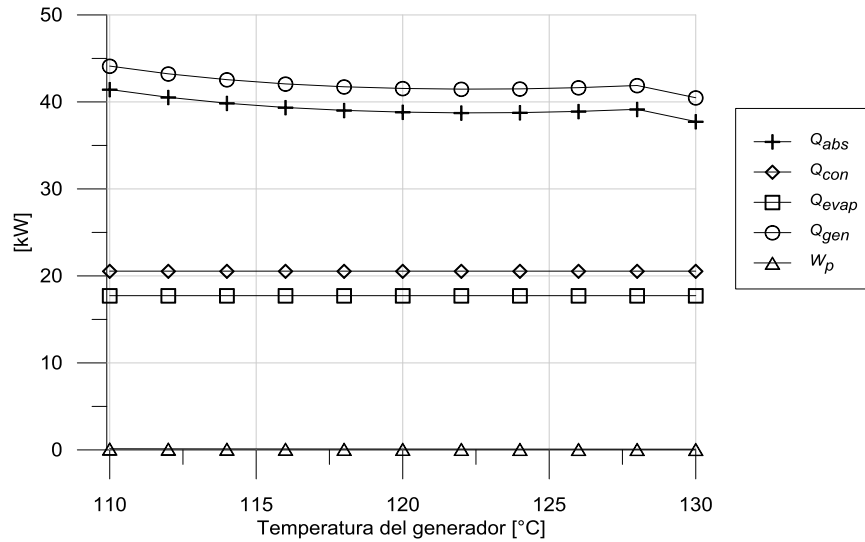


Figura 41. Análisis por primera ley (enfriador de absorción).

El coeficiente de operación muestra un incremento con la temperatura del generador hasta alcanzar el punto máximo de 0.4276 cuando la temperatura del generador se encuentra en los 122 °C (Figura 42). A partir de este punto el COP empieza a descender. Esta grafica se puede observar cual es la temperatura del generador óptima para alcanzar el mayor rendimiento posible en los enfriadores.

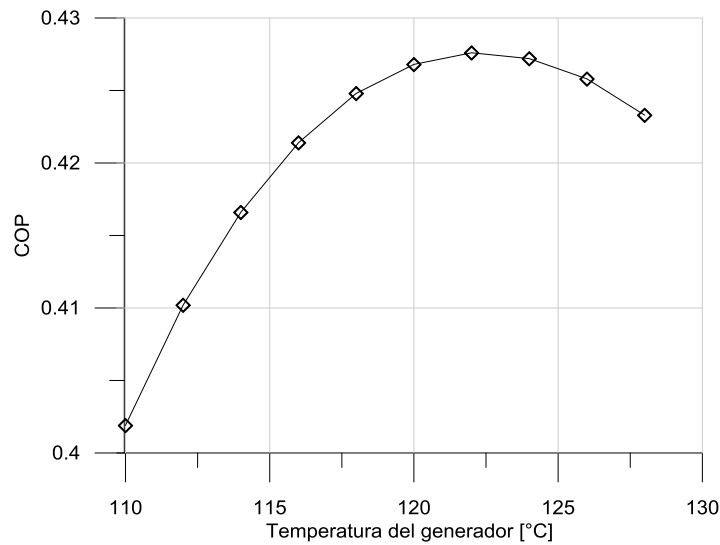


Figura 42. Análisis por primera ley (COP enfriador de absorción).

Otro de los resultados obtenidos en el análisis por primera ley es la variación del COP y de la capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente. Para obtener estos resultados, se realizaron algunas pequeñas modificaciones en el modelo una vez reproducidas las condiciones de diseño (las cuales fueron representadas en la Tabla 12) con el objeto de tener resultados solidos a la hora de la validación de este. Estas modificaciones tienen que ver con

fijar ciertos estados y variar otros dentro del modelo en EES, por lo que no se requiere una explicación detallada al respecto. En la Tabla 13 se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 13. Variación del COP y capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente.

T_{amb}	COP	Q_{evap}
22	0.4546	17.8369
22.56	0.4496	17.81738
23.11	0.4445	17.79779
23.67	0.4394	17.77812
24.22	0.4342	17.75838
24.78	0.4289	17.73856
25.33	0.4238	17.73307
25.89	0.4187	17.73304
26.44	0.4135	17.73301
27	0.4082	17.73295

En la Figura 43 se puede observar como el COP disminuye al aumentar la temperatura ambiente debido al efecto que tiene esta última sobre el condensador y el absorbedor de aire.

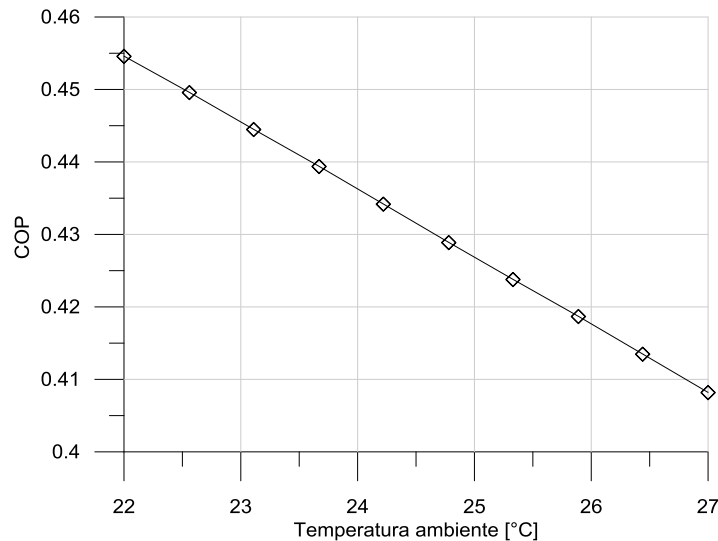


Figura 43. Variación del COP con la temperatura ambiente.

A su vez, la capacidad de enfriamiento refleja un decremento con el aumento de la temperatura ambiente (Figura 44). Es importante señalar que después de las condiciones de diseño (25 °C para esta gráfica) la capacidad de enfriamiento presenta una disminución imperceptible, ya que, por cuestiones del modelado, se decidió mantener el producto fijo, lo cual tiene como consecuencia este efecto sobre el ciclo.

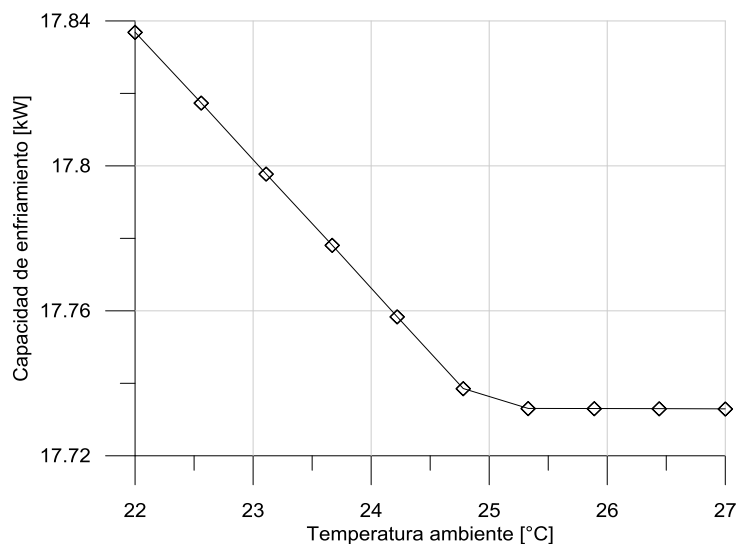


Figura 44. Variación de la capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente.

Por otra parte, los resultados correspondientes al análisis por segunda ley se muestran en la Tabla 14. Se pueden emitir los siguientes comentarios al respecto: en todos los componentes internos la destrucción de exergía aumenta cuando la temperatura del generador aumenta, a excepción del condensador, subenfriador y el evaporador, que se mantienen fijos por el modelado. Otro comentario importante tiene que ver con el componente que más irreversibilidades presenta. El generador es el componente en el que la mayor cantidad de exergía destruida se presenta en las condiciones de diseño, al ser un intercambiador de calor.

Tabla 14. Análisis por segunda ley (enfriador de absorción).

T_{gen} [°C]	$E_{D,p}$ [kW]	$E_{D,rec}$ [kW]	$E_{D,sca}$ [kW]	$E_{D,gen}$ [kW]	$E_{D,aca}$ [kW]	$E_{D,con}$ [kW]	$E_{D,sub}$ [kW]	$E_{D,evap}$ [kW]
110	7.6E-07	0.04292	0.04303	0.145	0.1226	0.02253	0.01116	0.00188
112	7.1E-07	0.04778	0.04316	0.1435	0.1257	0.02253	0.01116	0.00188
114	6.6E-07	0.05291	0.04328	0.143	0.1292	0.02253	0.01116	0.00188
116	6.3E-07	0.05828	0.04338	0.1433	0.1333	0.02253	0.01116	0.00188
118	5.9E-07	0.06382	0.04352	0.1443	0.1378	0.02253	0.01116	0.00188
120	5.7E-07	0.06964	0.04369	0.146	0.1428	0.02253	0.01116	0.00188
122	5.4E-07	0.07558	0.04399	0.1482	0.1484	0.02253	0.01116	0.00188
124	5.2E-07	0.08157	0.04446	0.1509	0.1546	0.02253	0.01116	0.00188
126	5.0E-07	0.08758	0.04521	0.1541	0.1614	0.02253	0.01116	0.00188
128	4.8E-07	0.09338	0.04641	0.1579	0.169	0.02253	0.01116	0.00188
130	4.6E-07	0.0989	0.04475	0.1501	0.1624	0.02253	0.01116	0.00188

Sin embargo, el absorbedor de solución destruye una mayor cantidad de exergía después de los 120 °C en el generador. Esto se debe a que dentro de él se llevan tareas de mezcla de sustancias con diferente composición e intercambio de calor, lo cual lo convierte en un

componente muy susceptible a las irreversibilidades. El dispositivo que ocupa el tercer puesto se trata del rectificador, el cual es, de nueva cuenta, un intercambiador de calor. Finalmente le siguen el absorbedor de aire, el condensador, el subenfriador, el evaporador y la bomba, en ese orden (ver figura 45). Cabe señalar que, de manera general, la destrucción de exergía es diminuta en comparación con la energía que entra en el sistema.

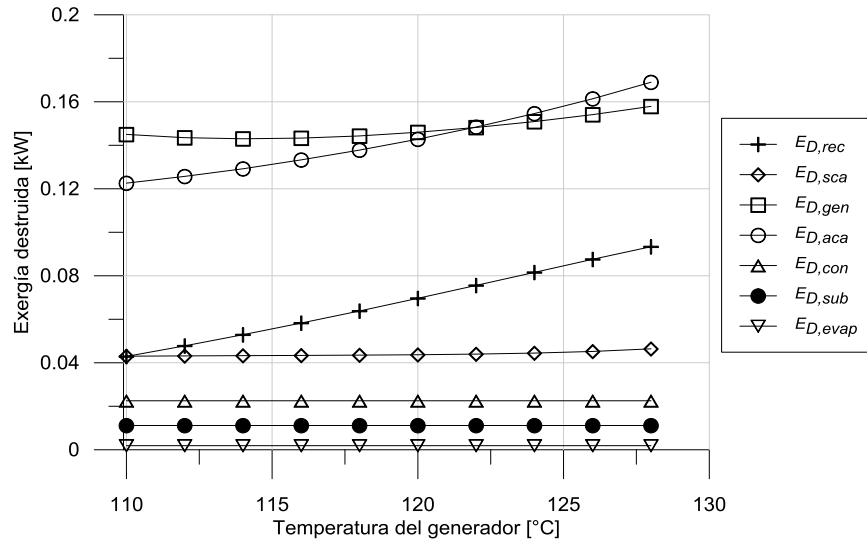


Figura 45. Análisis por segunda ley (enfriador de absorción).

4.3 Modelo energético y exergético del sistema fotovoltaico

El análisis del sistema fotovoltaico se desarrolla de lo particular a lo general, es decir, de la celda al módulo y del módulo al sistema. El análisis de la celda fotovoltaica se basa en el modelo físico del circuito equivalente mostrado en la figura 47, el cual involucra un diodo y resistencias en serie y paralelo. A partir de este análisis se construye el modelo energético y exergético para el módulo fotovoltaico (ver figura 46) que cuenta con 72 celdas fotovoltaicas, para posteriormente involucrar los 108 módulos que componen el sistema. Los parámetros de diseño del módulo fotovoltaico se muestran en la tabla 15.

Tabla 15. Parámetros del panel S72MC6-280 bajo condiciones estándar (1 kW/m², AM 1.5, 25°C cell temp.)

Parámetros y unidades	Valor
Material	c-Si
Eficiencia del panel (%)	17.2
Potencia nominal P_{MPP} (W _p)	280
Voltaje nominal V_{MPP} (A)	36.79
Corriente nominal I_{MPP} (A)	7.61
Voltaje de circuito abierto V_{OC} (V)	44.93
Corriente de corto circuito I_{SC} (A)	8.3
NOCT (°C)	45
Coefficiente de temp. P_{max} (%/C)	-0.47
Coefficiente de temp. V_{OC} (%/C)	-0.346
Coefficiente de temp. I_{SC} (%/C)	0.036
Dimensiones (m)	1.956 x 0.992
Peso (kg)	27.7
Número de celdas	72

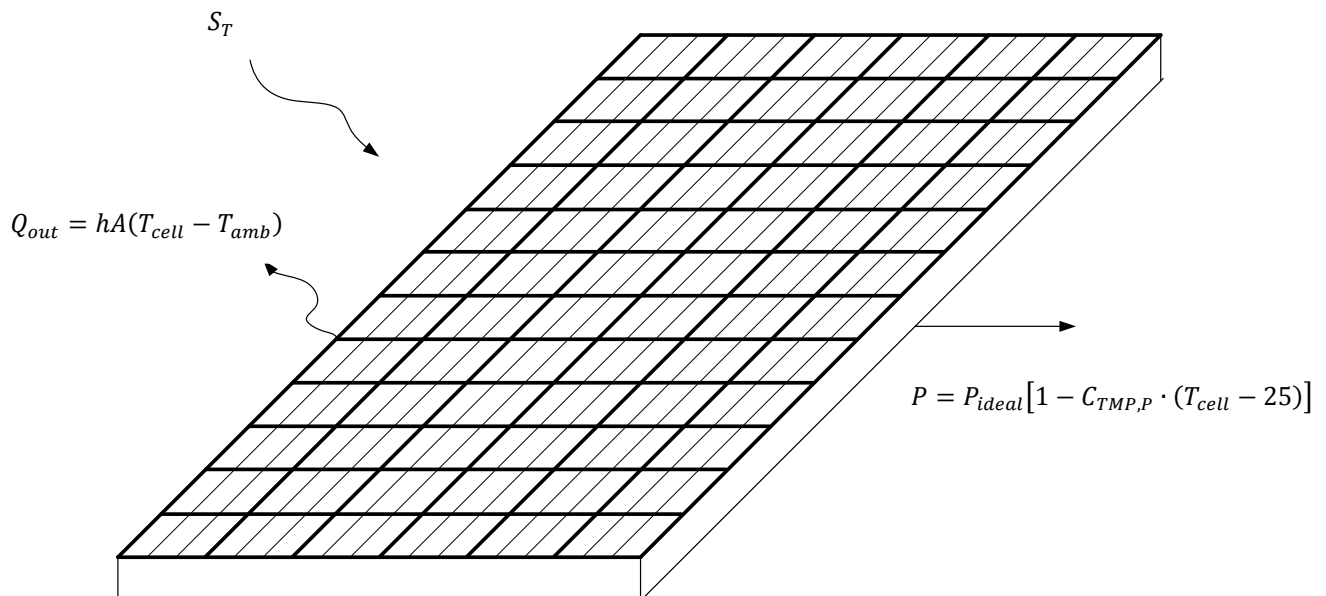


Figura 46. Esquema general del módulo fotovoltaico S72MC6-280.

Suposiciones:

- Los efectos de la temperatura y de la radiación solar sobre la celda son considerados.
- Los efectos de las sombras son despreciados.

Balance de energía y exergía

El modelo fue desarrollado considerando el siguiente circuito equivalente [28]:

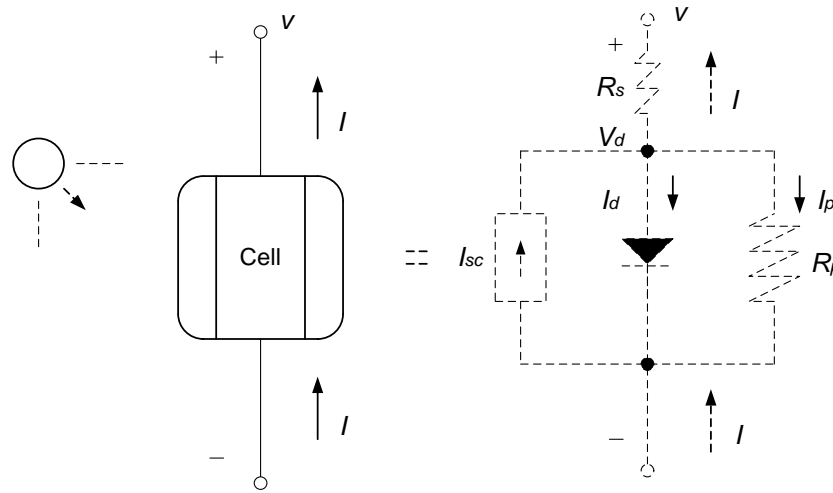


Figura 47. Circuito equivalente de una celda fotovoltaica.

Análisis energético

De acuerdo a la figura 46, el balance de energía correspondiente al módulo fotovoltaico se expresa a través de la ecuación:

$$S_T = P_{ideal} [1 - C_{TMP,P} \cdot (T_{cell} - 25)] + [h_{ca} \cdot 2A \cdot (T_{cell} - T_{amb})] \quad (69)$$

La corriente de la celda se obtiene a partir del análisis del circuito eléctrico equivalente mostrado en la figura 47:

$$I = I_{SC} - I_0 \left(e^{38.9V_d} - 1 \right) - \frac{V_d}{R_p} \quad (70)$$

en donde $V_d = 0.48 \text{ V}$ y $R_p = 10 \ \Omega$. El voltaje que atraviesa la celda puede ser obtenido usando la ecuación:

$$V_{module} = n(V_d - IR_s) \quad (71)$$

en donde n es el número de celdas en el módulo y $R_s = 0.001 \ \Omega$. Una vez obtenido el voltaje y la corriente, se procede a calcular la potencia ideal que entrega el módulo, la cual se expresa en la ecuación 72:

$$P_{ideal} = V \times I \quad (72)$$

Para el cálculo del factor de forma, se utiliza la ecuación 73:

$$FF = \frac{V_m I_m}{V_{oc} I_{sc}} \quad (73)$$

La eficiencia en la celda fotovoltaica puede ser obtenida utilizando:

$$\eta = \frac{V_m I_m}{S_T A} \quad (74)$$

Para calcular el calor de salida en el módulo, se utiliza la ecuación:

$$\dot{Q} = h_{ca} 2A (T_{cell} - T_{amb}) \quad (75)$$

Donde h_{ca} es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el módulo y se obtiene a partir de [29]:

$$h_{ca} = 5.7 + 3.8v \quad (76)$$

Efecto de la radiación solar

La temperatura de la celda se obtiene a partir del balance de energía en la ecuación 69:

$$T_{cell} = \frac{-h \cdot 2A \cdot T_{amb} - S_T + P(25C_{TMP,P} + 1)}{C_{TMP,P}P - h \cdot 2A} \quad (77)$$

A su vez, debido a la naturaleza transitoria del modelo, la corriente en corto circuito puede ser expresada en función de la radiación solar, usando un valor de referencia definido convencionalmente (1000 W/m²):

$$I_{sc} = \frac{S_T}{1000} \cdot I_{sc} \quad (78)$$

Efecto de la temperatura

La caída de potencia debido al efecto de la temperatura sobre el modulo es obtenida a partir de

$$P_{max} = P_{max} \cdot [1 - C_{TMP,P} \cdot (T_{cell} - 25)] \quad (79)$$

Mientras que la caída de voltaje se calcula por:

$$V_{oc} = V_{oc} \cdot [1 - C_{TMP,V} \cdot (T_{cell} - 25)] \quad (80)$$

Análisis exerético

La destrucción de exergía en el sistema es expresada a través de la ecuación. 81 [30]:

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{D,th} + \dot{E}_{D,e} \quad (81)$$

o bien:

$$\dot{E}_{D,PV} = \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) \left[h_{ca} A (T_{cell} - T_{amb}) \right] + (V_{oc} I_{sc} - V_{MPP} I_{MPP}) \quad (82)$$

En donde $\dot{E}_{D,th}$ se refiere a la exergía térmica destruida

$$\dot{E}_{D,th} = \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) \dot{Q} \quad (83)$$

y $\dot{E}_{D,e}$ a la exergía eléctrica destruida por el modulo:

$$\dot{E}_{D,e} = V_{OC} I_{SC} - V_{MPP} I_{MPP} \quad (84)$$

Finalmente, la eficiencia exerética del sistema se obtiene a partir de la ecuación 85 [31]:

$$\eta_{II,PV} = \frac{V_{MPP} I_{MPP} - \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) \left[h_{ca} A (T_{cell} - T_{amb}) \right]}{\left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right) S_T A} \quad (85)$$

Solución del modelo y análisis de datos

Se realiza el análisis en estado transitorio. El sistema es modelado para un día típico de invierno, desde la salida hasta la puesta del sol por intervalos de 10 minutos.

El modelo es realizado utilizando los datos arrojados por la estación meteorológica (Temperatura ambiente y velocidad del viento) así como información en base a cálculos teóricos obtenidos a partir de ecuaciones desarrolladas previamente por otros autores (modelo de radiación en cielo despejado) [28]. Para el análisis por primera ley se desea conocer la potencia y la eficiencia de cada módulo (tomando en cuenta las perdidas por temperatura), así como la potencia generada por todo el sistema considerando que todos los paneles tienen el mismo comportamiento y tomando en cuenta una eficiencia del inversor del 95%. En el análisis por segunda ley solamente se requiere la destrucción de exergía eléctrica puesto que la exergía térmica no tendría ningún uso posterior y por lo tanto es considerada como una de las pérdidas del sistema.

Los resultados correspondientes al análisis por primera ley sobre el sistema fotovoltaico se muestran en la tabla 16. Este resultado fue obtenido para un día típico de verano. Al tratarse de un análisis en estado transitorio, los valores de los parámetros obtenidos se encuentran en función del tiempo.

Tabla 16. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley.

Tiempo [hr]	Radiación solar en módulo [W/m ²]	Corriente [I]	Voltaje [V]	Potencia ideal [W]	Temperatura de la celda [°C]	Potencia (efecto de la temperatura) [W]	Eficiencia eléctrica [%]	Potencia total [W]
07:00	11	0.037	34.557	1.29	12.139	1.350	6.29	138.48
08:00	272	2.203	34.401	75.79	20.417	76.991	14.59	7899.23
09:00	489	4.005	34.272	137.25	21.076	139.109	14.66	14272.59
10:00	664	5.456	34.167	186.43	32.519	181.575	14.10	18629.60
11:00	799	6.575	34.087	224.13	46.020	207.832	13.41	21323.60
12:00	889	7.327	34.032	249.36	34.217	241.406	13.99	24768.26
13:00	931	7.677	34.007	261.06	48.592	239.753	13.27	24598.66
14:00	923	7.606	34.012	258.71	43.849	241.837	13.51	24812.46
15:00	864	7.120	34.047	242.41	48.712	222.521	13.27	22830.64
16:00	759	6.241	34.111	212.89	37.300	203.832	13.85	20913.15
17:00	610	5.008	34.199	171.28	33.925	165.989	14.03	17030.46
18:00	422	3.448	34.312	118.30	30.588	116.009	14.17	11902.55
19:00	187	1.496	34.452	51.54	27.041	51.176	14.12	5250.61
20:00	11	0.037	34.557	1.29	21.636	1.307	6.09	134.12

Como se explicó anteriormente, los resultados muestran el comportamiento para un solo módulo fotovoltaico. Una vez que se caracterizó el comportamiento del módulo, se modeló el sistema fotovoltaico completo, suponiendo que se tiene el mismo comportamiento para cada uno de los 108 módulos que componen el sistema. De acuerdo con la figura 48, se tienen cerca de 11 horas de sol, de las cuales 5 horas y media son de producción por arriba de los 20 kW, alcanzando un pico máximo de 25,679.75 W producidos alrededor de las 13:00 hrs.

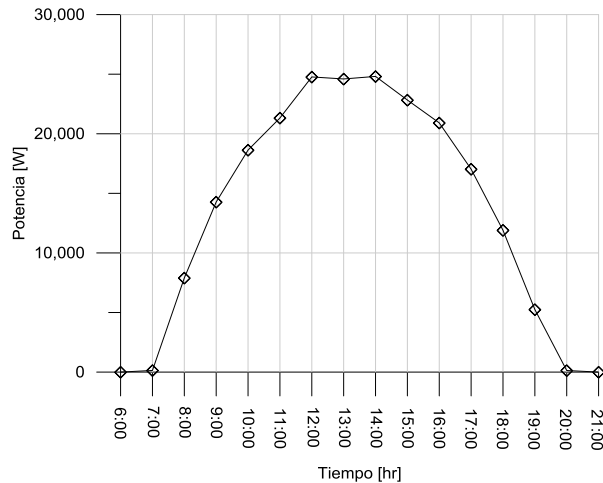


Figura 48. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley (potencia).

Otro resultado importante de remarcar es la variación de la temperatura de la celda y su efecto sobre la eficiencia del módulo (Figura 49). Se puede observar como en las primeras horas del día el módulo presenta una mayor eficiencia eléctrica a pesar de que aún no se tenga demasiada radiación solar, ya que desde luego, la temperatura ambiente en la mañana es

menor que la del medio día, lo cual permite una mayor eficiencia en la transformación de la energía. El mismo efecto se repite en la tarde pasando las 16:00 hrs.

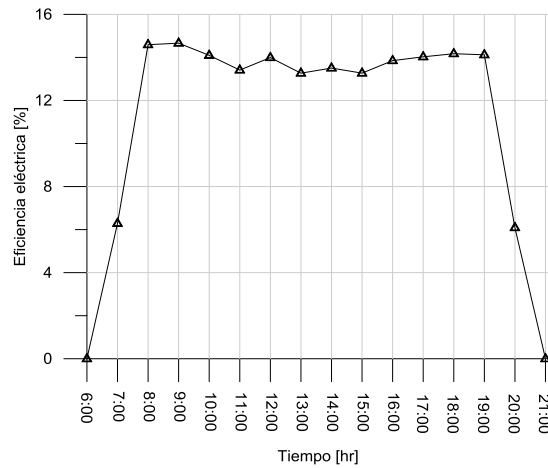


Figura 49. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por primera ley (eficiencia).

Finalmente, se obtuvieron los resultados del análisis por segunda ley para el sistema fotovoltaico. La exergía destruida es analizada para cada módulo por separado y para el sistema en conjunto. Las principales pérdidas en los módulos fotovoltaicos se deben a la termalización de las partículas de la celda, lo cual se deriva en un aumento de temperatura de la misma y un decremento en su eficiencia. Otras pérdidas menores se deben al tipo de junta que tiene cada celda y a la recombinación electrónica. En la tabla 17 se puede apreciar la exergía destruida en el transcurso del día. Se observa como en las horas donde hay mayor radiación solar se destruye una mayor cantidad de exergía. Esto debido al calentamiento de los módulos, como se explicó anteriormente. En la figura 50 se muestran los resultados en forma de gráfica.

Tabla 17. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por segunda ley.

Tiempo [hr]	Exergía destruida por módulo [W]	Exergía destruida por el sistema [W]
07:00	3.02	325.83
08:00	27.25	2942.91
09:00	47.60	5141.25
10:00	54.73	5910.75
11:00	52.08	5624.73
12:00	71.72	7745.35
13:00	57.94	6257.70
14:00	63.04	6808.41
15:00	53.48	5776.04
16:00	57.93	6256.80
17:00	49.16	5309.55
18:00	36.01	3889.26
19:00	17.63	1903.81
20:00	1.88	203.37

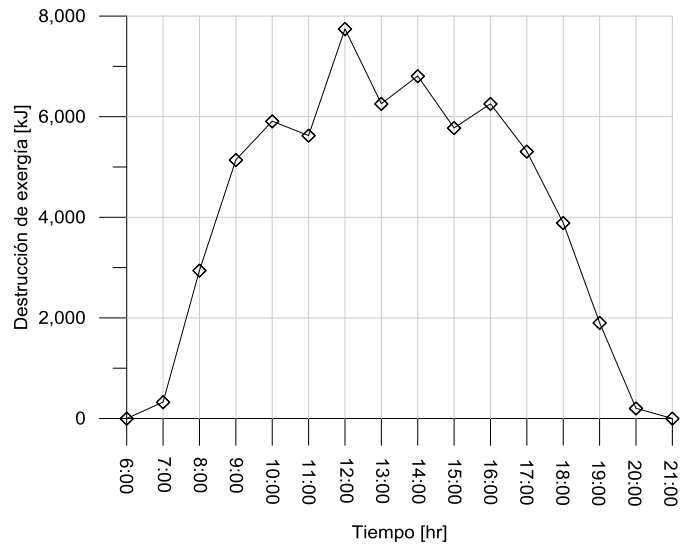


Figura 50. Análisis transitorio del sistema fotovoltaico por segunda ley.

CAPITULO 5 OBTENCION DE DATOS DE OPERACIÓN EXPERIMENTALES

En este capítulo se describe de manera detallada la metodología utilizada para la adquisición de datos experimentales del sistema de estudio. Todos los datos fueron tomados en sitio durante varios días y bajo diferentes condiciones ambientales, logrando con esto obtener información amplia y sólida para el desarrollo del estudio. Estos datos nos sirven para conocer el comportamiento del sistema en tiempo real y conocer las variables externas e internas que afectan el rendimiento del mismo, por ejemplo, la temperatura ambiente. A su vez, se tiene el interés de conocer cómo varía el sistema a través del tiempo. Por otra parte, los datos obtenidos en este capítulo nos servirán posteriormente para validar los modelos desarrollados en el capítulo anterior: se pretende realizar una comparación entre los datos obtenidos experimentalmente y los resultados obtenidos analíticamente.

En la primera sección se describen las fuentes y los equipos utilizados para lograr dicho propósito. Posteriormente se describe la forma y el proceso en que fueron recolectados los datos experimentales y después se muestran los resultados obtenidos de manera gráfica. Finalmente, en la última sección se realiza la validación de los modelos termodinámicos desarrollados en el capítulo 4. Se realizará una comparación entre los resultados obtenidos analíticamente con los resultados experimentales para validar los modelos correspondientes y utilizarlos en el análisis del diseño y operación del sistema.

5.1 Adquisición de datos de operación de los equipos

Para la toma de datos experimentales, se utilizaron diferentes fuentes de información a través de las cuales se realizó una base de datos con los parámetros obtenidos durante el tiempo registrado. Algunos de los datos fueron obtenidos directamente de los equipos instalados y otros utilizando equipos de medición externos. En las siguientes subsecciones se describe el proceso de obtención de datos realizado.

5.1.1 Adquisición de datos internos de la microturbina

La microturbina cuenta con un software interno llamado “Capstone Remote Monitoring System (CRMS)”, el cual controla, monitorea, provee información y automatiza todas las microturbinas manufacturadas por la empresa Capstone [32].

Para la adquisición de datos, la microturbina arroja 191 parámetros que muestran el comportamiento de la microturbina en tiempo real, entre los cuales se encuentran: fecha y hora de control, velocidad de rotación, potencia total generada, temperatura de gases a la salida de la turbina, temperatura del aire a la entrada del compresor, relación aire-combustible, flujo de aire en la cámara de combustión, energía liberada en la combustión, potencia de salida, etc.

5.1.2 Adquisición de datos internos de las máquinas de absorción

Los enfriadores por absorción cuentan con un tablero de control, a través del cual se puede controlar, monitorear, ajustar parámetros y resetear la unidad si es necesario. Durante la operación normal, el display del tablero de control muestra la temperatura del agua de alimentación a la entrada del evaporador, la temperatura del agua de alimentación a la salida

del evaporador y la diferencia de temperaturas en cada lectura [33]. Las temperaturas se muestran en °F.

5.1.3 Adquisición de datos internos del inversor

El inversor cuenta con un software interno llamado “Fronius Solar Access” el cual permite configurar parámetros dentro del inversor, monitorear el sistema y extraer la información del comportamiento de la instalación fotovoltaica para su posterior análisis [34]. El parámetro que arroja el inversor es la cantidad de energía acumulada (kWh) durante todo el año.

5.1.4 Adquisición de datos con dispositivos externos

Los equipos externos a la instalación usados para la adquisición de datos son:

- ***Analizador de calidad de la energía.***

El modelo 3197 manufacturado por la empresa HIOKI, es capaz de analizar cualquier instalación eléctrica de baja y media tensión. Los valores que se pueden obtener a través del analizador son: voltaje, corriente, frecuencia, potencia activa, reactiva y aparente, factor de potencia, armónicos y energía producida.

- ***Medidor de flujo ultrasónico***

Modelo TDS-100H, es un medidor de flujo ultrasónico preciso que se basa en el principio de la abrazadera para medir el tiempo de tránsito de un caudal. Este medidor registra la velocidad de flujo de líquido en una tubería desde el exterior de la tubería mediante un par de transductores ultrasónicos. El caudal se muestra en diferentes unidades: GPM, Lt/min, m³/hr, etc.

- ***Tarjeta de adquisición de datos.***

Se cuenta con una tarjeta de adquisición de datos modelo 2700 de la empresa Keithley, la cual es capaz de tomar una amplia variedad de lecturas de diferentes parámetros, tales como: voltaje, corriente, resistencia, frecuencia y temperatura.

- ***Estación meteorológica***

Los parámetros que se pueden obtener de la estación meteorológica son: Temperatura ambiente, humedad relativa, velocidad del viento, y radiación solar.

El resumen de la información de los equipos disponibles y de la información que se puede obtener a partir de estos se muestra en la Tabla 18.

Tabla 18. Resumen de los parámetros disponibles en los equipos.

Equipo	No	Parámetro (unidades)	Descripción
Microturbina	1	Control date	Fecha actual con la que opera la microturbina
	2	Control time	Hora actual con la que opera la microturbina
	3	Engine speed (rpm)	Velocidad de la microturbina en revoluciones por minuto
	4	Main Gen Power (W)	Potencia total generada
	5	Turbine Exit Temp (°C)	Temperatura a la salida de la turbina
	6	Compressor in Temp (°C)	Temperatura a la entrada del compresor
	7	AFR	Relación aire-combustible
	8	Wair (pph)	Flujo de aire en la cámara de combustión. Valor desplegado en libras por hora.
	9	Ambient Pressure (KPa)	Presión ambiental
	10	Wenergy (Btu/sec)	Cantidad de energía liberada en la combustión
	11	Hours	Número de horas de operación acumuladas
	12	Power Demand (W)	Demanda máxima de potencia
	13	Power Supply Voltage (V)	Voltaje de suministro
	14	Fuel inlet P LP (kPa)	Presión de entrada del combustible
	15	Fuel outlet P LP (kPa)	Presión de salida del combustible
	16	Output Power (W)	Potencia de salida de la microturbina
Máquina de absorción	17	T_e	Temperatura de entrada del agua de alimentación
	18	T_s	Temperatura de salida del agua de alimentación
	19	ΔT	Diferencia de temperaturas
Inversor	20	Kwh	Energía producida
Analizador de calidad de la energía	21	Ave Urms	Voltaje
	22	Ave Irms	Corriente
	23	AveFreq	Frecuencia
	24	AvePsum, AveSsum, AveQsum	Potencia activa, potencia aparente, potencia reactiva
	25	WP	Energía producida
	26	AveUthd	Armónicos
	27	AvePFsum	Factor de potencia
Medidor de flujo ultrasónico	28	Flujo volumétrico (Lt/min)	Velocidad del flujo del líquido (caudal)
Tarjeta de adquisición de datos	29	Voltaje (V)	Voltaje
	30	Corriente (I)	Corriente
	31	Resistencia (Ω)	Resistencia
	32	Frecuencia (Hz)	Frecuencia
	33	Temperatura (°C)	Temperatura
Estación meteorológica	34	T_{amb} (°C)	Temperatura ambiente
	35	Hr (%)	Humedad relativa del aire
	36	Vel. Viento (m/s)	Velocidad del viento
	37	Radiación solar (kWh/m ² -dia)	Radiación solar

5.2 Experimentación

Se realizó la experimentación en campo con el objeto de conocer los siguientes parámetros para el estudio: la potencia y la energía generada por la microturbina, el coeficiente de operación COP de cada enfriador, y la potencia y energía generada por el sistema fotovoltaico. En el caso de la microturbina, se utilizaron dos fuentes distintas para la adquisición de datos: el software propio de esta y el analizador de calidad de la energía. Se obtuvieron directamente los valores de la potencia y la energía generada en intervalos de 5 minutos durante una semana típica de invierno. Además, con el fin de conocer el comportamiento de la eficiencia durante el día y su variación con la temperatura ambiente, se obtuvo la energía neta suministrada por el combustible. Una vez obtenido esta última, se utilizó la ecuación de eficiencia del ciclo Brayton (ecuación 23) y se graficaron los resultados correspondientes. En la figura 51 se aprecia el display del software Capstone CRMS y en la Figura 52 se muestra el proceso de medición en la microturbina.

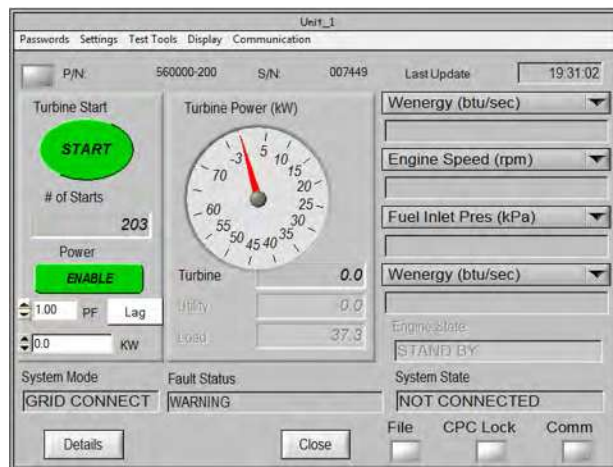


Figura 51. Software interno de la microturbina.



Figura 52. Medición en microturbina

Para los enfriadores de absorción se realizó un procedimiento diferente. Con el fin de conocer el calor de entrada a los enfriadores, se tomó la temperatura y el flujo másico de los gases de escape provenientes de la microturbina (ver Figura 53). La temperatura se registró utilizando una tarjeta de adquisición de datos a la cual se le acoplaron termopares tipo J para cada dispositivo. Por otra parte, con el fin de conocer el calor de salida de los enfriadores, se utilizó el medidor de flujo ultrasónico para conocer el gasto del agua de alimentación y se tomó lectura de la temperatura en el display de cada enfriador por intervalos de 5 minutos. Una vez obtenidos el calor de entrada y de salida, se calculó el coeficiente de operación para un día de operación y su variación con la potencia generada por la microturbina. Las imágenes de la Figura 54 corresponden al procedimiento realizado en las mediciones.

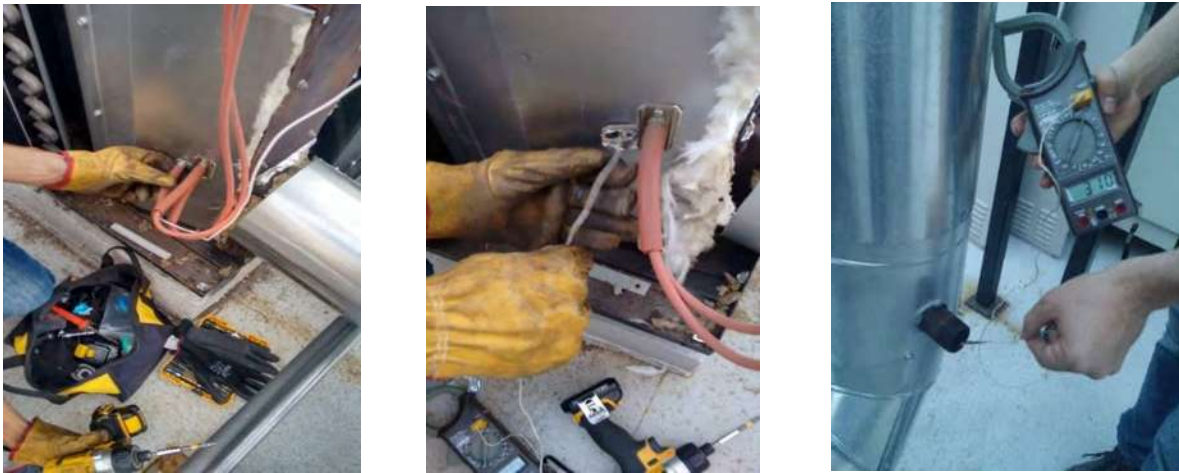


Figura 53. Medición en enfriadores (temperatura de los gases de escape).



Figura 54. Medición en los enfriadores (flujo másico del agua de alimentación).

Finalmente, al igual que la microturbina, en el sistema fotovoltaico se utilizaron dos fuentes de adquisición de datos distintas: el software interno del inversor y el medidor de calidad de la energía. Se obtuvo la potencia y la energía generada para un día típico de invierno, tomando muestras cada 5 minutos a lo largo del día. En la Figura 55 se muestra el display del software Fronius Solar Access y en la Figura 56 el procedimiento de medición respectivo.

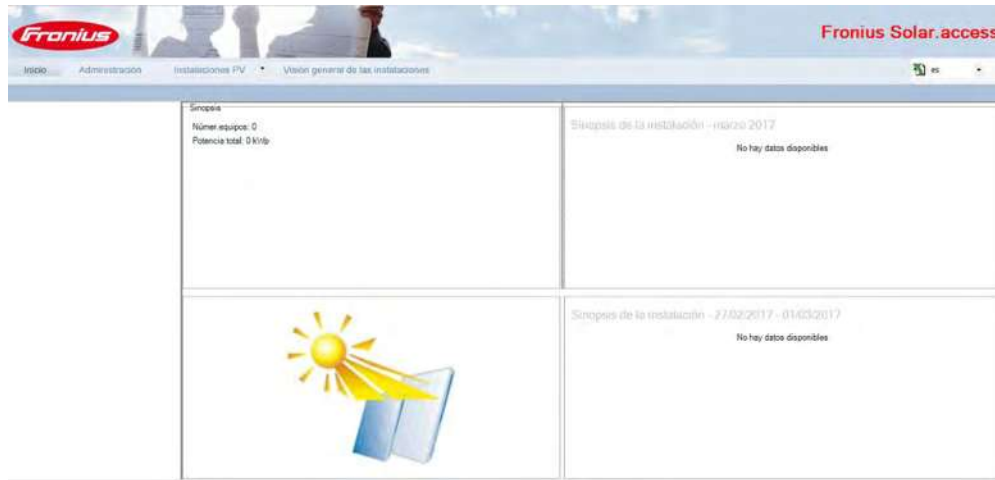


Figura 55. Software interno del inversor.



Figura 56. Medición en el sistema fotovoltaico.

5.3 Carga eléctrica del centro comercial

La demanda eléctrica del centro comercial se obtuvo directamente de mediciones realizadas en el centro comercial por parte de la empresa suministradora de energía eléctrica (CFE). Estos datos fueron facilitados por el personal a cargo del mantenimiento eléctrico de plaza las américas para fines del estudio. La Figura 57 indica la variación de la demanda eléctrica a lo largo del día. Cabe señalar que se tiene un comportamiento muy similar para el resto del año. Se puede observar que alrededor de las 10:30 hrs. se presenta un pico de poco más de 120 kW, el cual representa un consumo considerable de energía. Esto se debe al encendido del sistema HVAC, los motores eléctricos de las escaleras y elevadores, así como la iluminación de los establecimientos al interior del centro comercial. Una vez encendidos estos equipos, la demanda incrementa gradualmente hasta las 18:30 hrs., hora en que empieza la mayor recurrencia de gente en la plaza y por consecuencia la hora del consumo máximo de potencia, alcanzando un valor pico de 149.9 kW consumidos por poco más de dos horas. Finalmente, cerca de las 21:00 hrs, los establecimientos empiezan a cerrar sus puertas a los clientes y el consumo eléctrico disminuye rápidamente, hasta mantenerse por debajo de los 40 kW.

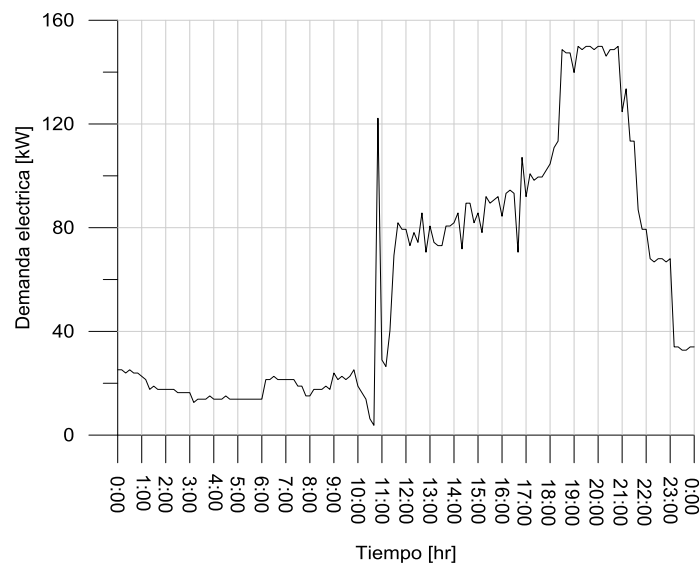


Figura 57. Consumo eléctrico del centro comercial.

5.4 Carga térmica del centro comercial

A comparación de la demanda eléctrica, la cual fue obtenida a partir de mediciones en sitio, se presenta un mayor grado de dificultad a la hora de obtener un registro que permita definir la carga térmica del centro comercial en estudio. Esto se debe a que existen una gran cantidad de variables que requieren un mayor grado de atención y estudio para lograr el propósito: por el lado del edificio, se deben conocer con el mayor detalle posible la ubicación del edificio, orientación, sombreado externo, materiales de construcción, tamaño, etc. que generalmente se obtienen de los planos y especificaciones. Además, es necesario conocer los períodos de operación de la iluminación, nivel de ocupación, equipo interno instalado, etc., que contribuyen a la ganancia térmica interna. En cuanto a las condiciones climáticas, se requiere

conocer condiciones exteriores e interiores de diseño, datos climatológicos como la temperatura de bulbo seco, la humedad relativa, entre otros factores [5].

Debido al alcance de este trabajo, se desarrolló una metodología en la cual fue posible estimar la demanda térmica que se requiere a lo largo de un año y poder así usar estos datos posteriormente. El proceso fue el siguiente:

En acercamientos logrados con el personal responsable de la operación y mantenimiento del centro comercial, se obtuvieron datos precisos de la capacidad instalada y patrones de uso del sistema convencional de acondicionamiento de aire con los que se trabaja día tras día. Se sabe que en la cuarta etapa del centro comercial (el sitio de estudio) existe una instalación con una capacidad de 167.4 TR para cubrir la demanda de aire acondicionado. Esta instalación cuenta con diversos equipos (chillers, ventiladores, torres de enfriamiento, bombas, etc.) los cuales trabajan con energía eléctrica que es comprada a la empresa responsable del suministro eléctrico.

Otro dato importante es el patrón de uso del equipo. Se tomará en cuenta que el equipo trabaja 11.5 horas diarias es decir, de 10:30 a.m. a 10:00 p.m., representando así un escenario de máximo consumo posible. Además, se obtuvo el dato de que el equipo trabaja con un porcentaje de operación máximo del 33.3% debido a la estrategia de operación del centro comercial. Esto representa una capacidad de enfriamiento de 69.5 TR (244.42 kWt) consumiendo 38.9 kW eléctricos por los compresores, con un COP de 5.36. En la Figura 58 se visualiza en forma gráfica la variación de la demanda térmica a lo largo del día.

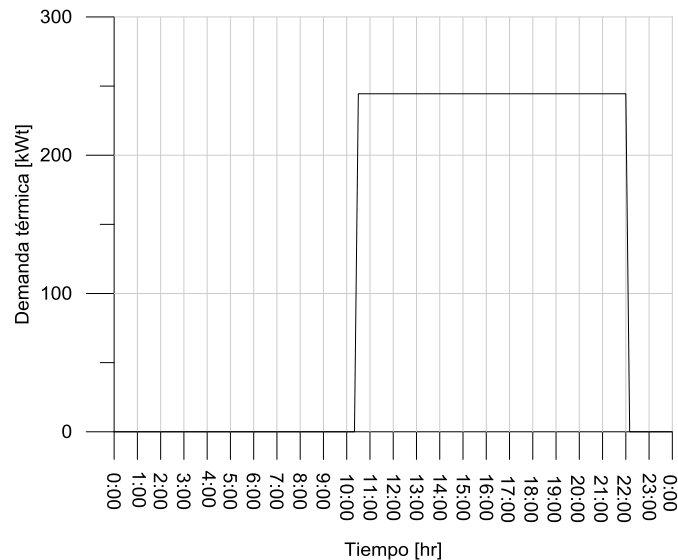


Figura 58. Consumo térmico del centro comercial.

5.5 Resultados experimentales

Microturbina. Los resultados en la Figura 59 muestran la variación de la potencia eléctrica del ciclo Brayton con respecto a la temperatura ambiente. Se puede apreciar claramente el decremento de la potencia al incrementarse la temperatura ambiente. Esto se debe principalmente a que al aumentar la temperatura, el aire aumenta su densidad y se expande, y por lo tanto el compresor requiere mayor trabajo para realizar su propósito, aumentando así el trabajo de compresión y disminuyendo el trabajo neto del ciclo.

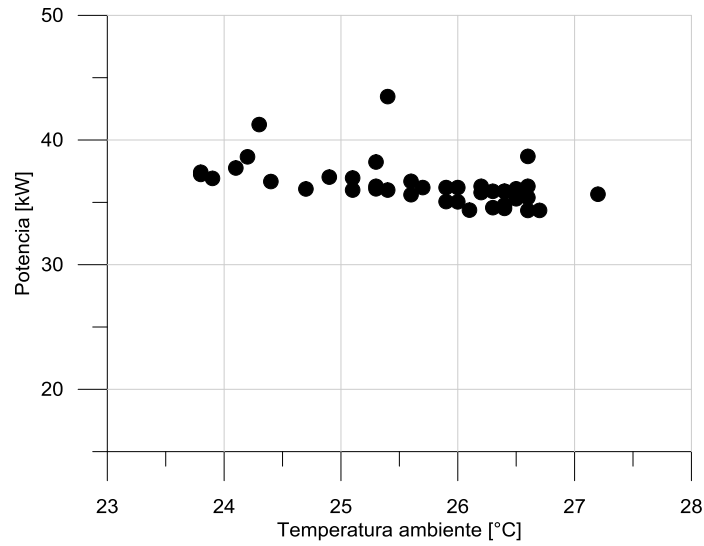


Figura 59. Variación de la potencia con la temperatura ambiente (microturbina).

De la misma manera, los efectos del aumento de la densidad del aire que entra en el compresor se ven reflejados en la eficiencia eléctrica, ya que al disminuir el trabajo neto del ciclo y puesto que el calor de entrada permanece constante, la eficiencia eléctrica del ciclo disminuye, como se aprecia en la Figura 60.

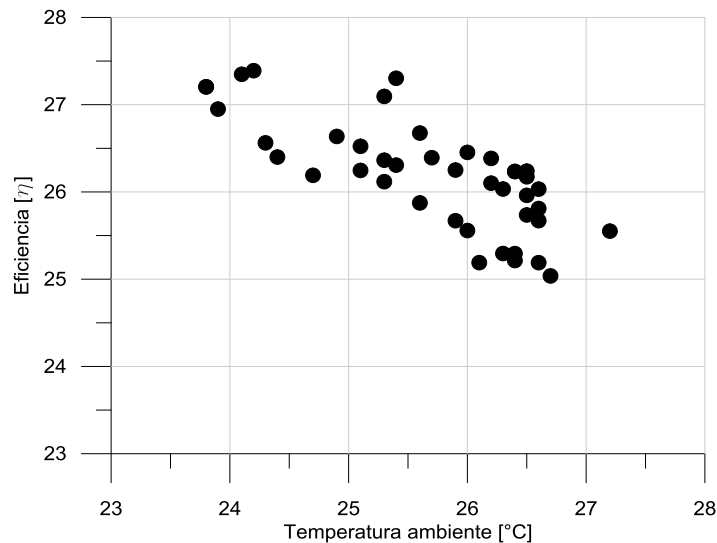


Figura 60. Variación de la eficiencia con la temperatura ambiente (microturbina).

Enfriadores de absorción. Puesto que se trata de una planta experimental, es necesario resaltar que los enfriadores de absorción por sí solos no son capaces de contrarrestar la carga térmica del centro comercial, es por eso que al apagar el sistema HVAC y poner en marcha los tres enfriadores de absorción, la temperatura del agua a la salida de estos últimos aumenta con el paso del tiempo (contrario a lo que se esperaría) como se aprecia en la Figura 61.

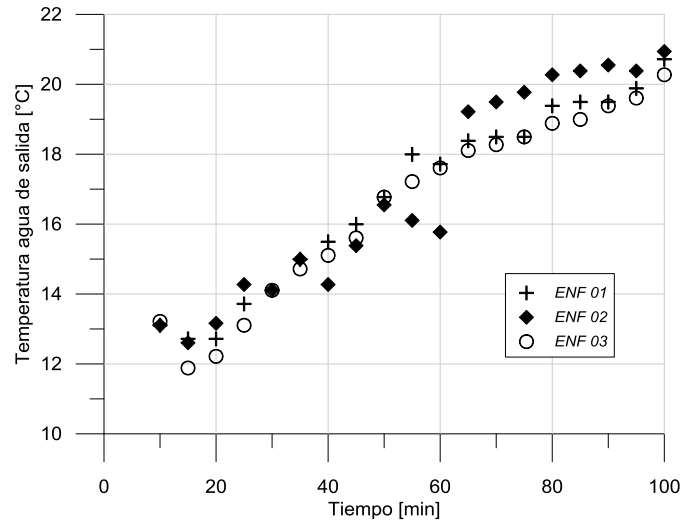


Figura 61. Variación de la temperatura del agua de salida con el tiempo.

A su vez, la capacidad de enfriamiento de los tres enfriadores se mantiene uniforme a lo largo del tiempo (Figura 62). Se pueden observar algunos puntos dispersos en la gráfica: los más bajos representan el arranque de los enfriadores y en el enfriador 02 algunos puntos se salen de la tendencia, debido al arreglo de la tubería, el cual permite que los gases de escape lleguen de manera más directa a este. Sin embargo, se tiene el interés de estudiar el comportamiento una vez alcanzado el estado estable, el cual se destaca siguiendo una tendencia con valores entre 12 y 14 kW de potencia térmica durante su operación.

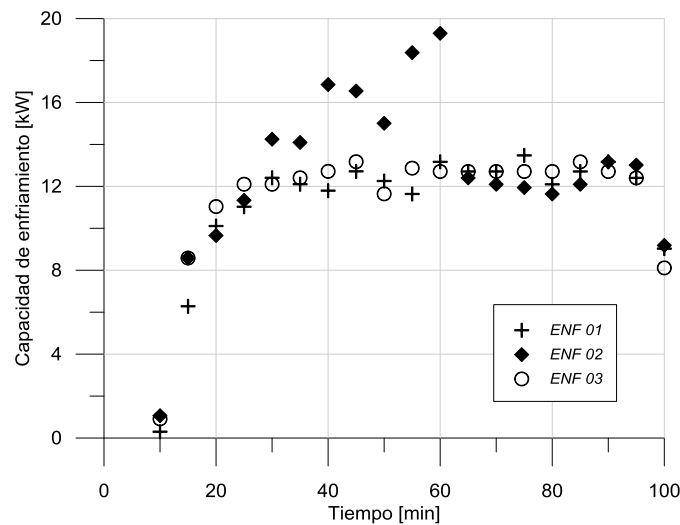


Figura 62. Variación de la capacidad de enfriamiento con el tiempo.

El coeficiente de operación presenta un comportamiento muy similar al de la capacidad de enfriamiento a través del tiempo. En la Figura 63 se observa como varía el COP desde el momento del arranque y como este va aumentando hasta mantenerse en un rango de 0.33 a 0.38 una vez que alcanza el estado estable.

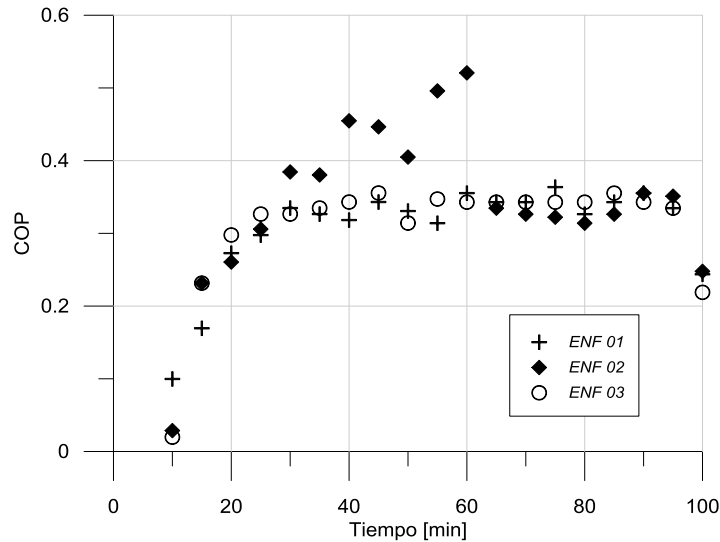


Figura 63. Variación del COP con el tiempo.

La Figura 64 muestra como la temperatura del agua de salida disminuye cuando se incrementa la temperatura del ambiente. Cabe señalar que esta grafica no muestra el comportamiento esperado de un enfriador de agua típico, puesto que también se ve afectado por la carga térmica del centro comercial, la cual es superior a la que los enfriadores pueden cubrir. Es por eso que en el momento del arranque, el cual se visualiza a los 26.6 °C, la temperatura del agua está en el orden de los 12 °C y después de un tiempo de operarse alcanza los 20.5 °C, contrario a lo que se esperaría.

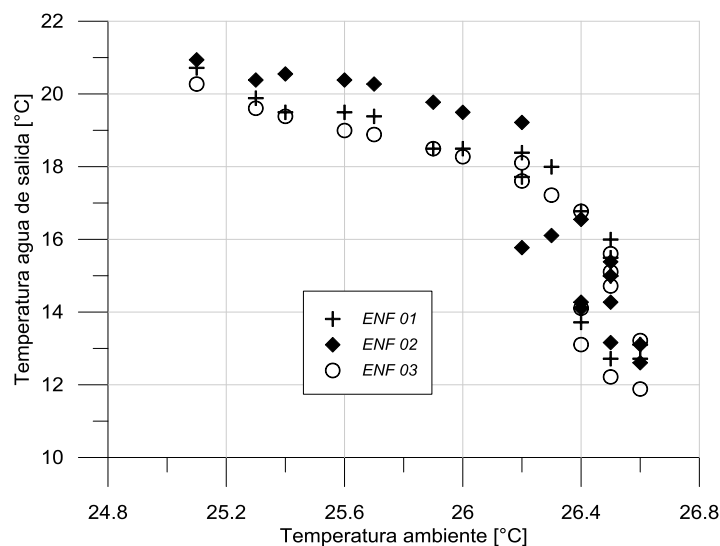


Figura 64. Variación de la temperatura del agua de salida con la temperatura ambiente.

La variación de la capacidad de enfriamiento en función de la temperatura ambiente se representa en la Figura 65. Al igual que en las figuras anteriores se pueden observar algunos puntos aislados, debido al arranque de los equipos y al efecto del arreglo de la tubería. No obstante, la tendencia muestra un decremento de la capacidad de enfriamiento al incrementarse la temperatura del ambiente, lo cual coincide con el comportamiento de sistemas similares estudiados en la literatura [22].

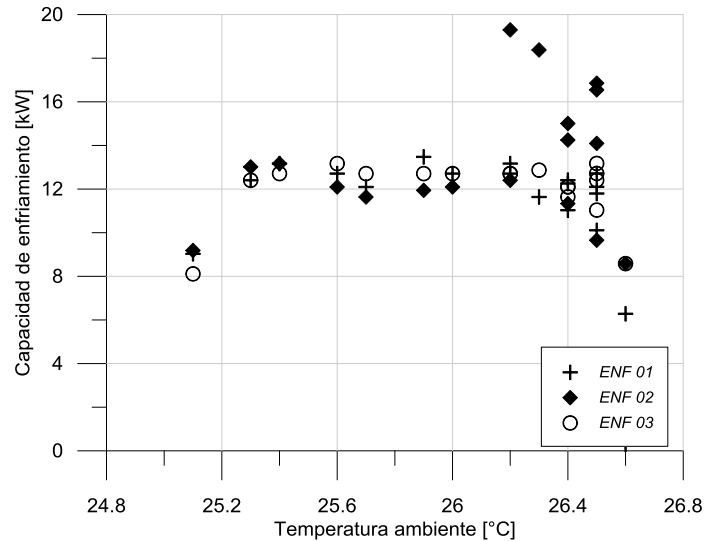


Figura 65. Variación de la capacidad de enfriamiento con la temperatura ambiente.

A su vez, el COP sigue la misma tendencia que la capacidad de enfriamiento con respecto a la temperatura ambiente. Se observa como al incrementarse esta última, el COP disminuye significativamente, pasando de 0.35 a 0.30 con un incremento de 1.5 °C en la temperatura del ambiente (ver Figura 66).

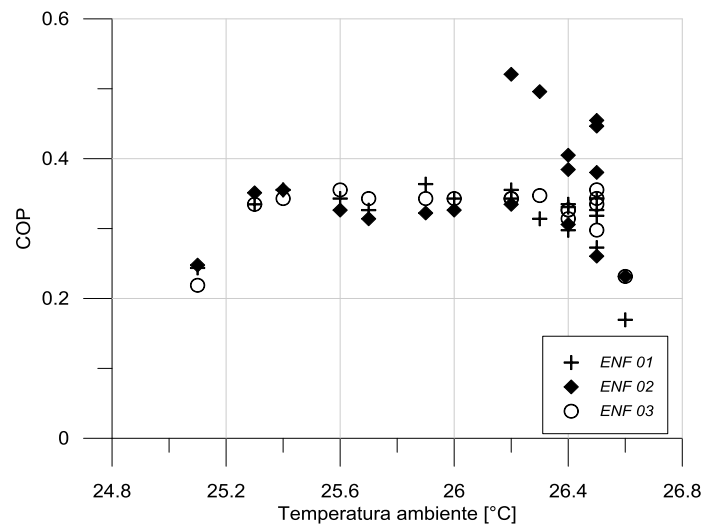


Figura 66. Variación del COP con la temperatura ambiente.

La Figura 67 muestra la variación de la capacidad de enfriamiento en función de la temperatura del agua de salida. Se muestra como el incremento de la temperatura del agua de salida mejora la capacidad de enfriamiento de los enfriadores.

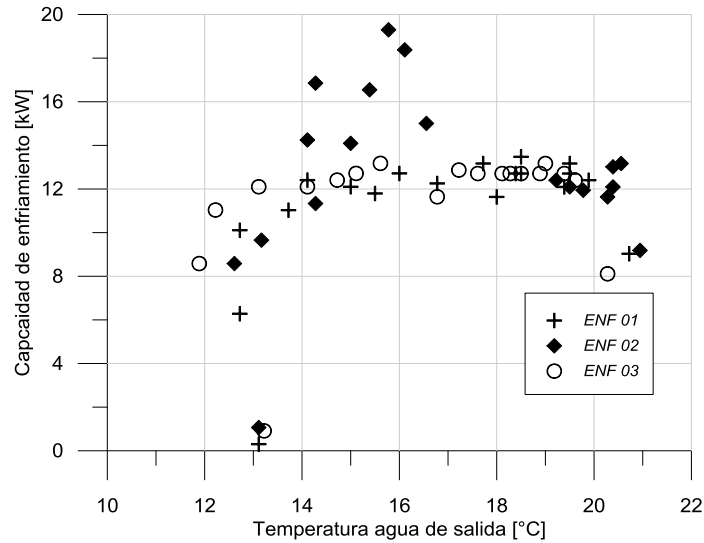


Figura 67. Variación de capacidad de enfriamiento con la temperatura del agua de salida.

De la misma manera, en la Figura 68 se observa como el COP es mejorado cuando la temperatura del agua de salida aumenta, pasando de 0.25 a 0.35 en un gradiente de temperatura de 7 °C.

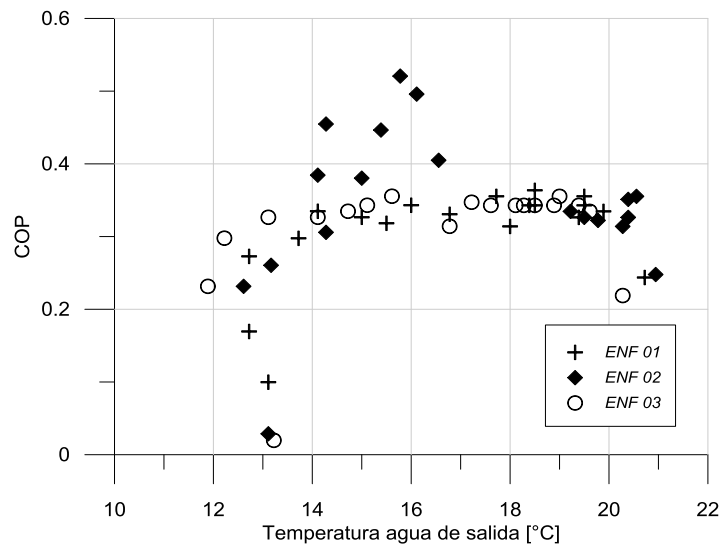


Figura 68. Variación del COP con la temperatura del agua de salida.

Sistema fotovoltaico. La Figura 69 muestra el comportamiento del sistema fotovoltaico a través de un día típico de verano. La potencia máxima alcanzada es de 26.3 kW, teniendo alrededor de 12 horas de sol y cerca de 6 horas de potencia por arriba de los 20 kW, lo cual es muy favorable para el centro comercial. Se pueden observar puntos dispersos de la línea de tendencia, esto debido a la presencia de nubes en el sitio.

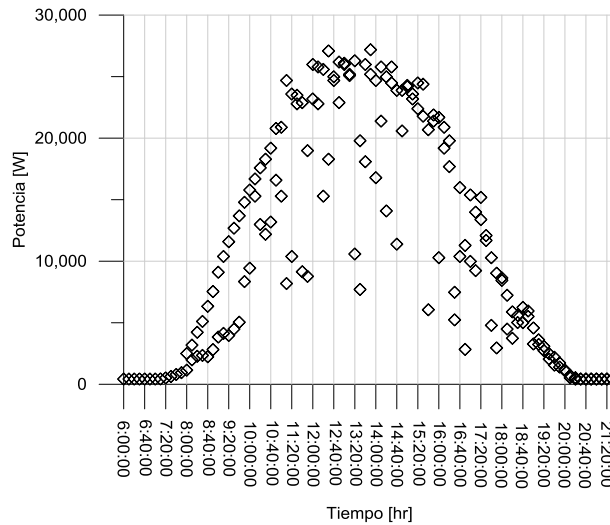


Figura 69. Variación de la potencia del sistema fotovoltaico a través del día (verano).

Por otra parte, en la Figura 70 se muestra el comportamiento del sistema en un día típico de invierno. Se tienen poco más de 10 horas de sol (dos horas menos que en verano) y cerca de 5 horas de producción por arriba de los 20 kW, alcanzando un pico de producción máxima de 27.9 kW. Con este resultado se visualiza el efecto de la temperatura sobre los módulos fotovoltaicos: a pesar de que en verano se cuenta con una mayor radiación solar, la producción de potencia es mayor en invierno, puesto que la temperatura ambiente es menor y mantiene más fríos a los módulos, alcanzado así un mayor producción de potencia.

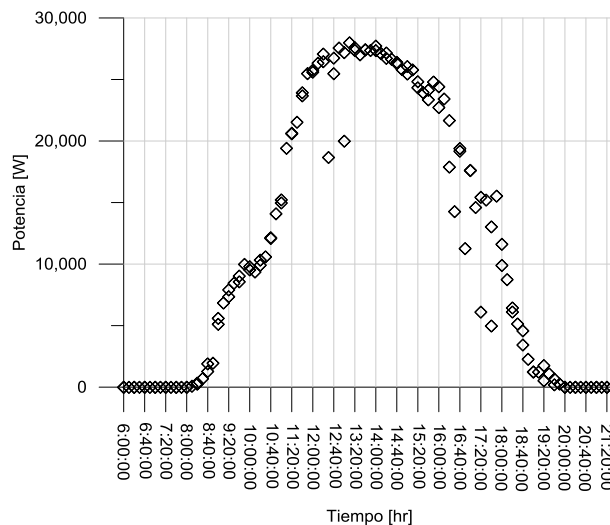


Figura 70. Variación de la potencia del sistema fotovoltaico a través del día (invierno).

Validación del modelo

Microturbina. La Figura 71 muestra el comportamiento experimental comparado con los resultados obtenidos analíticamente. Se observa como en ambos casos la potencia producida por la microturbina disminuye al aumentar la temperatura ambiente. Los resultados analíticos muestran una menor disminución de la potencia con la temperatura ambiente debido a que el modelo fue construido utilizando el modelo del gas ideal y no se toman en cuenta los efectos de la humedad en el ambiente ni el efecto que tiene la altura sobre el nivel del mar (presión atmosférica) en el ciclo.

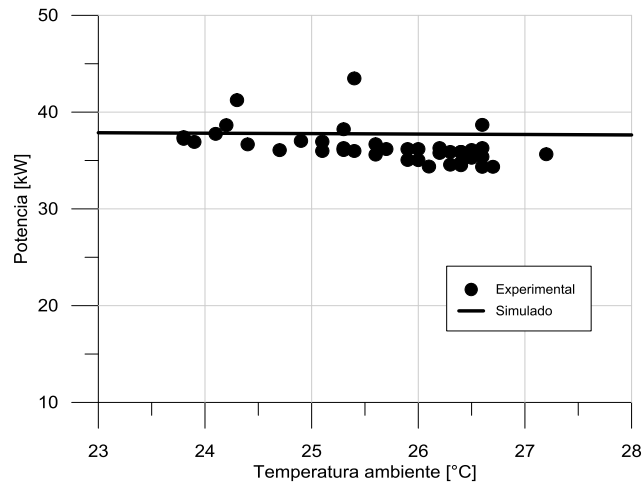


Figura 71. Validación microturbina (Potencia vs T_{amb}).

La eficiencia eléctrica del ciclo y su variación con la temperatura ambiente se muestra en la Figura 72. Al igual que la potencia, la eficiencia eléctrica desciende al aumentar la temperatura ambiente. El modelo refleja una menor pendiente debido al uso del modelo del gas ideal. Sin embargo los resultados muestran un comportamiento con valores muy semejantes entre sí, los cuales se pueden observar en la Tabla 19.

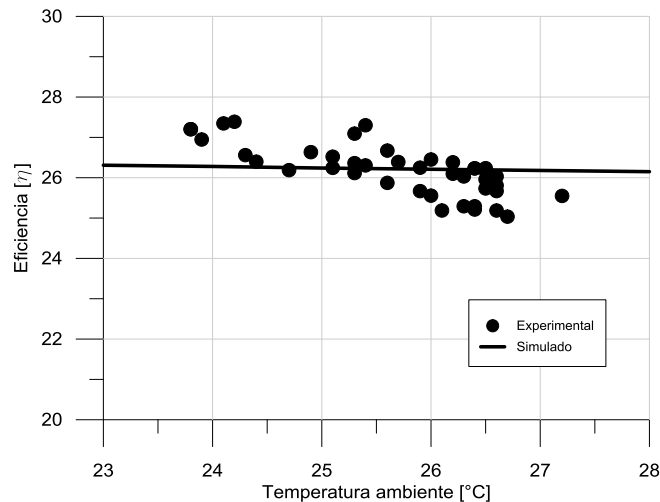


Figura 72. Validación microturbina (Eficiencia vs T_{amb}).

Enfriadores de absorción. En el caso de los enfriadores, el COP desciende cuando la temperatura ambiente aumenta. Este es el comportamiento que se presenta en los resultados experimentales así como en los calculados. Sin embargo, en la simulación el COP se encuentra por encima del COP experimental debido a los valores UA de los intercambiadores de calor fijados en los modelos. En la Figura 73 se muestran los resultados para ambos casos.

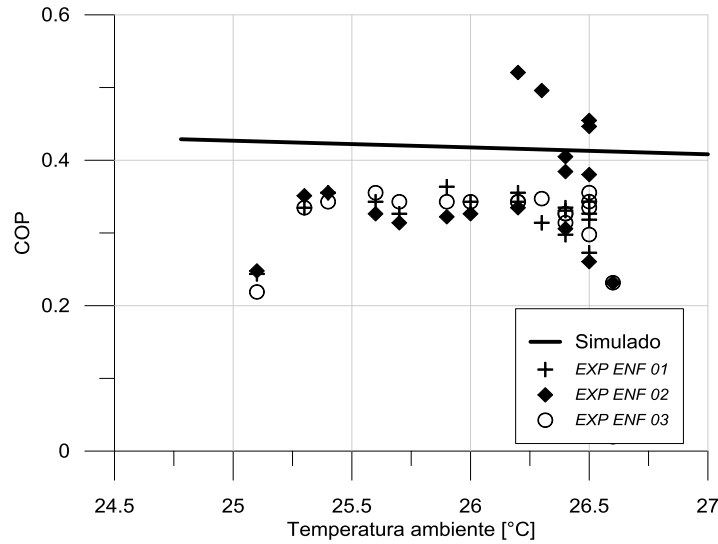


Figura 73. Validación enfriadores de absorción (COP vs T_{amb}).

Para la capacidad de enfriamiento, se observa una disminución de esta con el aumento de la temperatura ambiente (ver Figura 74). La disminución de la capacidad de enfriamiento del resultado analítico es, sin embargo muy inferior en comparación con los resultados experimentales. Esto se debe principalmente a que en el modelo se mantuvo fijo el producto, por lo que no permite una variación significativa para esta variable.

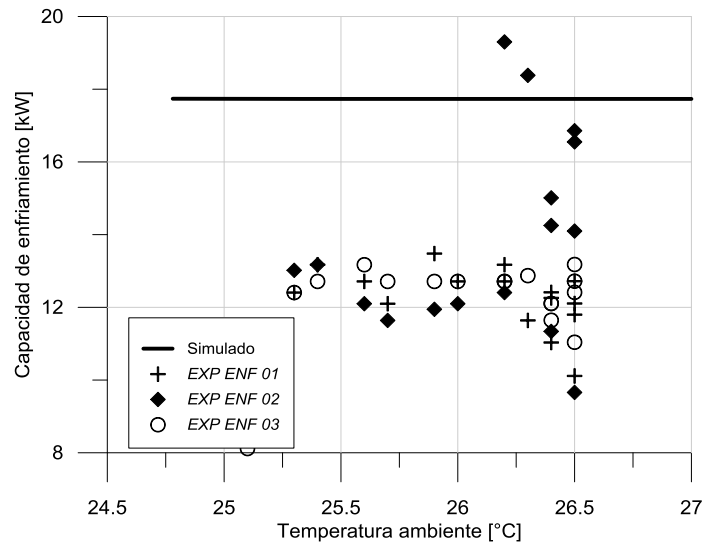


Figura 74. Validación enfriadores de absorción (Capacidad de enfriamiento vs T_{amb}).

Sistema fotovoltaico. Los resultados referentes al sistema fotovoltaico reflejan un comportamiento muy similar entre ambos casos (simulado y experimental). Se observa como existe un pequeño desfase de tiempo en los resultados analíticos debido a que el modelo utilizado para el cálculo de la radiación solar se basa en relaciones de geometría esférica, las cuales fijan como referencia el centro del sol para sus cálculos. Esto significa que para el modelo, la salida y la puesta del sol se llevan a cabo cuando el centro del sol está en el horizonte, mientras que los datos experimentales aun reciben la radiación del sol hasta que este desaparece totalmente en el horizonte. Otra variación importante es la presencia de nubes en el cielo, las cuales no son tomadas en cuenta por el modelo utilizado, razón por la cual no se presentan puntos dispersos en su curva. Las Figuras 75 y 76 muestran el comportamiento para un día típico de verano y uno de invierno, respectivamente, teniendo valores muy similares en su comportamiento a través del tiempo.

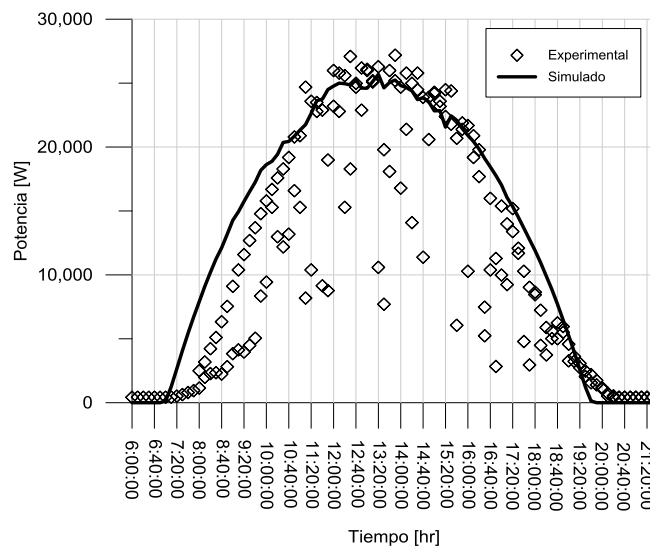


Figura 75. Validación sistema fotovoltaico verano (Potencia vs Tiempo).

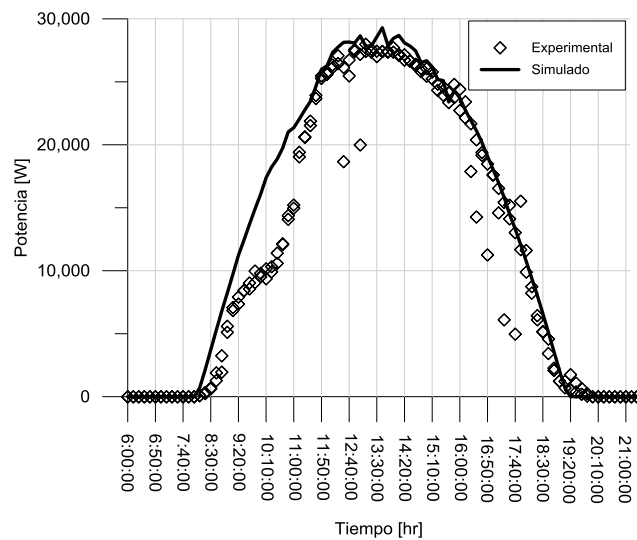


Figura 76. Validación sistema fotovoltaico invierno (Potencia vs Tiempo).

Los parámetros más importantes de cada sistema son comparados usando los valores numéricos para el caso experimental y el calculado (Tabla 19). Además, se muestra el porcentaje de desviación entre los resultados para cada parámetro. En la microturbina, se tomó en cuenta la potencia neta producida y la eficiencia eléctrica; ambos valores presentan un porcentaje de desviación menor al 5%, lo cual nos indica que el modelo es confiable. En el caso de los enfriadores de absorción, se utilizó la capacidad de enfriamiento y el COP; el primero presenta un porcentaje de desviación del 8%, el cual es un valor que podría llamar la atención e indicar una posible oportunidad de mejora en el modelo, sin embargo, como se explicó en los resultados anteriormente, esto se debe a la naturaleza del modelo al mantener el producto de salida fijo (en este caso la capacidad de enfriamiento), por lo que se tomará como un resultado favorable para el posterior análisis. El COP presenta un buen porcentaje de desviación (4.09%). De la misma manera, el sistema fotovoltaico tiene buenos resultados, con valores de -2.35% y 4.64% para el caso de la potencia en verano e invierno, respectivamente. Se concluye que los modelos son confiables para el análisis del diseño y operación del sistema que se llevará a cabo en el siguiente capítulo.

Tabla 19. Comparación entre resultados experimentales y calculados.

Equipo	Parámetro	Experimental	Calculado	% Desviación
MTG	Potencia [kW]	36.2	37.73	4.2265
	Eficiencia eléctrica [%]	26.5	26.21	-1.0943
ENF	Capacidad de enfriamiento [kW]	16.38	17.7	8.0586
	COP [-]	0.41	0.4268	4.0976
FV	Potencia máxima en verano [kW]	26,300	25,679.75	-2.3584
	Potencia máxima en invierno [kW]	27,995	29295.72	4.6463

CAPITULO 6 APLICACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS

Una vez validados los modelos desarrollados, se procede al análisis del diseño y la operación del sistema híbrido. Para realizar esta tarea, se realiza la integración del sistema a través de los modelos y se lleva a cabo una simulación con el objeto de predecir su comportamiento para las condiciones deseadas. Los resultados obtenidos serán analizados desde dos ángulos diferentes: en la primera parte se analizará el diseño del sistema a través de la eficiencia por primera ley, la eficiencia por segunda ley y la exergía destruida en cada componente del mismo, mientras que en la segunda parte se analizará la operación del mismo proponiendo un esquema de operación en el que se aprovechen al máximo los recursos producidos por el sistema.

6.1 Análisis del diseño del sistema

La Tabla 20 muestra los resultados obtenidos al realizar la integración del sistema. Se muestran la temperatura, presión, entalpía, entropía, flujo másico, fracción de masa y la exergía para cada estado del sistema. Se tomó como estado muerto (Estado 0) la temperatura de 25 °C y 101.3 kPa. Los estados 6 y 7 son de especial interés para el análisis del diseño

Tabla 20. Estados termodinámicos del sistema integrado.

Estado	T [K]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	m [kg/s]	x [% NH ₃]	e [kW]
0	298.1	101.3	298.5	5.696	-	-	-
1	306.9	101.3	307.4	5.725	0.3798	-	0.04405
2	455.9	354.6	458.2	5.765	0.3798	-	52.75
3	1125	354.6	1190	6.743	0.3829	-	221.9
4	908	101.3	942.2	6.858	0.3829	-	113.8
5	799	354.6	821.2	6.357	0.3798	-	123.7
6	576	101.3	582.2	6.366	0.3829	-	32.09
7	472.2	101.3	474.8	6.161	0.3829	-	14.41
8	313.1	458	-60.53	0.4398	0.07476	0.4806	693.4
9	313.2	1538	-59.21	0.4398	0.07476	0.4806	693.5
10	334.6	1538	37.11	0.7372	0.07476	0.4806	700.1
11	346.8	1538	92.84	0.9008	0.07476	0.4806	704
12	388.1	1538	1589	4.996	0.01959	0.9229	383
13	349.2	1538	108.3	0.9373	0.00287	0.5323	30
14	388.1	1538	304.4	1.445	0.05804	0.3338	389.7
15	353.4	458	304.4	1.475	0.05804	0.3338	389.6
16	343.3	458	458.8	2.02	0.07476	0.4806	729.2
17	349.2	1538	1413	4.534	0.01672	0.99	346.3
18	313.1	1538	183.6	0.6643	0.01672	0.99	327.4
19	313.1	1536	183.6	0.6643	0.01672	0.99	327.4
20	289.7	1536	70.44	0.2887	0.01672	0.99	325.7
21	275.2	458	70.44	0.3	0.01672	0.99	325.6
22	277.1	458	1131	4.131	0.01672	0.99	341.8
23	284.8	458	1244	4.534	0.01672	0.99	343.5

pues en ellos se ve reflejada la integración del sistema: en el estado 6 se cuantifica la exergía que entra a los enfriadores, alcanzado un valor de 32.09 kW, mientras que en el estado 7 se aprecia que 14.41 kW de exergía salen de los enfriadores y se disipan en el ambiente.

Como parte del análisis por segunda ley, en la Tabla 21 se muestra la distribución de la exergía por unidad de tiempo que se presenta en la microturbina. El aporte total de exergía proviene del combustible (gas LP), el cual entrega 134.6 kW de energía disponible al sistema. La exergía extraída del sistema a través de la potencia producida en la microturbina es de 37.78 kW, representando el 28.07 % del total aportado. A su vez, los gases de escape llevan consigo una exergía de 32.1 kW, la cual es entregada a las enfriadores de absorción para la producción de agua fría. Las irreversibilidades presentes en el sistema también son contabilizadas en el análisis. Como se esperaba, en la cámara de combustión se destruye la mayor cantidad de exergía, alcanzando un valor de 36.3 kW, cantidad que representa el 26.97 % de la exergía total aportada. Las principales irreversibilidades en este componente se deben a la reacción química desarrollada en el proceso de combustión, en la cual se lleva a cabo un intercambio incontrolado de electrones entre los componentes reactivos y también a la transferencia irreversible de energía térmica entre los gases calientes de la combustión y el aire que se encuentra dentro de la propia cámara. Por otra parte, en la turbina se destruyen 13.1 kW debido principalmente a la expansión espontánea de los gases de combustión hasta una presión de descarga más baja. En tercer lugar se encuentra el regenerador, el cual presenta 10.75 kW de exergía destruida. Las irreversibilidades en este componente están asociadas con el rozamiento de los fluidos y la transferencia de calor entre las corrientes. La diferencia de temperaturas entre ambas corrientes es un indicador de esta irreversibilidad. El compresor ocupa el cuarto puesto, destruyendo 4.57 kW de exergía como consecuencia de los efectos del rozamiento en el fluido y al rozamiento entre las partes mecánicas en movimiento. Sin embargo, estas pérdidas son menos significativas que las asociadas a una diferencia finita de temperaturas, es por eso que solo representan 3.4% del total de la exergía aportada al sistema.

Tabla 21. Distribución de la exergía en la microturbina.

		[kW]	[%]
Aporte neto de exergía	Combustible	134.6	100
Exergía obtenida	Potencia neta producida	37.78	28.07
Exergía perdida	Gases de combustión	32.1	23.85
Exergía destruida	Cámara de combustión	36.3	26.97
	Turbina	13.1	9.73
	Regenerador	10.75	7.99
	Compresor	4.57	3.40

Los porcentajes de la exergía destruida en cada componente son representados en forma gráfica en la Figura 77.

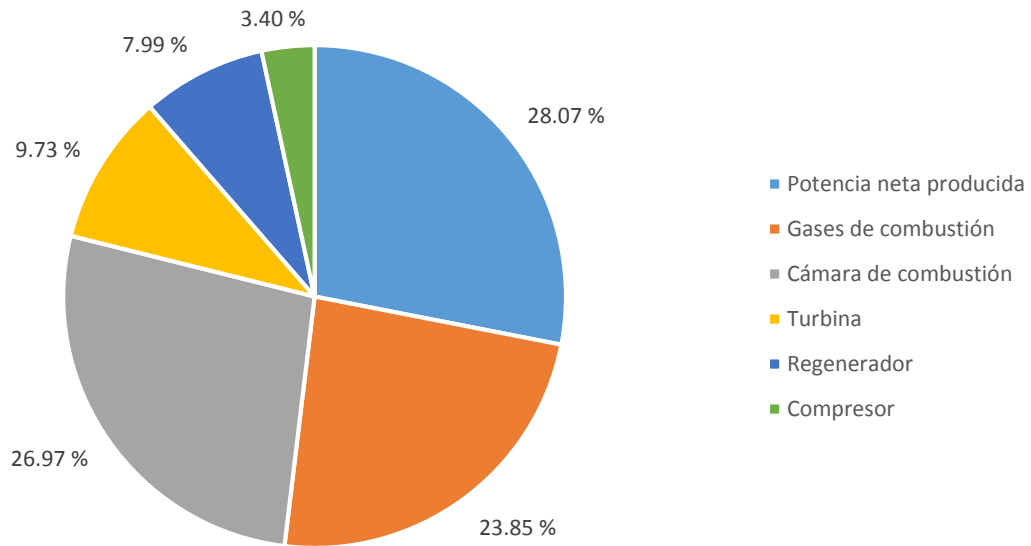


Figura 77. Distribución de la exergía en microturbina.

En los enfriadores de absorción también ocurren una serie de irreversibilidades que son contabilizadas en el balance de exergía. Sin embargo, éstas representan un porcentaje menor en comparación a las irreversibilidades presentes en los componentes internos de la microturbina. El generador es el componente en el que ocurren las mayores irreversibilidades debido a su función como intercambiador de calor. No obstante, puesto que no se maneja un gradiente de temperaturas muy elevado, se tiene un valor de 0.1502 kW destruidos en el interior del mismo, representando el 0.46% del total. En el absorbedor de aire y en el condensador, las mayores fuentes de irreversibilidad se asocian a la diferencia de temperaturas entre los flujos de aire atmosférico y el refrigerante, teniendo valores de 0.1469 y 0.023 kW respectivamente. Puesto que en el rectificador y en el absorbedor de solución se lleva a cabo una interacción física entre el refrigerante y el absorbente, las irreversibilidades en estos dispositivos tiene lugar debido a la mezcla espontánea de sustancias con diferente composición o estado, además de la transferencia de calor y el rozamiento entre los fluidos, alcanzando valores de 0.0716 y 0.0449 kW respectivamente. Las pérdidas en el subenfriador, evaporador y la bomba de solución son evidentemente menores a las anteriores y representan alrededor del 0.09 % del total aportado al sistema. La Tabla 22 muestra la distribución de la exergía en los enfriadores y en la Figura 78 se muestran los porcentajes de la exergía en forma gráfica.

Tabla 22. Distribución de la exergía en los enfriadores de absorción.

		[kW]	[%]
Aporte neto de exergía	Gases de combustión provenientes de la microturbina	32.1	100
Exergía obtenida	Capacidad de enfriamiento	17.1	53.27
Exergía perdida	Gases de combustión a la salida del generador	14.41	44.89
Exergía destruida	Generador	0.1502	0.4679
	Absorbedor de aire	0.1469	0.4576
	Rectificador	0.07165	0.2232
	Absorbedor de solución	0.04495	0.1400
	Válvula No. 3	0.04385	0.1366
	Condensador	0.02318	0.0722
	Subenfriador	0.01148	0.0358
	Válvula No. 2	0.004712	0.0147
	Evaporador	0.001936	0.0060
	Bomba de solución	5.86E-07	1.82617E-06
Válvula No. 1	4.16E-07	1.29564E-06	

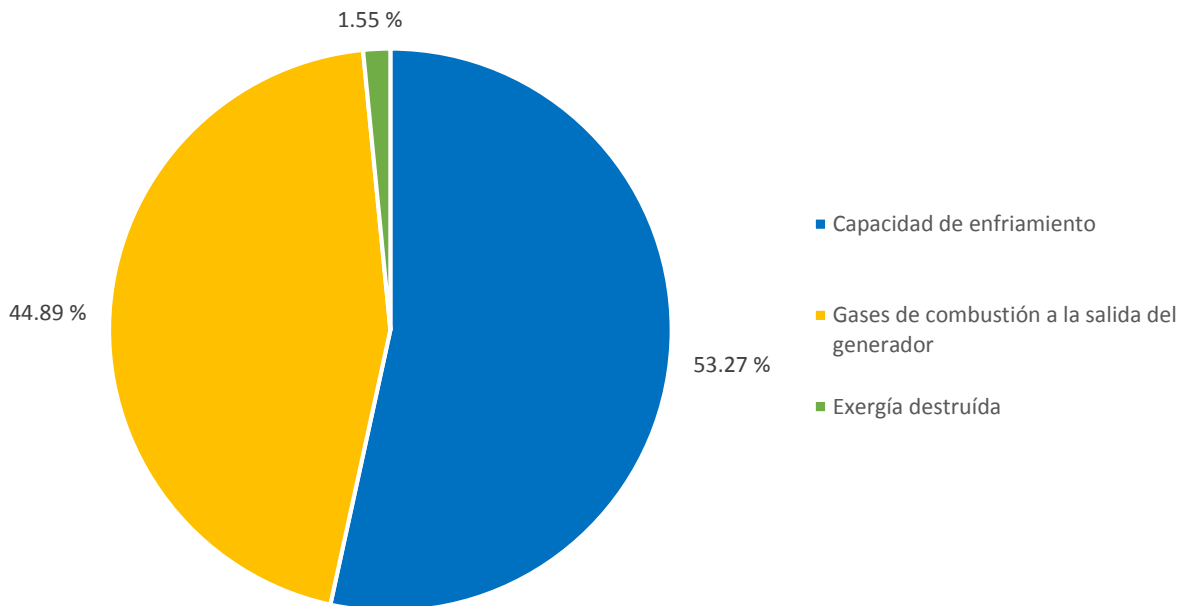


Figura 78. Distribución de la exergía en los enfriadores.

El balance de exergía anterior sugiere una opción para mejorar el rendimiento termodinámico de la planta, puesto que alrededor del 48% de la exergía aportada es destruida por las irreversibilidades o expulsada por la corriente de agua. Un mejor rendimiento termodinámico podría obtenerse con un cambio en el diseño de los equipos que integran el sistema, por

ejemplo, reducir la irreversibilidades en el intercambio de calor con una menor diferencia de temperaturas entre las corrientes o una reducción de las pérdidas mecánicas por rozamiento en el compresor y en la turbina seleccionando equipos con mayor rendimiento isoentrópico. Sin embargo, esto evidentemente queda fuera del alcance de este trabajo, por lo que el análisis del diseño se centra específicamente en estudiar la exergía de flujo que acompaña a los gases de combustión y que abandona a los enfriadores de absorción al cumplir su función dentro de estos. Esta exergía (estado 7) tiene un valor de 14.41 kW y no es capaz de activar un cuarto enfriador para incorporarlo en el sistema. Sin embargo, esta energía disponible podría ser utilizada en algún uso directo, por ejemplo, para agua caliente sanitaria para el interior del centro comercial.

Finalmente, en la Tabla 23 se muestran los resultados referentes a las eficiencias por primera y segunda ley. Los resultados muestran una eficiencia global del 63.12% para el sistema de trigeneración, la cual representa un aumento del 140% respecto a si se usara solamente la microturbina. Además, se estima que la eficiencia por segunda ley es de 51.54%, la cual nos indica un buen desempeño del sistema con relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados. La eficiencia exergética del sistema fotovoltaico es de 7.4% cuando este se encuentra operando en su punto de máxima potencia.

Tabla 23. Resultados generales del desempeño del sistema.

Dispositivo/sistema	Parámetro	Valor
Microturbina	Eficiencia [%]	26.21
Enfriadores de absorción	COP [-]	0.42
Sistema de trigeneración	Eficiencia por primera ley [%]	63.12
	Eficiencia por segunda ley [%]	51.54
Sistema fotovoltaico	Eficiencia por segunda ley [%]	7.4

6.2 Análisis de la operación del sistema

6.2.1. Operación actual

Para el análisis de la operación del sistema se realizó una simulación de los equipos para un día típico en operación. A partir de la curva obtenida del consumo eléctrico se efectuó el análisis descontando la energía producida por el sistema fotovoltaico, la microturbina y la energía obtenida al utilizar los enfriadores y restarle el consumo eléctrico al sistema HVAC convencional. Por otra parte, para el análisis económico se tomó en cuenta el valor actual neto (VAN) como indicador económico. El esquema de operación actual está basado en cubrir la demanda eléctrica del centro comercial durante la hora pico, siendo esta la hora en donde se tienen las tarifas más altas y en donde se presenta el mayor consumo eléctrico debido a la afluencia de los clientes en el interior del centro comercial. Así pues, la microturbina se enciende desde las 18:00 hrs hasta las 22:00 hrs trabajando de manera simultánea con los enfriadores de absorción.

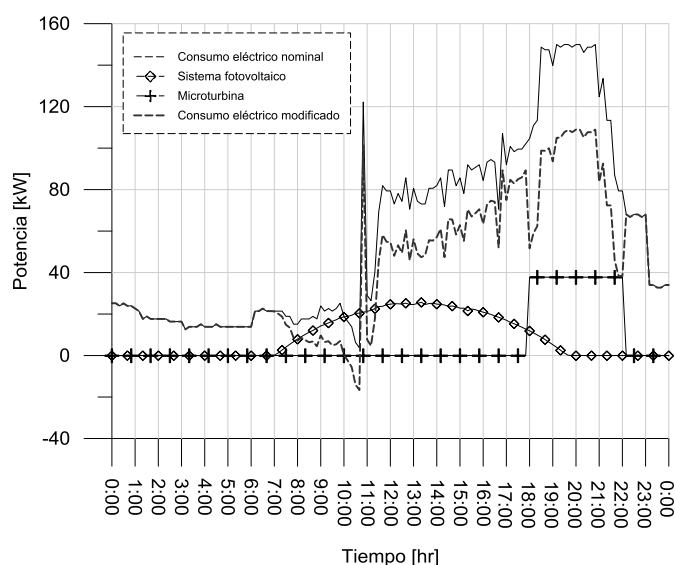


Figura 79. Operación actual del sistema.

El esquema de operación actual se muestra en la Figura 79 de manera gráfica. La energía consumida por el centro comercial convencionalmente es de 1430.36 kWh por día, mientras que la energía adquirida a la red incorporando el sistema híbrido es de 696.35 kWh al día.

Tabla 24. Resultados de la operación actual del sistema.

Parámetro	Sistema actual			
	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	140,762.50	78,433.28	62,329.22
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	381,321.67	443,650.89	459,754.95
Ingresos anuales [\$]	-	279,838.24	120,148.03	159,690.21
Gastos anuales [\$]	-	217,068.24	-	217,068.24
VAN [\$]	-	-7,229,944.29	-1,317,446.67	-5,912,497.62

El sistema híbrido produce 734.01 kWh, de los cuales 214.88 kWh son procedentes del sistema fotovoltaico y 519.12 kWh son producidos por el sistema de trigeneración diariamente, logrando cubrir el 51.31% de la demanda de la cuarta etapa del centro comercial. Otro resultado importante de remarcar es el análisis económico realizado, el cual nos muestra un VAN negativo para todos los sistemas, debido principalmente a los bajos precios en las tarifas para el tipo de contrato que tiene el centro comercial y a los altos costos del gas LP. En la Tabla 23 se aprecian los resultados obtenidos para un año de operación y en la Figura 80 se muestra el consumo nominal comparándolo con el consumo modificado tras el uso del sistema híbrido.

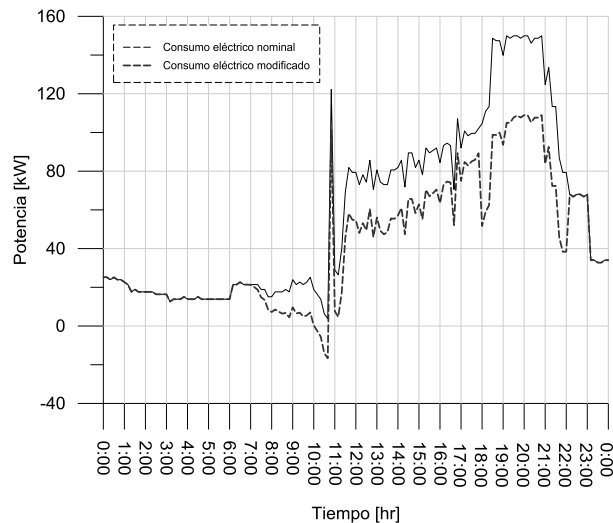


Figura 80. Consumo nominal vs consumo modificado.

También se llevó a cabo un análisis de sensibilidad para ver bajo qué condiciones el sistema actual sería rentable, encontrando que el sistema fotovoltaico por si solo sería rentable al incrementar las tarifas eléctricas en un 100%, o viéndolo desde otra perspectiva, eliminando el subsidio energético aportado por el gobierno (ver Figura 81).

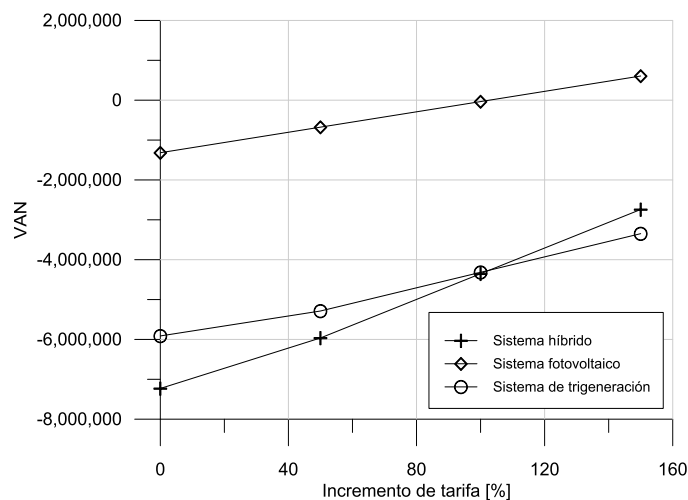


Figura 81. Análisis de sensibilidad.

6.2.2. Escenario 1. Operación 24 hrs. Gas LP.

En el escenario 1, la microturbina opera continuamente durante las 24 hrs del día, mientras que el sistema fotovoltaico continúa con su operación normal (ver Figura 82). En la Tabla 24 se muestran los resultados obtenidos en el escenario 1. En este esquema de operación se producen 374,242.00 kWh anualmente a través del sistema híbrido, obteniendo ganancias económicas por un monto de \$698,304.69 y teniendo excedentes eléctricos que son “vendidos” a la red. Sin embargo, el VAN se encuentra muy por debajo de lo requerido para ser un proyecto rentable, con un valor de \$-14,348,683.21, debido al costo tan elevado del gas LP. De igual manera, el sistema fotovoltaico presenta un VAN negativo (\$-1,317,446.67). Esto se debe a las tarifas tan bajas de electricidad para el tipo de contrato actual, además de que el sistema solamente produce durante la tarifa media, la cual no repercute de manera importante en la facturación eléctrica del centro comercial.

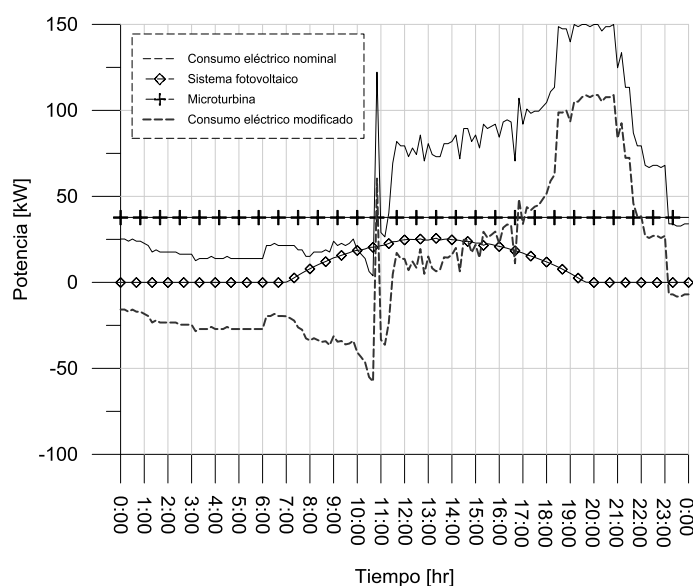


Figura 82. Operación escenario 1.

Finalmente, el sistema de trigeneración por sí solo presenta un VAN de \$-13,031,236.54 por su gran gasto en combustible, lo que nos indica que no es un proyecto viable, ni un esquema de operación factible.

Tabla 25. Resultados del escenario 1.

Escenario 1				
Parámetro	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	374,242.00	78,433.28	361,509.50
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	82,141.39	443,650.93	160,574.67
Ingresos anuales [\$]	-	698,304.69	120,148.03	578,156.66
Gastos anuales [\$]	-	1,302,409.46	-	1,302,409.46
VAN [\$]	-	-14,348,683.21	-1,317,446.67	-13,031,236.54

6.2.3. Escenario 2. Operación 10:30-23:00 hrs. Gas LP.

Para el escenario 2, se propuso utilizar la microturbina y los enfriadores de absorción solamente durante el tiempo en el que el centro comercial se encuentra abierto al público, es decir, desde las 10:30 hrs hasta las 23:00 hrs. Bajo este esquema se producen anualmente 267,914.12 kWh a través del sistema híbrido, los mismos 78,433.28 kWh por el fotovoltaico y 189,480.84 kWh por el sistema de trigeneración. El cambio más significativo en comparación con el escenario anterior es el decremento del costo del insumo (combustible) del sistema, en el cual se requiere una cantidad de \$678,338.26 para operar anualmente el sistema híbrido y el sistema de trigeneración. Sin embargo, puesto que las ganancias económicas son menores que el gasto de operación en ambos sistemas (\$466,890.99 y \$346,742.96 respectivamente), el VAN obtenido es negativo para ambos casos, lo cual nos indica que este escenario no es viable para lograr el propósito deseado. El sistema fotovoltaico permanece igual al escenario anterior.

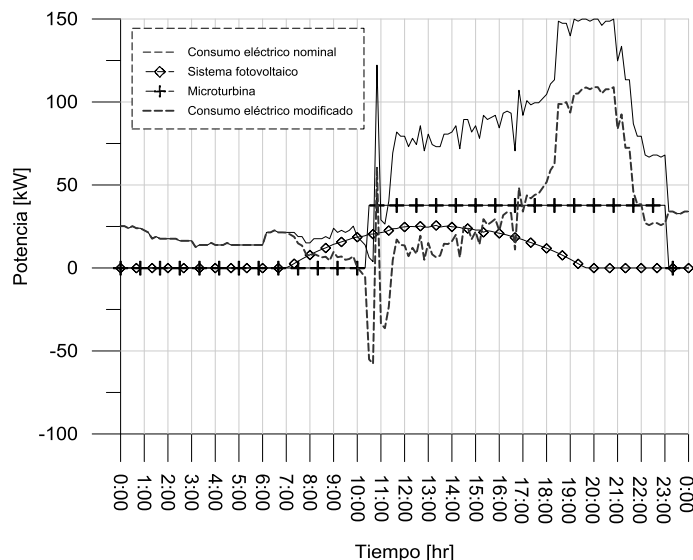


Figura 83. Operación escenario 2.

En la Figura 83 se muestra el escenario en forma gráfica y en la Tabla 25 se observan los resultados obtenidos en al realizar la simulación.

Tabla 26. Resultados del escenario 2.

Parámetro	Escenario 2			
	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	267,914.12	78,433.28	189,480.84
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	254,170.05	443,650.93	341,218.75
Ingresos anuales [\$]	-	466,890.99	120,148.03	346,742.96
Gastos anuales [\$]	-	678,338.26	-	678,338.26
VAN [\$]	-	-10,157,152.28	-1,317,446.67	-8,839,705.61

6.2.4. Escenario 3. Operación 17:00-23:00 hrs. Gas LP.

En el escenario 5 la microturbina y los enfriadores son encendidos durante la demanda máxima del centro comercial, es decir, desde las 15:00 hrs hasta las 23:00 hrs. El sistema fotovoltaico opera de la misma manera que en los escenarios anteriores. Se producen anualmente 170,680.53 kWh utilizando el sistema híbrido, teniendo con esto un ingreso anual de \$323,850.66 y un gasto de operación de \$325,602.36. Sin embargo, el sistema no es rentable económicamente al reflejar un VAN de \$-7,918,699.00. De igual manera, el sistema de trigeneración produce 92,247.25 kWh de energía eléctrica, con ingresos de \$203,702.62 y los mismos \$325,602.36 en gastos de operación, obteniendo un VAN de \$-6,601,252.44. El sistema fotovoltaico permanece igual a los casos anteriores.

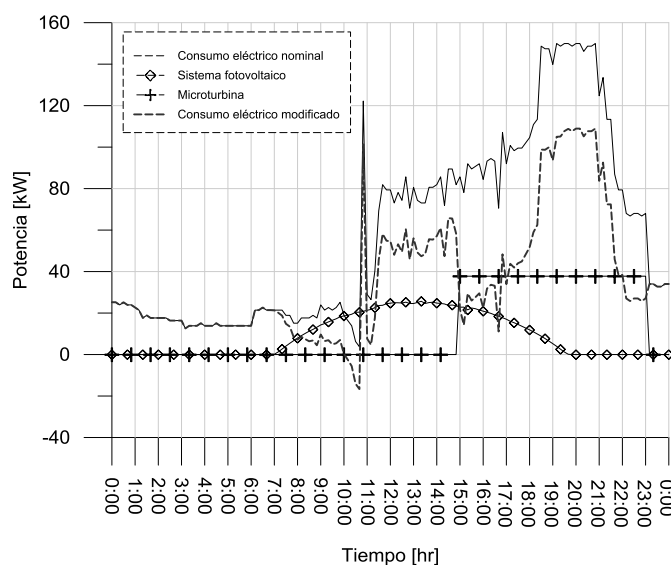


Figura 84. Operación escenario 3.

En la Figura 84 se muestra el comportamiento del escenario 3 en forma gráfica y en la Tabla 26 se observan los resultados obtenidos en el análisis económico al realizar la simulación.

Tabla 27. Resultados del escenario 3.

Escenario 3				
Parámetro	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	170,680.53	78,433.28	92,247.25
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	351,403.64	443,650.93	429,836.92
Ingresos anuales [\$]	-	323,850.66	120,148.03	203,702.62
Gastos anuales [\$]	-	325,602.36	-	325,602.36
VAN [\$]	-	-7,918,699.00	-1,317,446.67	-6,601,252.44

6.2.5. Escenario 4. Operación 24 hrs. Gas natural.

Para el escenario 4 se cambió el combustible a gas natural, el cual es más barato que el gas LP. Sin embargo, el gas natural tiene un menor poder calorífico (45,000 kJ/kg) por lo que la microturbina genera menor potencia eléctrica en este escenario, alcanzando un valor de 33.95 kW. Al igual que en el escenario 1, en este se opera el sistema de trigeneración las 24 hrs del día, permitiendo producir anualmente 327,739.22 kWh, con ingresos de \$ 524,148.37 al año y un VAN de \$185,288.29, haciendo que el escenario sea económicamente viable. En la Figura 85 se observa el comportamiento del sistema en este escenario: se puede apreciar un excedente eléctrico, el cual puede ser vendido a la red. Cabe señalar que el sistema híbrido por sí solo no es atractivo económicamente, ya que presenta un VAN de \$-1,132,158.37. Esto se debe al uso simultáneo del sistema fotovoltaico, en el que los costos de inversión fueron muy elevados, afectando directamente a la operación del este sistema.

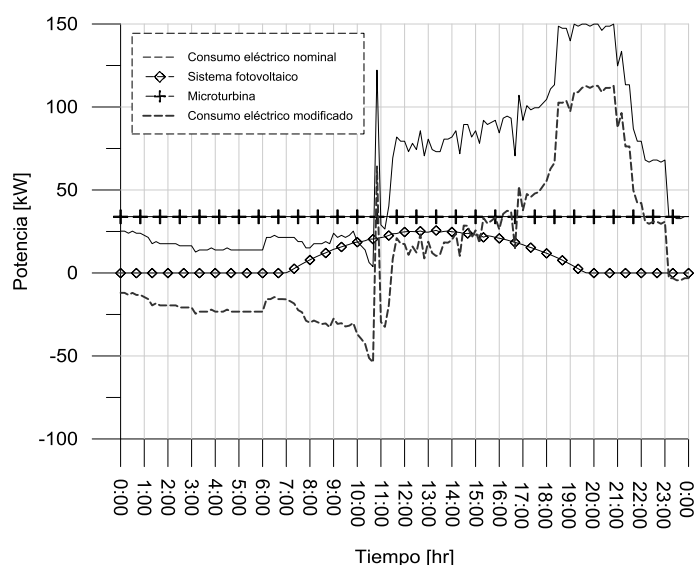


Figura 85. Operación escenario 4.

El sistema fotovoltaico presenta el mismo comportamiento que en escenarios anteriores, ya el cambio del combustible no afecta en ninguna medida el comportamiento de los paneles fotovoltaicos. En la Tabla 27 se observan los valores obtenidos en el análisis económico.

Tabla 28. Resultados del escenario 4.

Parámetro	Escenario 4			
	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	406,172.51	78,433.28	327,739.22
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	115,911.67	443,650.93	194,344.95
Ingresos anuales [\$]	-	644,296.40	120,148.03	524,148.37
Gastos anuales [\$]	-	10,293.26	-	10,293.26
VAN [\$]	-	-1,132,158.37	-1,317,446.67	185,288.29

6.2.6. Escenario 5. Operación 10:30-23:00 hrs. Gas natural.

El comportamiento del sistema en el escenario 5 se visualiza en la Figura 86. Al igual que en escenario 2, el sistema de trigeneración se opera de 10:30 a.m. a 11:00 p.m., sin embargo, esta vez con gas natural. El sistema híbrido produce 250,213.84 kWh al año mientras que el sistema de trigeneración por sí solo produce 171,780.56 kWh. Sin embargo, en ambos casos el VAN es negativo, ya que la energía producida por la microturbina no es suficiente para provocar una disminución considerable de la energía comprada a la red y por lo tanto alcanzar los beneficios económicos correspondientes. Además, en la operación del sistema híbrido se ven reflejados los efectos negativos del alto costo de inversión en la instalación fotovoltaica.

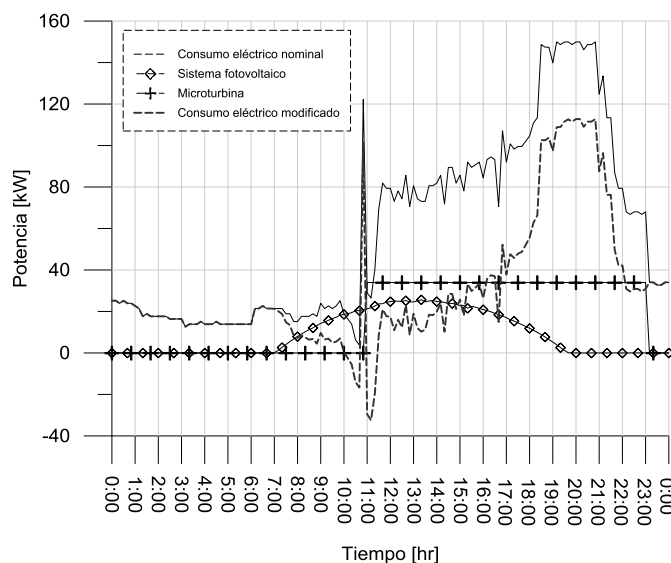


Figura 86. Operación escenario 5.

El sistema fotovoltaico presenta el mismo comportamiento que los escenarios anteriores. En la Tabla 28 se aprecian los valores obtenidos correspondientes al análisis económico para todos los sistemas.

Tabla 29. Resultados del escenario 5.

Escenario 5				
Parámetro	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	250,213.84	78,433.28	171,780.56
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	271,870.33	443,650.93	350,303.62
Ingresos anuales [\$]	-	434,500.12	120,148.03	314,352.09
Gastos anuales [\$]	-	5,361.07	-	5,361.07
VAN [\$]	-	-3,319,036.68	-1,317,446.67	-2,001,590.01

6.2.7. Escenario 6. Operación 17:00-23:00 hrs. Gas natural.

En el escenario 6 se utilizó una estrategia de operación igual que en el escenario 3, es decir, la microturbina y los enfriadores de absorción se encienden a las 5 p.m. y se apagan a las 11:00 p.m. operando con gas natural y cubriendo la tarifa punta. En los resultados se encontró que la energía producida anualmente por el sistema híbrido es 162,063.29 kWh mientras que la energía producida por el sistema de trigeneración es 83,630.00 kWh. Estos resultados no son favorables ya que presentan un VAN negativo en ambos casos. La razón es que, al igual que en escenario 5, la microturbina opera en un rango de tiempo muy limitado, por lo que no se reflejan los beneficios posibles.

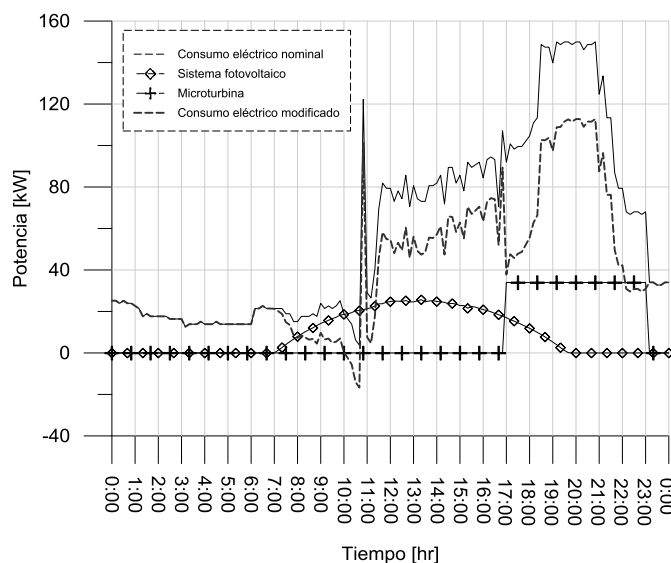


Figura 87. Operación escenario 6.

El sistema fotovoltaico se comporta de la misma manera que en los escenarios anteriores: en la Figura 87 se muestra el comportamiento del sistema con bajo las condiciones correspondientes a este escenario y en la Tabla 29 se aprecian los resultados obtenidos en el análisis económico.

Tabla 30. Resultados del escenario 6.

Escenario 6				
Parámetro	Sistema convencional	Sistema híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
Energía producida anual [kWh]	-	162,063.29	78,433.28	83,630.00
Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	360,020.88	443,650.93	438,454.17
Ingresos anuales [\$]	-	304,821.85	120,148.03	184,673.82
Gastos anuales [\$]	-	2,573.31	-	2,573.31
VAN [\$]	-	-4,673,564.48	-1,317,446.67	-3,356,117.81

Finalmente, en la Figura 31 se muestra un resumen con los valores obtenidos en el análisis económico para cada escenario.

Tabla 31. Resumen de los escenarios estudiados.

Escenario	Parámetro	Sistema convencional	Sistema Híbrido	Sistema fotovoltaico	Sistema de trigeneración
Escenario 1	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	374,242.00	78,433.28	361,509.50
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	82,141.39	443,650.93	160,574.67
	Ingresos anuales [\$]	-	698,304.69	120,148.03	578,156.66
	Gastos anuales [\$]	-	1,302,409.46	-	1,302,409.46
	VAN	-	-14,348,683.21	-1,317,446.67	-13,031,236.54
Escenario 2	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	267,914.12	78,433.28	189,480.84
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	254,170.05	443,650.93	341,218.75
	Ingresos anuales [\$]	-	466,890.99	120,148.03	346,742.96
	Gastos anuales [\$]	-	678,338.26	-	678,338.26
	VAN	-	-10,157,152.28	-1,317,446.67	-8,839,705.61
Escenario 3	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	170,680.53	78,433.28	92,247.25
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	351,403.64	443,650.93	429,836.92
	Ingresos anuales [\$]	-	323,850.66	120,148.03	203,702.62
	Gastos anuales [\$]	-	325,602.36	-	325,602.36
	VAN	-	-7,918,699.00	-1,317,446.67	-6,601,252.44
Escenario 4	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	406,172.51	78,433.28	327,739.22
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	115,911.67	443,650.93	194,344.95
	Ingresos anuales [\$]	-	644,296.40	120,148.03	524,148.37
	Gastos anuales [\$]	-	10,293.26	-	10,293.26
	VAN	-	-1,132,158.37	-1,317,446.67	185,288.29
Escenario 5	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	250,213.84	78,433.28	171,780.56
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	271,870.33	443,650.93	350,303.62
	Ingresos anuales [\$]	-	434,500.12	120,148.03	314,352.09
	Gastos anuales [\$]	-	5,361.07	-	5,361.07
	VAN	-	-3,319,036.68	-1,317,446.67	-2,001,590.01
Escenario 6	Costo de inversión [\$]	-	3,950,000.00	1,300,000.00	2,650,000.00
	Energía producida anual [kWh]	-	162,063.29	78,433.28	83,630.00
	Energía adquirida a la red [kWh]	522,081.40	360,020.88	443,650.93	438,454.17
	Ingresos anuales [\$]	-	304,821.85	120,148.03	184,673.82
	Gastos anuales [\$]	-	2,573.31	-	2,573.31
	VAN	-	-4,673,564.48	-1,317,446.67	-3,356,117.81

CONCLUSIONES

De acuerdo al análisis de la operación del sistema, la estrategia propuesta en el escenario 4 es la más adecuada para obtener beneficios económicos del sistema híbrido, ya que en este se presenta un VAN favorable, convirtiéndolo en un proyecto rentable económicamente además de ser energéticamente eficiente, como se demostró.

Gracias al análisis de sensibilidad se encontraron las condiciones para las cuales el sistema fotovoltaico es económicamente rentable: se encontró que el sistema presenta un VAN positivo cuando se incrementan las tarifas eléctricas en un 100% bajo el tipo de contrato establecido. Esto significa que el sistema fotovoltaico es totalmente rentable al eliminar el subsidio eléctrico que aporta el Gobierno Federal al precio de la electricidad.

La selección del combustible como insumo energético para la transformación de la energía a través del motor primario es un factor determinante a la hora de diseñar los sistemas híbridos de cogeneración/trigeneración, ya que este marcará la pauta a la hora de seleccionar una estrategia de operación óptima para lograr que el proyecto sea atractivo económicamente.

Los modelos desarrollados y validados a través de la experimentación demostraron ser una herramienta confiable y eficaz para analizar el sistema; a su vez, es posible utilizar estos modelos para escalar, dimensionar y modificar la operación y el diseño de sistemas de esta naturaleza en un futuro.

Se demostró que el sistema es eficiente energética y exergéticamente y que no sería viable agregar un cuarto enfriador de absorción en el diseño original, puesto que el calor disponible no sería suficiente para activar su ciclo. Sin embargo, este calor podría ser aprovechado por algún uso directo, como agua caliente sanitaria, y lograr así incrementar la eficiencia global del sistema.

Los resultados han demostrado la utilidad de la primera y segunda ley de la termodinámica para analizar los sistemas híbridos de generación de energía. A través del análisis por segunda ley fue posible visualizar los componentes en donde se destruye la mayor cantidad de exergía. Una vez identificadas las causas de las irreversibilidades, es posible modificar el diseño del sistema para tratar de contrarrestar los efectos negativos que estos tienen sobre el desempeño del sistema; sin embargo, al analizar las posibles modificaciones sobre el diseño es necesario desarrollar un análisis económico simultáneamente para poder tener información confiable a la hora de la toma de decisiones y así lograr que el sistema sea rentable económicamente y eficiente energéticamente

Es necesario implementar un sistema de automatización y control para operar la planta de manera más eficiente.

El uso de los sistemas híbridos para la generación de energía ayuda a contrarrestar los efectos negativos del calentamiento global al incorporar el uso de las energías renovables y utilizar los combustibles fósiles de manera eficiente. Sin embargo es necesario implementar un diseño preciso y una estrategia de operación óptima con el fin de lograr los beneficios que se obtiene al implementar este tipo de sistemas.

NOMENCLATURA

a^{-q}	Exergía química del combustible [kJ/kg]
C	Coefficiente de pérdidas (fotovoltaico) [%/C]
C_p	Calor específico [kJ/kg K]
e	Exergía de flujo [kJ/kg]
\dot{E}_D	Destrucción de exergía [kW]
h	Entalpía específica [kJ/kg]
I	Corriente [A]
M	Masa molar [kg/kmol]
m	Masa [kg]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
P	Presión [kPa]
P_r	Presión relativa [-]
P_{ideal}	Potencia (fotovoltaica) [W]
\dot{Q}	Calor [kW]
R	Resistencia [Ω]
S_T	Radiación solar [W/m^2]
T	Temperatura [$^{\circ}C$, K]
V	Voltaje [V]
V	Velocidad del viento [m/s]
W	Trabajo [kJ]
\dot{W}	Potencia [kW]
x	Fracción de masa [%]

Superíndices

ch	Química
ph	Física

Subíndices

abs	Absorbedor
aca	Absorbedor enfriado por aire
amb	Ambiente
d	Diodo
$dest$	Destrucción
e	Eléctrica
$evap$	Evaporador
f	Combustible
$cell$	Celda fotovoltaica
con	Condensador
cc	Cámara de combustión

c	Compresor
c	ciclo
ca	Coefficiente convectivo
f/a	Combustible-aire
g	Gases de escape
gen	Generador
mpp	Punto de máxima potencia
oc	Circuito abierto
p	Bomba
r	Regenerador
rec	Rectificador
sc	Corto circuito
sca	Absorbedor enfriado por solución
sub	Subenfriador
t	Turbina
th	Térmica

Letras griegas

η	Eficiencia [%]
ε	Efectividad [-]

Abreviaciones

AFR	Relación aire-combustible
AG	Aerogenerador
CH	Enfriadores de absorción
COP	Coefficiente de operación
HVAC	Sistema de enfriamiento de agua convencional
INV	Inversor
LHV	Potencia calorífica inferior
MTG	Microturbina de gas
TR	Toneladas de refrigeración

REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency. Energy and climate change, World Energy Outlook Special Report, 2015.
- [2] International Energy Agency. Mexico Energy Outlook, World Energy Outlook Special Report, 2016.
- [3] Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía 2014-2018 (PRONASE). Secretaria de Energía, 1ra edición, 2014.
- [4] D.W. Wu, R.Z. Wang, Combined cooling, heating and power: A review, Progress in Energy and Combustion Science, Volume 32, Issues 5–6, September–November 2006, Pages 459-495, ISSN 0360-1285.
- [5] Carlos Rubio-Maya. Producción combinada de electricidad, calor, frío y agua, de forma sostenible en el sector turístico. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza, España, 2009.
- [6] Asociación Nacional de Energías Renovables (ANES). Consultado en /www.anes.org, en el año 2015.
- [7] Dincer I., Zamfirescu C., Advanced Power Generation Systems, Elsevier, 1st edition, ISBN:978-0-12-383860-5, USA.
- [8] Firdaus Basrawi, Takanobu Yamada, Shin'ya Obara, Economic and environmental based operation strategies of a hybrid photovoltaic–microgas turbine trigeneration system, Applied Energy, Volume 121, 15 May 2014, Pages 174-183, ISSN 0306-2619
- [9] M.S. Ismail, M. Moghavvemi, T.M.I. Mahlia, Design of an optimized photovoltaic and microturbine hybrid power system for a remote small community: Case study of Palestine, Energy Conversion and Management, Volume 75, November 2013, Pages 271-281, ISSN 0196-8904
- [10] Amir H. Nosrat, Lukas G. Swan, Joshua M. Pearce, Improved performance of hybrid photovoltaic-trigeneration systems over photovoltaic-cogen systems including effects of battery storage, Energy, Volume 49, 1 January 2013, Pages 366-374, ISSN 0360-5442
- [11] Amir Nosrat, Joshua M. Pearce, Dispatch strategy and model for hybrid photovoltaic and trigeneration power systems, Applied Energy, Volume 88, Issue 9, September 2011, Pages 3270-3276, ISSN 0306-2619
- [12] Y.T. Ge, S.A. Tassou, I. Chaer, N. Suguartha, Performance evaluation of a tri-generation system with simulation and experiment, Applied Energy, Volume 86, Issue 11, November 2009, Pages 2317-2326, ISSN 0306-2619

- [13] Arcangelo Rossa J, Bazzo Edson, Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption system associated with a microturbine, *Int. J. of thermodynamics*, Vol. 12, pp 38-43, March 2009, ISSN 1301-9724.
- [14] Vidal, A., Carles Bruno, J., Best, R. and Coronas, A. (2007), Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies. *Int. J. Energy Res.*, 31: 119–134. doi:10.1002/er.1231.
- [15] M.S. Rocha, R. Andreos, J.R. Simões-Moreira, Performance tests of two small trigeneration pilot plants, *Applied Thermal Engineering*, Volume 41, August 2012, Pages 84-91, ISSN 1359-4311.
- [16] Ghaebi, H., Amidpour, M., Karimkashi, S. and Rezayan, O. (2011), Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. *Int. J. Energy Res.*, 35: 697–709. doi:10.1002/er.1721.
- [17] Abdul Khaliq, Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, Volume 32, Issue 3, May 2009, Pages 534-545, ISSN 0140-7007.
- [18] Kowalski, G.J. and Zenouzi, M., 2006, Selection of Distributed Power-Generating Systems Based on Electric, Heating and Cooling Loads, *Journal of Energy Resources Technology*, September 2006, Vol. 128, pp. 168-178.
- [19] Capstone Turbine Corporation, Woodward “Swift-20” to “Swift-12” Valve Conversion kit- Model C60/C65 Microturbine, September 2006, USA.
- [20] Comisión Federal de Electricidad (CFE), consultado en <http://www.cfe.gob.mx> en el año 2016.
- [21] Moran M.J. Shapiro H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, 2da edición (español), Editorial Leverte, Barcelona, España, 2005.
- [22] Marta Moya Arévalo, *Sistemas Avanzados de Microtrigeneración con Microturbinas de Gas y Enfriadoras por Absorción con Disipación de Aire*. Universitat Rovira I Virgili, Departamento de Ingeniería Mecánica, Tarragona, España, 2011.
- [23] N.A. Darwish, S.H. Al-Hashimi, A.S. Al-Mansoori, Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system, *International Journal of Refrigeration*, Volume 31, Issue 7, November 2008, Pages 1214-1223, ISSN 0140-7007.
- [24] Szargut, J., Morris, F. R., Steward, F. R., 1988, *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [25] Ahrendts, J., 1980, *Reference States, Energy*, Vol. 5, pp. 667-677.
- [26] Cengel Y. A., Boles M. A., *Thermodynamics: an Engineering Approach*, 8th edition, 2015, Mc Graw Hill.

[27] Kotas T.J. The exergy method of thermal plant analysis. Krieger Publishing Company, FL, 1995.

[28] Masters, G. M. Renewable and Efficient Electric Power Systems, Second edition, Wiley, New Jersey.

[29] Duffie, J. A. and Beckman, W. A., Solar Engineering of Thermal Processes, 4th edition, J. Wiley, New Jersey.

[30] Anand S. Joshi, Ibrahim Dincer, Bale V. Reddy, Thermodynamic assessment of photovoltaic systems, Solar Energy, Volume 83, Issue 8, August 2009, Pages 1139-1149, ISSN 0038-092X

[31] Anand S. Joshi, Ibrahim Dincer, Bale V. Reddy, Performance analysis of photovoltaic systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issue 8, October 2009, Pages 1884-1897, ISSN 1364-0321

[32] Capstone Turbine Corporation, Technical Reference. Capstone Remote Monitoring System, December 2008, USA.

[33] Robur, Installation, use and maintenance manual. GA line ACF 660-00 Model. 2010. USA.

[34] Fronius. Fronius DATCOM Detail. System monitoring. USA.

Bibliografía

Bejan A., Advanced Engineering Thermodynamics, 3ra ed., New York, Wiley, 2006.

Incropera F. P., DeWitt D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th edition, John Wiley and Sons Inc., 1996.

Dincer I., Rosen M. A., Exergy. Energy, Environment and Sustainable Development. 2nd edition, Elsevier, Waltham, MA, USA.

Rufes P., Miranda A. L., Ciclos de Refrigeración, Ediciones Ceac, Barcelona, España, 2004.