



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA-FUENTES RENOVABLES

**ESTUDIO Y MODELACIÓN DE CICLOS TERMODINÁMICOS UTILIZADOS PARA
LA GENERACIÓN DE POTENCIA Y ENFRIAMIENTO DE MANERA
SIMULTÁNEA**

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

PRESENTA:
ALEJANDRO PACHECO REYES

TUTOR PRINCIPAL
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, IER, UNAM
COMITÉ TUTOR
DR. ROBERTO BEST Y BROWN, IER, UNAM
DR. VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA, IER, UNAM
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMINGUEZ, CIICAP, UAEM
DR. JAVIER ALEJANDRO HERNÁNDEZ MAGALLANES, FCQ, UANL

MÉXICO, TEMIXCO, JUNIO 2023



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente: Dr. Roberto Best y Brown

Secretario: Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza

1er Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

2do Vocal: Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez

3er Vocal: Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes

Lugar donde se realizó la tesis: Temixco, Morelos, México.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

Contenido

Dedicatorias.....	V
Agradecimientos	VI
Índice de figuras.	VII
Índice de gráficas.....	VIII
Índice de tablas.	X
Nomenclatura.....	XI
Resumen.	XII
Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Situación energética mundial.....	1
1.2 Situación energética en México.....	3
1.3 Consumo de energía mundial para procesos de enfriamiento	4
1.4 Potencial del calor de desecho.....	5
1.5 Estado del Arte.....	7
1.5.1 Antecedentes del ciclo Goswami.	7
1.5.2 Ciclos compuestos para producción de potencia y enfriamiento.	8
1.5.3 Ciclos compuestos para potencia enfriamiento y calefacción.....	10
1.5.4 Nuevos sistemas para generación simultanea de potencia y enfriamiento.....	12
1.6 Justificación.....	14
1.7 Objetivos del proyecto	14
1.7.1 Objetivo general del proyecto.....	14
1.7.2 Objetivos específicos del proyecto.....	14
1.8 Contenido de la tesis.....	15
Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos, económicos y ambientales.	17
2.1 Primera ley de la termodinámica.....	17
2.2 Segunda ley de la termodinámica.....	19
2.3 Fundamentos Exergéticos.....	20
2.4 Ciclos de potencia y ciclos de refrigeración.....	21
2.4.1 Ciclos de potencia.....	21
2.4.2 Ciclos de refrigeración.....	23
2.5 Ciclo Kalina.....	28
2.6 Ciclo Goswami.....	29
2.7 Factor de Utilización de Energía y eficiencia exergética para sistemas de poligeneración.....	30
2.8 Fundamentos económicos de análisis de los modelos propuestos.....	30
2.9 Fundamentos ambientales para el análisis de los modelos propuestos.....	33

Capítulo 3. Generalidades del ciclo Goswami y análisis del beneficio de la adición de componentes.....	35
3.1 Descripción del funcionamiento.	35
3.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación.	36
3.2.1 Consideraciones del modelo.....	36
3.2.2 Rangos de evaluación del ciclo Goswami.....	37
3.3 Resultados del análisis paramétrico del ciclo Goswami.	37
3.3.1 Análisis de la temperatura de generación del ciclo Goswami.....	37
3.3.2 Análisis de la temperatura de absorción del ciclo Goswami.....	40
3.3.3 Análisis de la temperatura de evaporación del ciclo Goswami.....	42
3.3.4 Análisis de la concentración inicial del ciclo Goswami.....	44
3.3.5 Destrucción de exergía por componente del ciclo Goswami.	46
3.3.6 Parámetros económicos y ambientales del estudio del ciclo Goswami.	47
3.3.7 Ciclo Goswami con rectificación interna.	48
Capítulo 4. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico con separador y compresor CPCCS.....	52
4.1 Descripción del funcionamiento del ciclo termodinámico para generación simultánea de potencia y enfriamiento, aplicando el concepto de separación- compresión (CPCCS).	52
4.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación.	53
4.2.1 Consideraciones para la evaluación del CPCCS.	54
4.2.2 Rangos de evaluación del CPCCS.	55
4.3 Resultados del análisis paramétrico del CPCCS.....	55
4.3.1 Análisis de la temperatura de generación del CPCCS.	55
4.3.2 Análisis del CPCCS en función de la temperatura de absorción.	58
4.3.3 Análisis del CPCCS en función de la temperatura de evaporación.	60
4.3.4 Exergía destruida por componente del CPCCS.....	63
4.3.5 Costos del sistema y parámetros ambientales.	64
Capítulo 5. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico para la generación de potencia y enfriamiento. Enfocado a la mejora del efecto de enfriamiento. CPCS+C.	65
5.1 Descripción del modelo.	65
5.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación del modelo CPCS+C.	66
5.2.1 Consideraciones para la modelación del CPC+C.....	67
5.2.2 Rangos de evaluación del CPC+C.	68
5.3 Resultados del modelo CPCS+C.	68
5.3.1 Análisis de la temperatura de generación.....	68

5.3.2	Análisis de la temperatura del absorbedor.	70
5.3.3	Análisis de la temperatura del evaporador.	73
5.3.4	Destrucción de exergía por componente.	75
5.3.5	Costo de los componentes del sistema y parámetros ambientales.	75
Capítulo 6. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico de poligeneración, enfocado a la generación de Potencia.....		77
6.1	Descripción del ciclo para producción de potencia y enfriamiento con dos turbinas CPCDT.....	77
6.2	Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación del modelo CPCDT. .	78
6.2.1	Consideraciones para la evaluación del CPCDT.....	79
6.2.2	Rangos de evaluación.....	80
6.3	Análisis de resultados del modelo CPCDT.....	80
6.3.1	Análisis de la temperatura de generación del CPCDT.....	80
6.3.2	Análisis de CPCDT en función de la temperatura de absorción.	82
6.3.3	Análisis de CPCDT en función de la temperatura de generación.	84
6.3.4	Análisis de la destrucción de exergía del CPCDT.	86
6.3.5	Costo de los componentes y parámetros ambientales del CPCDT.	87
Capítulo 7. Comparación de los modelos Propuestos.		89
7.1	Consideraciones generales para la modelación y comparación de los sistemas propuestos.	91
7.2	Parámetros, variables y rangos de evaluación de los modelos.	91
7.3	Resultados de la comparación de los modelos.....	91
Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.....		104
Referencias bibliográficas.....		109

Dedicatorias

A mi madre y mi padre por todo el amor y apoyo que me han dado durante toda mi vida, por los valores inculcados en casa y porque sé que siempre contaré con ustedes sin importar la situación.

A mi hermana por todo su amor, apoyo y ánimos brindados durante cada etapa de mi vida, porque sé que siempre se preocupa por mí y por mi bienestar.

Agradecimientos

- Al Dr. Wilfrido, por aceptarme dentro del grupo de trabajo y por el tiempo dedicado en asesorías para el desarrollo del proyecto.
- A mi comité tutorial por las recomendaciones que me hicieron a lo largo del desarrollo del proyecto, las cuales sirvieron para enriquecer el trabajo realizado.
- Al Instituto de Energías Renovables (IER-UNAM) por las herramientas e infraestructura brindada durante mi etapa de formación como maestro.
- Al personal administrativo del área de posgrado del IER, quien en diferentes ocasiones me ayudó para llevar a cabo diversos trámites.
- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología CONACyT por la beca otorgada para mi manutención durante mi periodo de formación.

Índice de figuras.

Fig. 1 Suministro mundial de energía primaria entre 1971 y 2017. Imagen tomada de World Energy balances 2019.	2
Fig. 2 Consumo de energía mundial por sector en 2017. Imagen tomada de World Energy balances [2].	2
Fig. 3 Producción de energía primaria en México durante 2020, Imagen tomada de Balance Nacional de Energía [3].	3
Fig. 4 Consumo final energético por sector y energético en 2020. Imagen tomada del balance nacional de energía [3].	4
Fig. 5 Consumo mundial de energía para refrigeración en distintas regiones y unidades de refrigeración instaladas, Imagen tomada de Balance Nacional de Energía [3].	5
Fig. 6 Calor de desecho producido por sectores [6].	6
Fig. 7 Potencial energético y exergético del calor de desecho	6
Fig. 8 Interacciones de energía sobre un sistema.	17
Fig. 9 Diagrama T-s ciclo de vapor de Carnot.	22
Fig. 10 Ciclo Rankine de vapor.	23
Fig. 11 Ciclo inverso de Carnot y diagrama T-s	24
Fig. 12 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s.	25
Fig. 13 Ciclo de refrigeración por absorción, operando con NH ₃ -H ₂ O.	27
Fig. 14 Ciclo Kalina.	28
Fig. 15 Ciclo Goswami.	29
Fig. 16 Ciclo Goswami con rectificación interna.	49
Fig. 17 Ciclo termodinámico para generación simultanea de potencia y enfriamiento, aplicando un concepto de separación- compresión.	52
Fig. 18 Ciclo propuesto para producción de potencia y enfriamiento, enfocado al efecto de enfriamiento. CPCS+C.	66
Fig. 19 Nuevo ciclo termodinámico para generación simultanea de potencia y enfriamiento con doble turbina (CPCDT).	78
Fig. 20 CPCCS con Rectificación interna (CPCCSRI).	89
Fig. 21 CPCDT con Rectificación interna (CPCDTRI).	90
Fig. 22 CPC+C con Rectificación interna (CPC+CRI).	90

Índice de gráficas.

Gráfica 1. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_G .	38
Gráfica 2. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_G .	39
Gráfica 3. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de T_G .	40
Gráfica 4. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_A .	41
Gráfica 5. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_A .	41
Gráfica 6. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de T_A .	42
Gráfica 7. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_E .	43
Gráfica 8. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_E .	43
Gráfica 9. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de T_E .	44
Gráfica 10. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en Función de X_A .	45
Gráfica 11. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de X_A .	45
Gráfica 12. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de X_A .	46
Gráfica 13. Exergía destruida por componente del ciclo Goswami.	47
Gráfica 14. Porcentaje de costo que aporta cada componente del ciclo Goswami.	48
Gráfica 15. Factor de Utilización de Energía del ciclo Goswami con Rectificación interna en función de TG.	50
Gráfica 16. Eficiencia exergética del ciclo Goswami con Rectificación interna en función de TG.	51
Gráfica 17. Producción de flujos másicos en función de la temperatura de generación CPCCS.	56
Gráfica 18. Carga de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función de la temperatura de generación.	57
Gráfica 19. Factor de utilización de energía en función de la temperatura de generación.	57
Gráfica 20. Eficiencia exergética del CPCCS en función de la temperatura de generación.	58
Gráfica 21. Carga de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función.	59
Gráfica 22. Factor de utilización de energía en función de la temperatura de absorción.	59
Gráfica 23. Eficiencia exergética del CPSC en función de la temperatura de absorción.	60
Gráfica 24. Efecto de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función de la temperatura de evaporación.	61
Gráfica 25. Factor de utilización de energía del sistema en función de la temperatura de evaporación.	62
Gráfica 26. Comportamiento de la η_{Ex} en función del incremento de la temperatura de evaporación.	63
Gráfica 27. Exergía destruida por componente de CPCCS.	63
Gráfica 28. Exergía destruida por componente de CPCCS.	64
Gráfica 29. Potencia de enfriamiento y trabajo de la turbina en función de T_G para el modelo CPCS+C.	69
Gráfica 30. Factor de utilización de energía en función de TG para el modelo CPCS+C.	69
Gráfica 31. Eficiencia Exergética en función de TG para el modelo CPCS+C.	70

Gráfica 32. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por la turbina en función de T_A para el modelo CPCS+C.	71
Gráfica 33. Factor de utilización de energía en función de T_A para el modelo CPCS+C. ...	72
Gráfica 34. Eficiencia exergética en función de T_A para el modelo CPCS+C.	72
Gráfica 35. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por la turbina en función de T_E para el modelo CPCS+C.	73
Gráfica 36. Factor de utilización de energía en función de T_E para el modelo CPCS+C. .	74
Gráfica 37 Eficiencia exergética en función de T_E para el modelo CPCS+C.	¡Error!
Marcador no definido.	
Gráfica 38. Exergía destruida por componente del CPC+C.	75
Gráfica 39. Porcentaje aportado al costo total del CPC+C.	76
Gráfica 40. Q_E y W_T producidos por el sistema, en función de la temperatura de generación.	81
Gráfica 41. Factor de Utilización de Energía en función de T_G	81
Gráfica 42. Eficiencia exergética en función de T_G	82
Gráfica 43. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por turbina en función de T_A	83
Gráfica 44. Factor de Utilización de Energía en función de T_A	83
Gráfica 45. Eficiencia exergética en función de T_A	84
Gráfica 46. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por turbina en función de T_A	85
Gráfica 47. Factor de Utilización de Energía en función de T_E	85
Gráfica 48. Eficiencia exergética en función de T_E	86
Gráfica 49. Exergía destruida por componente del CPCDT.	87
Gráfica 50. Porcentaje que aporta cada componente al costo total del CPCDT.	87
Gráfica 51. W_T en función de T_G	92
Gráfica 52. W_T en función de T_A	93
Gráfica 53. W_T en función de T_E	93
Gráfica 54. Q_E en función de T_E	94
Gráfica 55. Q_E en función de T_A	95
Gráfica 56. Q_E en función de T_E	95
Gráfica 57. FUE en función de T_G	96
Gráfica 58. FUE en función de T_A	97
Gráfica 59. FUE en función de T_E	97
Gráfica 60. Eficiencia exergética en función de T_G	98
Gráfica 61. Eficiencia exergética en función de T_G	99
Gráfica 62. Eficiencia exergética en función de T_E	100
Gráfica 63. CO_2 en función de T_G	101

Índice de tablas.

Tabla 1. Balances de materia, energía y exergía del ciclo Goswami.	36
Tabla 2. Rangos de operación de las variables analizadas.	37
Tabla 3. balances de masa, energía y exergía en cada componente.	54
Tabla 4. Rangos de operación de las variables analizadas.	55
Tabla 5. Resultados del análisis económico.	64
Tabla 6. Balances de materia, energía y exergía del modelo CPCS+C.	67
Tabla 7. Rangos de operación de las variables estudiadas.	68
Tabla 8. Parámetros económicos del CPC+C.	76
Tabla 9. Balances de materia energía y exergía del CPCDT.	79
Tabla 10. Rangos de operación de las variables estudiadas.	80
Tabla 11. Parámetros económicos del CPCDT.	88
Tabla 12. Acrónimos de cada modelo.	89
Tabla 13. Variables y rangos de operación de los modelos.	91
Tabla 14. Costo de los productos obtenidos para todos los modelos.	101
Tabla 15. Principales rangos de operación de los modelos con RI.	103

Nomenclatura.

Nomenclatura					
\dot{Q}	Calor		Abreviaciones	i	interés
\dot{m}	Flujo másico	A	Área	O	Ciclo Rankine orgánico
\dot{W}	Potencia	Arb	Árboles	ORC	Otros
	Subíndices	CCA	Costo de capital anual	PCGLP	Poder calorífico del gas LP
A	Absorbedor	CCCP	Costo de los productos	Rec	Rectificador
Abs	Absorción	CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index	U	Coefficiente global de transferencia de calor
B	Bomba	CPC+C	Ciclo para potencia y enfriamiento enfocado al enfriamiento	V	Volumen
C	Condensador	CPC+CRI	Ciclo para potencia y enfriamiento enfocado al enfriamiento con rectificación interna.	VS	Valor de salvación
cal	Caldera	CPCCS	Ciclo de producción de enfriamiento y potencia con proceso de separación compresión.	VSA	Valor de salvación anual
Com	Compresor	CPCCSRI	Ciclo de producción de enfriamiento y potencia con proceso de separación compresión aplicando rectificación interna.	X	Concentración
E	Evaporador	CPCDT	Ciclo para potencia y enfriamiento con doble turbina	Z	Costo
Ec	Economizador	CPCDTRI	Ciclo para potencia y enfriamiento con doble turbina y rectificación interna		Letras griegas
En	Enfriador	CG	Ciclo Goswami	ψ	Exergía
Ex	Exergía	CGRI	Ciclo Goswami con Rectificación interna	η	Eficiencia
G	Generador	CK	Ciclo Kalina	Δ	Delta
H	High	CM	Costo de mantenimiento		Propiedades
L	Low	COP	Coefficiente de operación	$^{\circ}\text{C}$	Grados Celsius
P	Preenfriador	CR	Ciclo Rankine	H	Hectárea
R	Recalentador	CTA	Costo total anual	h	Entalpia
R	Requerido	ED	Exergía destruida	hr	hora
S	Separador	Ex	Exergía	J	Joule
T	Turbina	FFS	Factor de fondo de amortización	Lt	litros
		FRC	Factor de recuperación de capital	T	Temperatura
V	válvula	FUE	Factor de utilización de Energía	s	Entropía
				W	Watts

Resumen.

En la presente tesis se desarrolló la propuesta y el análisis energético, exergético económico y ambiental de una serie de nuevos ciclos termodinámicos para generación simultánea de potencia y enfriamiento. Debido a las problemáticas que se viven hoy en día derivadas de los procesos de conversión de energía con los sistemas convencionales, es de vital importancia desarrollar nuevas tecnologías que permitan hacer más eficientes estos procesos y que estas nuevas tecnologías sean amigables con el medio ambiente. En este trabajo de investigación se propusieron una serie de nuevos ciclos termodinámicos de poligeneración que en un inicio surgieron del principio de funcionamiento de un ciclo de refrigeración por absorción y un ciclo de Rankine orgánico, por lo cual los sistemas propuestos son ciclos que pueden operar a niveles bajos de temperatura y debido a ello pueden ser operados con calor de desecho o fuentes renovables de energía, por ejemplo, energía solar térmica. Para la evaluación paramétrica de los modelos se desarrollaron algoritmos computacionales, los cuales permitieron evaluar las distintas variables de interés en rangos establecidos. A través del análisis paramétrico se determinó que el ciclo Goswami es el modelo más apropiado cuando se requiere de una mayor de manda de trabajo de turbina ya que puede entregar entre 55 kW y 47 kW, pero es el peor modelo para casos donde se requiere efecto de enfriamiento ya que están en rangos de 31 kW y 12 kW, así mismo se observó que tiene el más alto costo de productos obtenidos entre 0.22 \$/kW y 0.13 \$/kW. De los modelos propuestos el que presentó mayores ventajas para los mismos rangos analizados fue el CPCSCRI, el cual entrega rangos de potencia de entre 42 kW y 12 kW, enfriamiento de 413 kW y 283 kW logrando factores de utilización de energía máximos, eficiencia exergéticas máximas y costo de productos más baratos de 0.62, 0.38 y 0.027 \$/KW, respectivamente. Cada uno de los sistemas propuestos puede ser aplicado dependiendo a las necesidades de los procesos y en este trabajo de investigación queda demostrado pueden contribuir a la disminución de emisiones de gases contaminantes.

Capítulo 1. Introducción.

Actualmente y desde hace varios años, es muy evidente apreciar las consecuencias de nuestros malos hábitos de consumo como sociedad. El gran deterioro de nuestro planeta derivado de la sobreexplotación de recursos naturales y los altos índices de contaminación ambiental, entre otros, han provocado que la calidad de vida de la sociedad mundial vaya en deterioro.

La quema excesiva de combustibles fósiles para satisfacer nuestras demandas energéticas contribuye en gran medida con el cambio climático del planeta, propiciando así un aumento en las temperaturas del planeta, largos tiempos de sequía, tormentas intensas, derretimiento de los glaciares y con ello el aumento del nivel del mar.

Según datos reportados por la organización de las naciones unidas, el 15 de noviembre del 2022 la población mundial alcanzó la cifra de 8000 millones de habitantes. Existen proyecciones que indican que en el año 2030 la población mundial alcanzará un valor de 8500 millones y para el año 2050 la población será de 9700 millones [1].

Sean acertadas o no dichas proyecciones, el crecimiento de la población y los hábitos que hemos adquirido para satisfacer nuestras necesidades en todos los ámbitos seguirán contribuyendo al deterioro de nuestro entorno y con ello nuestra calidad de vida en el futuro. Es de vital importancia buscar nuevas alternativas que nos permita satisfacer las necesidades de la sociedad mundial en todos los ámbitos y que estas sean lo más amigables posible con el medio ambiente.

1.1 Situación energética mundial.

El balance mundial de energía publicado en 2019 por la International Energy Agency (IEA) ha mostrado que la demanda de energía primaria en 2017 aumentó en un 1.9% resultando en casi 14000 Mtep. Así como la demanda de energía aumentó, la producción de esta igual, llegando a 14035 Mtep, un 2.2% mayor que en 2016. Sin embargo, la mayor parte de la energía producida sigue siendo a través de combustibles fósiles, los cuales aportan aproximadamente un 81.3%. Los datos reportados por la IEA muestran que el carbono y el gas natural tuvieron un aumento de 120 Mtep, mientras que las energías renovables presentaron un ligero crecimiento de poco más de 30 Mtep [2].

Desde 1971 a 2017 la producción mundial de energía ha incrementado en casi 2.5 veces, la Fig. 1 muestra el cambio en la demanda de energía entre 1971 y 2017, donde claramente se puede ver que se ha dependido en mayor medida de los combustibles fósiles, ya que aportan más del 80% de energía.

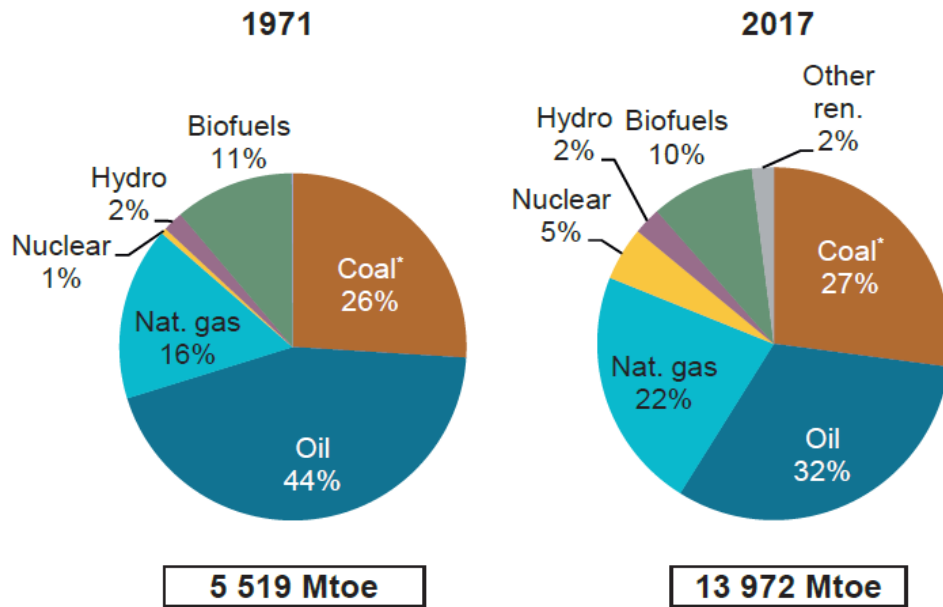


Fig. 1 Suministro mundial de energía primaria entre 1971 y 2017. Imagen tomada de World Energy balances 2019.

De la energía producida en 2017, el sector con mayor consumo reportado fue el sector industrial, el cual consumió el 37%, seguido a éste, se tiene a los sectores de transporte y residencial consumiendo cada uno 29% y 21%, respectivamente. El resto de la energía consumida está distribuida en los sectores de agricultura, comercio y de servicios públicos y finalmente sectores no especificados. La Fig. 2 muestra el consumo de energía en 2017 en los distintos sectores.

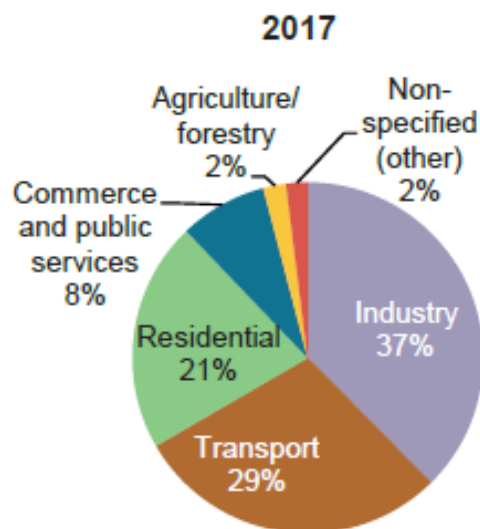


Fig. 2 Consumo de energía mundial por sector en 2017. Imagen tomada de World Energy balances [2].

1.2 Situación energética en México.

Datos reportados en el balance nacional de energía muestran que el consumo de energía per cápita en México disminuyó cerca de un 12% en 2020, resultando en un valor de 61.58 GJ. Esto derivado principalmente del confinamiento que se llevó a cabo por el virus SARS-CoV-2.

En México la producción de energía primaria entre 2019 y 2020 aumentó un 7.14% llegando de un valor de 6332.8 a 6784.70 PJ. Cabe mencionar que el 84 % de la energía producida es a través de hidrocarburos y que el uso de carbón se redujo en un 16.56%, mientras que el uso de fuentes renovables incrementó en un 15.24%. La Fig. 4 muestra la estructura de la producción de energía primaria en nuestro país durante 2020 [3].

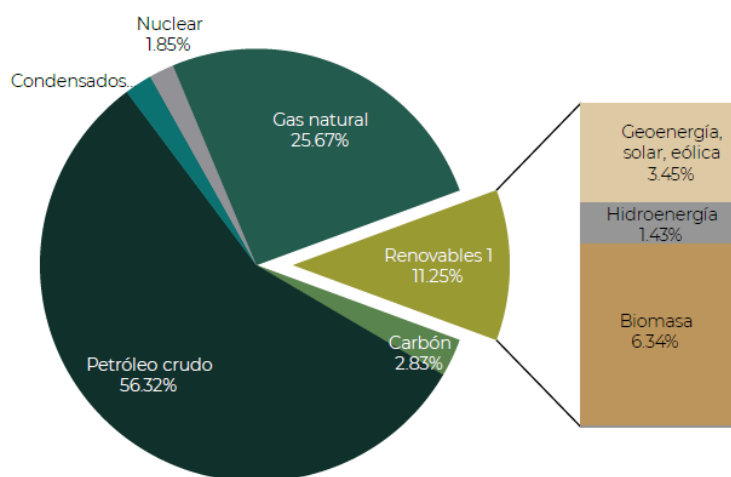


Fig. 3 Producción de energía primaria en México durante 2020, Imagen tomada de Balance Nacional de Energía [3].

De la energía total producida el mayor consumidor es el sector transporte ya que este utiliza el 38.87% del total de la energía producida, mientras que el sector industrial utiliza el 32.35%, seguido del sector residencial, comercial y público que consume un 24.54% y el sector agropecuario un 4.24%. La Fig. 4 muestra el consumo final energético por sector y energético en 2020.

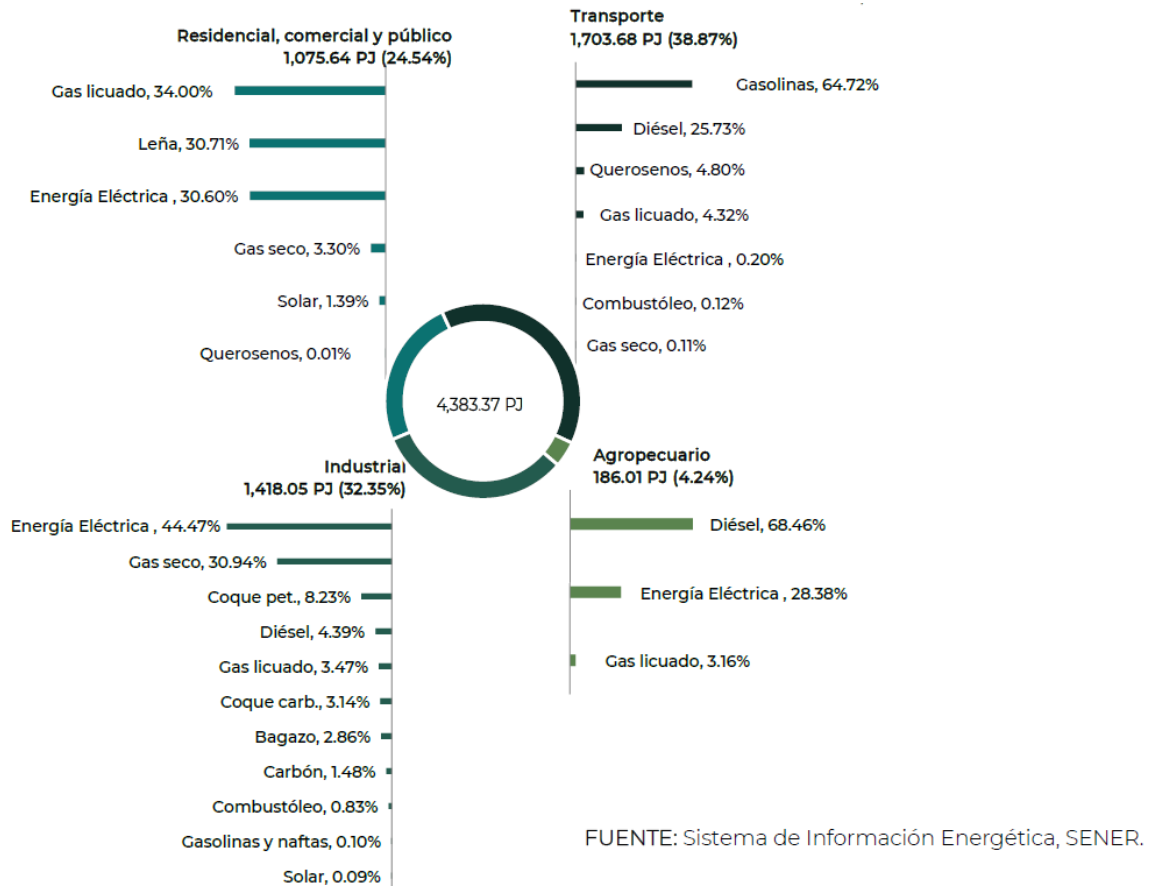


Fig. 4 Consumo final energético por sector y energético en 2020. Imagen tomada del balance nacional de energía [3].

1.3 Consumo de energía mundial para procesos de enfriamiento

Dentro de los distintos sectores gran parte de la energía que consumen se utiliza para procesos de refrigeración. Desde 1990 hasta 2021 la energía destinada para estas aplicaciones se ha triplicado. Se estima que el 30% del total anual de energía producida en el mundo se consume en aplicaciones de enfriamiento en el área de construcciones. En la cual se incluyen residenciales, propiedades públicas y comerciales. Según la Agencia Internacional de Energía el 16% de la energía consumida en edificaciones tiene que ver con procesos de refrigeración, este porcentaje equivale a cerca de 2000 TWh [3]. Cabe mencionar que 2021 fue uno de los años más calurosos registrado. La Fig. 5 muestra el consumo de energía por región de los últimos 21 años, así como las unidades de refrigeración instaladas, las cuales se estimaron en 2.3 billones en 2021.

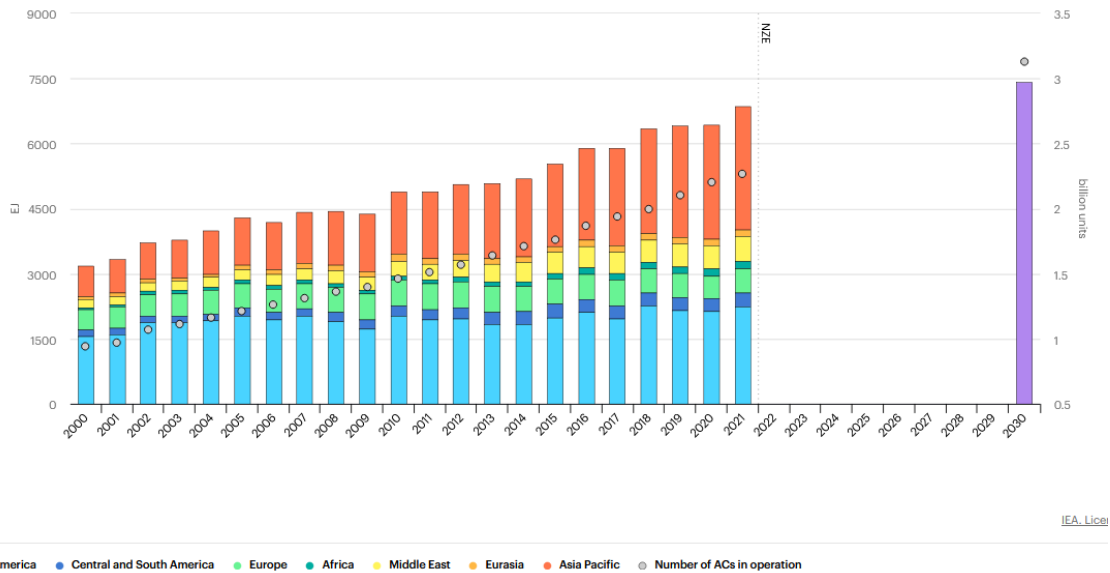


Fig. 5 Consumo mundial de energía para refrigeración en distintas regiones y unidades de refrigeración instaladas, Imagen tomada de Balance Nacional de Energía [3].

Es muy clara la gran dependencia hacia combustibles fósiles para satisfacer las necesidades energéticas en el mundo y evidentemente en México. El aprovechamiento de otros métodos para generación de energía o el uso de fuentes renovables de energía son opciones viables para satisfacer un porcentaje de estas necesidades. Ayudando así a disminuir las problemáticas ambientales relacionadas a los procesos de generación de energía con combustibles fósiles.

1.4 Potencial del calor de desecho.

Así como las fuentes renovables son una alternativa viable para la generación de energía, el aprovechamiento del calor de desecho de diferentes procesos presenta un gran potencial. Se entiende por calor de desecho todas aquellas formas de energía en forma de calor que escapan de un sistema y que no son propósito de este. El calor de desecho se clasifica por el nivel de temperatura; alta temperatura mayor a 400 °C, para una temperatura dentro 100 y 400 °C se considera recuperación de mediana temperatura y recuperación de baja temperatura menores a 100 °C [5].

En un estudio realizado por Forman et al. [6], se estimó el potencial global del calor de desecho mostrando que el 72% de la energía primaria global se pierde durante la conversión. Otro estudio presentado por Cullen y Allwood [7], muestra que durante la combustión y procesos de intercambio de calor existen las mayores pérdidas durante los procesos de conversión de la energía primaria.

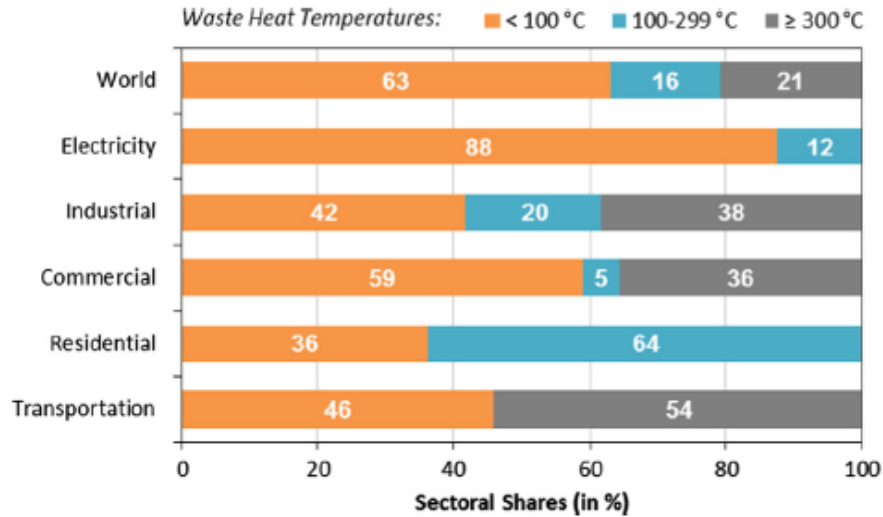


Fig. 6 Calor de desecho producido por sectores [6].

En la Fig. 6 se muestra el calor de desecho producido en diferentes sectores, donde se indican los niveles de temperaturas.

En la Fig. 7 se muestra el potencial energético y exergético del calor de desecho disponible en los distintos sectores.

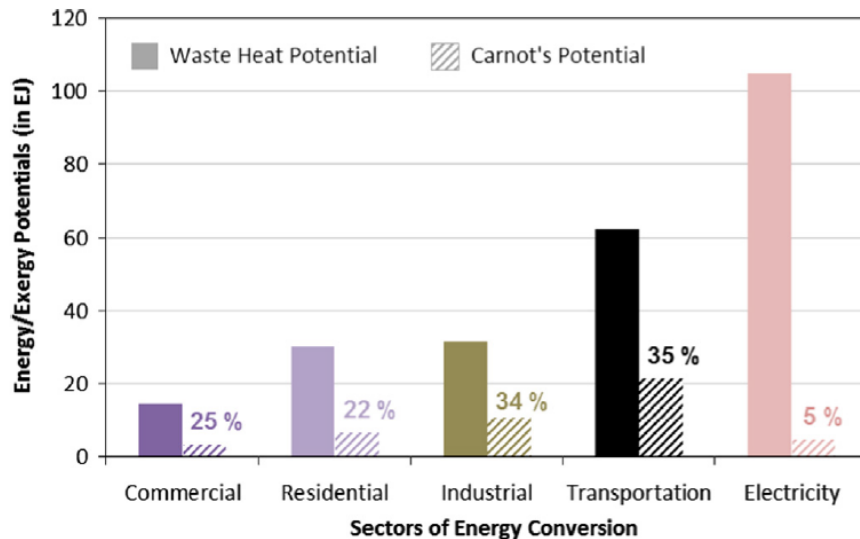


Fig. 7 Potencial energético y exergético del calor de desecho por sectores [6].

El calor de desecho puede ser recuperado a través de distintas tecnologías, por ejemplo, economizadores, calderas de calor residual, precalentadores de aire, intercambiadores de calor de placas, así como quemadores regenerativos y recuperativos. Donde las principales aplicaciones de este recurso podría ser través de ciclos termodinámicos como, Kalina,

Goswami, Rankine, bombas de calor, o incluso a través de dispositivos de conversión de energía eléctrica.

1.5 Estado del Arte.

Así como el estudio del ciclo Goswami, varias investigaciones en el área de ciclos termodinámicos de poligeneración están siendo desarrolladas. Algunas de estas investigaciones son enfocadas a procesos de cogeneración, es decir la unión de dos o más sistemas para tener distintos productos, pero también el desarrollo de nuevos ciclos termodinámicos, compuestos de nuevos componentes que permitan realizar las conversiones de energía de manera más eficiente, a través del estudio de fluidos orgánicos o incluso mezclas como lo son amoníaco agua, siguiendo la idea del principio de operación de un ciclo Rankine y un ciclo de refrigeración por absorción. A continuación, se muestra una revisión bibliográfica detallada en torno a este tema de estudio, mostrando la situación actual y las posibles áreas en las que se puede enriquecer el conocimiento de ciclos de poligeneración.

1.5.1 Antecedentes del ciclo Goswami.

En 1999 Goswami y Xu [9] realizaron el análisis de un ciclo Goswami, reportaron una eficiencia térmica de 23.54% al tener una temperatura y presión del fluido de trabajo a la entrada de la turbina de 136.85 °C y 30 bar, respectivamente. Con estos parámetros de operación la salida de potencia neta es de 99.23 kW/kg y la carga de enfriamiento de 25.9 kW/kg. Un año después Xu et al. [10] analizaron la influencia que tiene la temperatura de condensación y absorbedor, así como la presión de entrada a la turbina del sistema para diferentes concentraciones del fluido de trabajo. Mediante un análisis de la primera y segunda ley de la termodinámica Hasan et al. [11] analizaron el ciclo Goswami con lo que obtuvieron una eficiencia de segunda ley de 65.4% con una fuente térmica de 126.85°C y mediante un análisis exergéticos en los componentes del sistema se pudo observar que las mayores irreversibilidades están presentes en el absorbedor y el rectificador. En 2003 Vijayaraghavan y Goswami [12] presentaron las ecuaciones termodinámicas para evaluar ciclos que tienen una salida simultánea de potencia y enfriamiento, ya que como son dos tipos de productos distintos se deben analizar los sistemas a través de primera y segunda ley, así como exergéticamente, en ese mismo año Tamm y Goswami [13] desarrollaron el estudio experimental de un ciclo Goswami, el cual fue comparado con las simulaciones realizadas previamente. En 2005 Vijayaraghavan y Goswami [14] analizaron las ventajas y desventajas de distintos fluidos de trabajo que pueden ser utilizados en el ciclo Goswami, en este trabajo pueden encontrarse algunas de las propiedades de los fluidos seleccionados. Ya algunos autores habían estudiado la influencia de parámetros clave en el rendimiento del ciclo Goswami, pero Vidal et al. [15] además de las variables ya estudiadas incluyeron el análisis de la temperatura ambiente para la evaluación del sistema. Similar que Vijayaraghavan y Goswami, Ziegler [16] presentó una serie de ecuaciones para evaluar sistemas combinados de potencia y enfriamiento, en ese mismo trabajo propone un sistema de doble efecto para potencia y enfriamiento. Mediante el análisis de la concentración de la mezcla, presión de generador, condiciones del rectificador y recalentador Padilla et al. [17] analizaron el ciclo Goswami y presentaron una eficiencia exergética de 72% con una temperatura de absorbedor de 30 °C. La aplicación del ciclo Goswami es muy atractiva por tales razones varios autores

estudian este ciclo con la finalidad de optimizarlo a través de distintas variables, tal es el caso de Zare et al., Demirkaya et al. [18-21] quienes ha desarrollado estudios energéticos y económicos del sistema. En 2013 Abed et al. [22] propusieron el uso de una mezcla distinta a la comúnmente usada en el ciclo Goswami, esta mezcla es una combinación de propano-decano, de igual forma que con la mezcla amoniaco agua, se analizó el comportamiento que se presenta mediante variables como presión de entrada a la turbina y temperatura de recalentamiento. Similar a esto López et al. y Mendoza et al. [23-25] entre 2014 y 2015 propusieron la evaluación termodinámica del sistema utilizando las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ así como $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Utilizando energía solar mediante colectores solares y biomasa, Muye et al. [26] realizaron el estudio del rendimiento de un ciclo Goswami para la región de Sevilla y Chennai, determinaron que el sistema general, tiene una eficiencia promedio anual de entre 6 y 8%. Ventas et al. [27] realizaron el análisis de un ciclo de absorción de doble efecto para generación de potencia y enfriamiento simultaneo, ellos proponen el uso de la mezcla amoniaco-nitrato de litio como fluido de trabajo. Cuando realizan la división de flujo a la mitad es decir 50% para generación de energía eléctrica y 50% para refrigeración se obtiene una eficiencia eléctrica de 6.5% y un COP de 0.52 a una temperatura de generación de 132°C , temperatura de absorbedor de 30°C y temperatura de evaporador de -5°C . Varias ideas siguen surgiendo con la finalidad de mejorar el rendimiento del ciclo de Goswami, en los últimos años Ayou et al. [28] propusieron la integración de un nuevo dispositivo al sistema este dispositivo puede ser un compresor o un eyector, mencionan que la energía suministrada al compresor sería producida por el mismo ciclo.

Desde que surgía el ciclo Goswami como propuesta de un nuevo sistema para la generación simultanea de potencia y enfriamiento, números estudios han sido realizados sobre el tema. Bajo la definición de primera ley se estudió este sistema, muy posteriormente se determinaron las ecuaciones para un mejor análisis del ciclo puesto que tiene salidas tanto de calor y trabajo. Se ha observado que variables clave como las temperaturas de operación influyen en gran medida con el rendimiento del ciclo, ejemplo claro fue lo reportado por Padilla et al. [17] donde a una temperatura de 30°C obtuvo una eficiencia exergética de 72 %. En cuestión de fluido de trabajo se sigue optando por la mezcla amoniaco agua por el amplio rango de temperaturas de evaporación que se pueden alcanzar por el sistema, sin embargo, están surgiendo investigaciones de otros fluidos como lo hicieron López et al. y Mendoza et al. [23-25].

1.5.2 Ciclos compuestos para producción de potencia y enfriamiento.

Zhang y Lior [29-30] propusieron un sistema para generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea, este sistema se compone de un ciclo Rankine y un sistema de refrigeración por absorción. Mediante un análisis energético y exergético determinaron una eficiencia energética y exergética de 27.7 y 55.7%, respectivamente, operando con una temperatura máxima del ciclo de 450°C . En este estudio de igual forma analizaron los componentes donde existe mayor pérdida de exergía, los principales componentes fueron el condensador y los intercambiadores de calor. El estudio de sistemas combinados para poligeneración son muy atractivos debido a que se aprovecha de mejor manera la energía suministrada, en 2007 Alexis [31] realizó el estudio de un sistema compuesto por un ciclo Rankine y un sistema de refrigeración con eyector. La finalidad de este sistema era proporcionar energía en invierno y climatización en verano, en su estudio Alexis presentó un

análisis termodinámico del ciclo combinado, donde se muestran algunos parámetros de operación y se determina la eficiencia del sistema. Mediante un análisis paramétrico Wang et al. [32] evaluaron un sistema compuesto y a través de la optimización del sistema lograron obtener una eficiencia exergética de 43.06% con una presión y temperatura a la entrada de la turbina de 1.0706 Mpa y 280.4 °C, respectivamente. Se dio a conocer que los parámetros que influyen en mayor medida al rendimiento del sistema son la temperatura ambiente, la temperatura de refrigeración, la presión y temperatura de entrada de la turbina, así como la concentración del fluido de trabajo. Un año después Rosaa y Bazzo [33] combinaron un ciclo de potencia de gas de microturbina con un sistema de refrigeración, este sistema presentó una eficiencia de planta de aproximadamente 41%. Demirkaya et al. [34] combinaron un ciclo Rankine convencional con un ciclo Goswami proponiendo como fuente térmica energía solar concentrada. Evaluaron el sistema mediante la concentración del fluido de trabajo, la presión del condensador y la concentración a la salida del rectificador, en su estudio propusieron tres casos de análisis, uno donde no existe recalentador, otro donde existe recalentador y rectificador y el tercero donde no se tiene rectificador ni recalentador. Además de los fluidos convencionales utilizados, se han estudiado algunos otros refrigerantes, Habidzadeh et al. [35] propusieron el uso de fluidos como R123, R141b, R245fa, R600a y R601a, al evaluarlos termodinámicamente encontraron que el R601a presentó potencial para su aplicación en ciclos combinados de potencia y enfriamiento. En 2013 Sun et al. [36] evaluaron un sistema compuesto de un ciclo Rankine y un ciclo de absorción, donde con temperaturas de generación y absorbedor de 137.4 °C y 38.2 °C, respectivamente, obtuvieron una eficiencia térmica de 18.6 y exergética de 45%. Un año más tarde Yu et al. [37] modificaron un ciclo Kalina y lo combinaron con un sistema de refrigeración por absorción, el sistema utiliza amoníaco-agua como fluido de trabajo y presentó una eficiencia de 37.79% con temperaturas de evaporador de -10 °C y 35°C en el absorbedor. Mediante la combinación de un ciclo Rankine y un ciclo de refrigeración por absorción Sun et al. [38] propusieron un sistema de poligeneración, este sistema llama la atención ya que se ha incluido un compresor al ciclo. Este compresor es alimentado con la misma energía producida por el sistema, reportaron que la eficiencia energética es de 0.722 logrando temperaturas en el evaporador de -15°C. Que exista una buena transferencia de energía entre la fuente y el fluido de trabajo es muy importante, Boyaghchi et al [39] estudiaron mezclar nanopartículas de óxido de cobre al fluido que proporciona la energía térmica al sistema, con la finalidad de mejorar la transferencia de calor. El sistema que estudiaron es un ciclo compuesto por un ciclo Rankine orgánico y un ciclo de refrigeración con eyector. Existen trabajos reportados donde además de utilizar la mezcla amoníaco agua como fluido de trabajo para ciclos de potencia y enfriamiento compuestos, se propone el uso de bromuro de litio agua, tal es el caso de Rashidi et al. [40], quienes en su sistema combinado por un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por absorción obtuvieron una potencia de enfriamiento mayor casi en un 42% con bromuro de litio agua que con amoníaco agua. Un sistema compuesto por un ciclo Rankine y un ciclo de absorción presentado por Talukdar y Gogoi [41] evaluado con bromuro de litio agua presentó una eficiencia exergética de 35% y un factor de utilización de energía de 37%. Combinando un ciclo Brayton, un ciclo Rankine y un sistema de refrigeración con eyector Xia et al. [42] realizaron un estudio termo-económico mediante el análisis de las variables como la presión del compresor, la temperatura de entrada al compresor, la temperatura de entrada a la turbina del ciclo Brayton, la presión de entrada en la turbina del ORC y la presión del flujo del eyector. Varias combinaciones entre ciclos de refrigeración y ciclos de potencia evaluados con distintos fluidos de trabajo se han reportado, donde se presentan las ventajas

y desventajas de cada uno [43]. Combinar ciclo Kalina con sistemas de absorción han dado eficiencias exergéticas de 25.76% con temperaturas de entrada a la turbina de 129.57 y evaporador de -5° [44]. Por otra parte, el ciclo Kalina con ciclo de refrigeración con eyector han tenido eficiencias exergéticas de 16.69% con una temperatura de la fuente térmica de 200°C y evaporador de 12°C [45]. Un sistema combinado del ciclo Kalina y el ciclo de refrigeración con eyector fue evaluado paraméricamente por Khakiq [46] utilizando refrigerante R141b, la fuente térmica utilizada es energía solar. Un sistema similar fue propuesto y evaluado por Seckin [47] utilizando fluido R152a, R290 y R134a, los resultados reportados indican que de los tres el fluido R290 presenta mejor rendimiento. Los sistemas combinados de ciclos de potencia, ya sea Rankine, Kalina o Goswami con sistemas de refrigeración con eyector, llaman mucho la atención debido a las características termodinámicas que presentan. Yin et al. [48] logró una eficiencia exergética de 26.15% con Goswami y eyector, mientras que Seyfour et al. [49] con una propuesta nueva combinado un ciclo Rankine orgánico y un sistema de refrigeración GAX obtuvo una eficiencia exergética de 42.8%. Una eficiencia exergética menor a las de Yin et al. y Seyfori et al., fue obtenida por Rostamzadeh et al. [50] al combinar un ciclo Rankine orgánico y un sistema de refrigeración con eyector, la eficiencia exergética obtenida fue de 25.09%. Pensando en la aplicación de un sistema combinado Gogoi y Salkla [51] en 2019 evaluaron un sistema compuesto durante cuatro meses del año donde las condiciones de radiación son distintas ya que como fuente térmica se utiliza energía solar, en sus estudio el ciclo orgánico se analizó con cinco fluidos distintos mientras que el ciclo de refrigeración únicamente con la mezcla cloruro de litio-agua. Modificaciones en las estructuras de estos ciclos combinados siguen siendo estudiados hoy en día, así como el fluido de trabajo con el que operan, con la finalidad de obtener los mayores beneficios tanto energéticos como económicos [52-53].

Con la finalidad de mejorar los procesos de conversión de energía se han reportado numerosos estudios donde se combinan sistemas de diferente propósito para obtener varios productos de manera simultánea. En específico combinar un ciclo de potencia con un ciclo de refrigeración. Los principales y más estudiados son la unión de un ciclo Rankine con un ciclo de refrigeración por absorción, de los cuales se han obtenido eficiencias exergéticas de alrededor de 45 %. Mientras que al unir un ciclo Kalina con un ciclo de refrigeración con eyector las eficiencias de segunda ley están alrededor de 17 %. Otras propuestas han sido la combinación de ciclo Goswami con un ciclo de refrigeración por absorción donde se han reportado eficiencias exergéticas de casi 27 %.

Por otra parte, se han empezado a implementar algunas modificaciones a la unión de ellos sistemas, ejemplo claro fue lo realizado por Sun et al. [38] quienes adicionaron un compresor a su sistema con la finalidad de mejorar su eficiencia.

1.5.3 Ciclos compuestos para potencia enfriamiento y calefacción.

Similar a los sistemas compuestos de enfriamiento y potencia se han estudiado sistemas parecidos, con la diferencia de que de estos se puede obtener además de potencia y enfriamiento, calefacción. Fahad et al. [54] realizaron la evaluación de un sistema destinado a la generación de potencia, enfriamiento y calefacción, el sistema está compuesto de un ciclo Rankine orgánico y un ciclo de refrigeración por absorción operando con n-octane y la mezcla LiBr-agua, respectivamente. En la evaluación se proponen tres modos de operación, donde primeramente se evalúa solo la generación de energía eléctrica, teniendo con ello una

eficiencia de 15%, al incluir la calefacción y el enfriamiento eficiencia máxima del sistema se encuentra alrededor de 94%. Utilizando un ciclo de potencia de gas y un ciclo de refrigeración Wang et al. [55] proponen un ciclo para producir enfriamiento, potencia y calefacción, este ciclo tiene una eficiencia de 53% con temperaturas a la entrada de la turbina y salida del evaporador de 220 y 5°C. En 2014 Cho et al. y Liu et al. [56-57] presentaron trabajos donde reportan las características para analizar estos sistemas desde el punto de vista energético y exergético, mencionan los componentes de estos sistemas y de algunos trabajos reportados en la literatura con sus especificaciones de potencia, enfriamiento y calefacción. Mediante un análisis energético y económico realizado por Chaiyat et al. [58] se determinó que para un sistema propuesto con salida de 25kW de potencia eléctrica y 20 kW de enfriamiento operando con fluido R245fa y bromuro de litio agua en el ciclo orgánico Rankine y en el ciclo de refrigeración, respectivamente. La eficiencia del sistema aumenta en un 7%, pero el costo de la energía producida aumenta de 0.0699 a 0.0891 dólares. Realizar una extracción de fluido de la turbina fue propuesto por Xu et al. [59], esto resultó en una mejora al efecto de enfriamiento del sistema además la eficiencia exergética aumentó de 10.4 a 22.5%. Para optimizar un ciclo de generación de potencia, enfriamiento y calefacción Wang et al. [60], desarrollaron un trabajo en el cual proponen tres escenarios de operación de un sistema compuesto por un ciclo Rankine orgánico y un ciclo de refrigeración con eyector. El primer caso fue para generación única de potencia, el segundo caso fue potencia y calefacción y el tercer caso fue potencia y enfriamiento. En su trabajo detallan las condiciones de operación, así como los resultados obtenidos. Para mejorar el rendimiento de estos sistemas se deben modelar bajo distintos parámetros de operación y utilizando distintos fluidos de trabajo [61-62]. Khalilzadeh et al. [63] realizaron un estudio completo, es decir energético, exergético, económico y ambiental de un sistema que entrega potencia, enfriamiento y calefacción, el sistema se compone de un ciclo orgánico Rankine, un sistema de refrigeración por compresión y un sistema solar que suministra la energía térmica requerida por el sistema. En los resultados se reporta que el COP es de 4.23, la eficiencia energética de 84.53% y la exergética de 37.05%. El sistema puede entregar 132 m³ de agua a 65°C diariamente y una carga de enfriamiento de 2400 kWh, consumiendo 567 kWh de potencia. En 2019 Rostamzadeh et al. [64] presentaron dos sistemas para obtener potencia, enfriamiento y calefacción ambos sistemas están compuestos por un ciclo de refrigeración con eyector, una bomba de calor y un ciclo Rankine orgánico o un ciclo Kalina. El propósito de este trabajo fue comparar la utilización de un ORC o un CK y la factibilidad de estos sistemas. Como resultados presentaron que el sistema con ORC tienen una eficiencia térmica de 76.54%, mientras que el de CK tiene eficiencia térmica de 77.32%, también se obtuvieron 48.37% y 31.2% de eficiencia exergética para el ciclo con ORC y CK, respectivamente.

Con la misma finalidad de aprovechar de mejor manera la energía que se suministra a los procesos de conversión de energía se ha propuesto utilizar el calor de desecho de los sistemas para calentamiento de agua con lo cual se han obtenido eficiencias de primera ley bastante altas. Las mayores reportadas están alrededor del 94%. Más allá de analizar el sistema de manera energética se han introducido análisis económicos, donde se comparan los beneficios energéticos de estos sistemas con los gastos económicos que representarían.

1.5.4 Nuevos sistemas para generación simultánea de potencia y enfriamiento.

Mediante el análisis de sistemas combinados, así como sistemas independientes ya sea de refrigeración o potencia, varios autores han reportado nuevos ciclos termodinámicos para poligeneración. Erickson et al. [65] propusieron un nuevo ciclo para generación de potencia y enfriamiento simultáneo, en su trabajo realizan la descripción general de su sistema y lo comparan con otras tecnologías. De igual manera mencionan las posibles aplicaciones ya que este sistema opera a temperaturas de entre 120 y 300°C. En 2016 Zheng et al. [66] propusieron un nuevo ciclo, este opera con la mezcla amoníaco-agua y mediante un estudio termodinámico el sistema presentó una eficiencia térmica de 24.2% y exergética de 37.3% con temperaturas a la salida del generador y del evaporador de 350 °C y 10°C, respectivamente.

Shankar y Srinivas [67] propusieron un nuevo sistema el cual utiliza la mezcla amoníaco agua como fluido de trabajo y funciona mediante dos generadores. La temperatura de la fuente de energía térmica se estima de 110 °C teniendo con ello una temperatura de generación de 95 °C. En la evaluación se manejó una concentración de 0.58 y un flujo a la salida del absorbedor de 1 kg/s, la salida de potencia y enfriamiento fue de 58.75 y 91.57 kW, respectivamente. En 2014 Shankar et al. [68] presentó el diseño de tres nuevos ciclos, uno de ellos operando con la mezcla bromuro de litio agua, el cual tiene un factor de utilización de energía de 82%.

Otro de esos ciclos tiene la característica de contar con dos turbinas y tiene la capacidad de generar potencia o enfriamiento individual o simultáneamente [69], al último ciclo presentado por Shankar y Srinivas [70] lo llamaron ciclo Srinivas. Opera con la mezcla amoníaco agua y utilizando temperaturas de generación y absorbedor de 150 y 30°C, respectivamente. Tiene una eficiencia de 27%. Con los sistemas que fueron propuestos Shankar et al. [71-78] han realizado trabajos estudiando energética y exergéticamente el rendimiento bajo diferentes condiciones de operación, así como mediante el uso de distintos fluidos de trabajo.

Utilizando la mezcla amoníaco-agua Ayou et al. [79] propusieron un nuevo sistema y mediante un análisis energético obtuvieron una eficiencia de 42.81% del ciclo, con una temperatura de generación y evaporador de 130 °C y -10°C, respectivamente. Sun et al. [80] proponen un sistema para generación de potencia y enfriamiento, ellos incluyen a su sistema un mecanismo con el cual se puede variar la concentración de la mezcla durante el proceso, el fluido de trabajo es amoníaco-agua el fluido entra en la turbina a una temperatura de 320 °C con temperatura de absorbedor de 35.7 °C y teniendo temperaturas de evaporación alrededor de -14.9 °C, la eficiencia energética y exergética de su sistema es de 40.6 y 36.4 % respectivamente.

Utilizando una mezcla zeotrópica de isobutano/pentano Yang et al. [81] propusieron un nuevo ciclo, mediante un análisis energético y analizando variables como concentración de la mezcla se pudo determinar que para una relación de 40/60 la exergía máxima del ciclo es de 10.29, mientras que para una relación de 70/30 la eficiencia exergética máxima es de 10.77%.

Entre 2017 y 2018 Rashidi et al. [82-83] han realizado propuestas de ciclos termodinámicos para generación de potencia y enfriamiento, en algunos de estos han incluido el uso de eyectores para mejorar el rendimiento de los sistemas ellos reportan eficiencias exergéticas de 28.95 %. De igual manera mediante un estudio exergo-económico a un sistema propuesto evaluado con amoníaco-agua y bromuro de litio-agua muestran que el segundo modelo tiene

40% mayor destrucción de exergía [84]. En 2017 Barkhordarian et al. [85] propusieron un nuevo ciclo para generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea, el sistema opera con amoníaco agua como fluido de trabajo, la temperatura de entrada a la turbina es de 285 °C, la temperatura en el evaporador 1 de -5°C y en el evaporador 2 de -24°C. El sistema presentó una eficiencia térmica de 20.76% y una eficiencia exergética de 35.59%. Utilizando la mezcla amoníaco-agua. Ghaebi et al. [86] propusieron y analizaron energética y exergéticamente un nuevo sistema, este produce una potencia de 1379 kW y enfriamiento de 1736 kW, con ello la eficiencia térmica y exergética del sistema es de 43.25% y 22.51%, respectivamente. Parikhani et al. [87] presentó un nuevo sistema para generación potencia y enfriamiento de manera simultánea, el ciclo puede operar con la mezcla amoníaco agua o bromuro de litio agua. La eficiencia térmica del sistema fue de 16.4 % y la eficiencia exergética de 28.95 %. La temperatura de generación, condensación, absorbedor y evaporador fueron de 100 °C, 30 °C, 25 °C y -5 °C, respectivamente.

Cao et al. [88] realizaron la optimización a un sistema de generación de potencia y enfriamiento, este sistema tiene como objetivo la producción de hielo e hidrógeno. El sistema se basa en un ciclo geotérmico con tanque flash, un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por absorción. La parte de optimización que se realiza tiene que ver con la variación de parámetros que permitan obtener un mayor beneficio del sistema. Se reporta en el trabajo que, para temperaturas de la fuente de energía térmica de 150 < 160 y 170 °C la eficiencia exergética del sistema es de 23.9, 25.06 y 26.25%, respectivamente. La temperatura del generador es de 139 °C mientras que en el evaporador es de -6 °C. En 2019 Han et al. [89] realizaron un análisis termodinámico a un ciclo para generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea, el sistema opera con la mezcla amoníaco-agua y tiene la capacidad de modificar el flujo de fluido destinado a refrigeración o potencia. En su trabajo consideran una temperatura de generador de 140 °C y 0 °C la temperatura de refrigeración. Para una fracción de 30% destinada a refrigeración, la eficiencia térmica y exergética del sistema fueron de 0.296 y 0.495, respectivamente.

Mediante las modificaciones a un ciclo Kalina, Parikhani et al. [90] en 2019 desarrollaron un análisis termodinámico y económico de un nuevo ciclo combinado para potencia y enfriamiento, se reportan una eficiencia energética y exergética de 49.83% y 27.68%, respectivamente. También se reportó un costo de 198.3 \$/GJ. Los resultados anteriores se obtuvieron con temperaturas de generador y evaporador de 139.85°C y 9.85°C, respectivamente.

Numerosos sistemas para generación de potencia y enfriamiento han sido propuestos, la mayoría de ellos presentan configuraciones relativamente complejas. En cuanto a fluidos de trabajo, estos sistemas están siendo operados en su mayoría mediante la mezcla amoníaco-agua, aunque no se descarta la aplicación de fluidos tales como bromuro de litio agua o amoníaco nitrato de litio. De estos sistemas se han obtenido eficiencias de segunda ley de alrededor del 35%, pero operando a temperaturas superiores a 300 °C. Las principales diferencias de los sistemas propuestos son los arreglos y el número de intercambiadores de calor utilizados. Algunas de las propuestas más sobresalientes son el aprovechamiento corriente que salen del generador, aunque no han sido muy estudiadas, otra modificación que destaca es la variación de la concentración de amoníaco durante el proceso. Por la parte económica no hay mucha información de análisis económicos realizados de los sistemas propuestos.

1.6 Justificación.

A través de la revisión bibliográfica desarrollada sobre ciclos de poligeneración, se ha observado que gran parte de los estudios propuestos en el tema, se enfocan a la unión de dos o más sistemas independientes. Con lo cual se pueden obtener distintos productos, por ejemplo, potencia-enfriamiento o potencia-enfriamiento-calentamiento. De estos sistemas los que han sobresalido son la unión de un ciclo Rankine y un ciclo de refrigeración por absorción. Algunos otros estudios se han enfocado en la propuesta de nuevos ciclos termodinámicos, algunos muy complejos en cuanto a su estructura y algunos otros donde únicamente se adicionan intercambiadores de calor para el aprovechamiento de este recurso dentro del mismo sistema. En cuanto a fluidos de trabajo se sigue optando por la mezcla amoníaco agua, puesto que se pueden obtener mayores rangos en la temperatura de evaporación, beneficiando el efecto de enfriamiento. La mayoría de los análisis realizados siguen siendo en su mayoría únicamente en el área termodinámica, dejando a un lado la parte económica y ambiental.

Con la finalidad de enriquecer el tema de ciclos de poligeneración se propone el estudio de nuevos ciclos que presenten beneficios sobre los ya existentes, con el propósito de encontrar puntos de mejora, resultando así en la propuesta de nuevos ciclos termodinámicos, que más que adicionar intercambiadores de calor puedan ser reestructurados con nuevos componentes y así poder mejorar el proceso de conversión de energía.

Aunado a lo anterior, ya que la información en cuanto a los temas económicos y ambientales de los ciclos de poligeneración es limitada se propone realizar tanto un estudio energético, exergético económico y ambiental de los modelos propuestos, a través de algoritmos computacionales que nos permitan realizar un análisis más amplio en función de distintas variables de operación.

1.7 Objetivos del proyecto

1.7.1 Objetivo general del proyecto.

Proponer, modelar y evaluar teóricamente nuevos ciclos termodinámicos para la producción simultánea de potencia y enfriamiento, los cuales presenten ventajas sobre el ciclo Goswami, o bien sobre otros ciclos convencionales, o bien sobre otros ciclos propuestos recientemente para la producción de potencia y enfriamiento operando de manera independiente o simultánea.

1.7.2 Objetivos específicos del proyecto.

- i. Realizar una revisión bibliográfica relacionada a ciclos termodinámicos para la producción simultánea de potencia y enfriamiento.
- ii. Realizar el análisis de ciclos termodinámicos para la generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea propuestos en la literatura.
- iii. Proponer mejoras a los ciclos propuestos en la literatura y desarrollar nuevos ciclos de poligeneración.
- iv. Desarrollar modelos computacionales que permitan simular los ciclos termodinámicos propuestos.

- v. Evaluar los ciclos termodinámicos propuestos bajo los parámetros de la primera ley de la termodinámica, así como en términos de exergía y económicos.
- vi. Publicación de al menos un artículo en revista internacional perteneciente al JCR.

1.8 Contenido de la tesis.

Con la finalidad de cumplir los objetivos establecidos para este proyecto de investigación, se ha decidido estructurar la tesis en ocho capítulos. Donde el contenido de cada uno de ellos se describe a continuación de manera breve:

➤ **Capítulo 1. Introducción.**

El objetivo de este capítulo es mostrar el estado de la situación energética mundial y nacional. Además de mostrar el desperdicio de energía que se tiene en el mundo y la energía consumida para efectos de refrigeración. Así mismo, mediante una revisión bibliográfica detallada sobre sistemas de poligeneración se estructura tanto, la justificación, el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto.

➤ **Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos, económicos y ambientales.**

En el capítulo dos se introduce a los fundamentos termodinámicos que sirven como base de análisis de los ciclos termodinámicos propuestos en este proyecto, es decir primera y segunda ley de la termodinámica y análisis de exergía. Además, se muestran una serie de ecuaciones con las que se determinan los costos de los componentes y el costo de los productos obtenidos. Así mismo se presentan relaciones con las cuales se desarrolla el análisis ambiental, el cual da como resultado la cantidad de CO₂ que se deja de emitir y su equivalente a árboles reforestados. De igual forma se da un panorama general de lo que son los ciclos termodinámicos y las clasificaciones que se tienen en función del propósito del ciclo.

➤ **Capítulo 3. Generalidades del ciclo Goswami y análisis del beneficio de la adición de componentes.**

En el capítulo 3 se tratan las generalidades del ciclo Goswami, ya que varios de los modelos propuestos en la literatura y en este trabajo de investigación parten de su principio de funcionamiento. Por lo cual se desarrolla el modelo de este sistema que sirva como punto de referencia de la mejora de los nuevos modelos propuestos.

Así mismo, en este capítulo se analiza la adición de un nuevo componente al sistema en una configuración distinta la cual fue propuesta por Wilfrido et al. [91].

➤ **Capítulo 4. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico con separador y compresor CPCCS.**

En este capítulo se presenta una propuesta de un nuevo ciclo termodinámico para la generación simultánea de potencia y enfriamiento. Este nuevo modelo aprovecha de mejor manera el fluido de trabajo para un proceso de separación-compresión donde se produce una

cantidad extra de vapor de amoníaco. Así mismo, a este nuevo modelo se le aplica el concepto de rectificación interna.

➤ **Capítulo 5. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico para la generación de potencia y enfriamiento. Enfocado a la mejora del efecto de enfriamiento.**

El capítulo 5 de este trabajo de investigación muestra una propuesta de un nuevo ciclo termodinámico de poligeneración, el cual además de ser analizado con y sin rectificación interna aprovecha dos corrientes distintas de fluido internas del sistema para ser sometidas a un proceso de separación. Aumentando así el flujo másico destinado al efecto de enfriamiento del sistema.

➤ **Capítulo 6. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico de poligeneración, enfocado a la generación de Potencia.**

En este capítulo se aprovechan las mejoras propuestas en los modelos anteriores para un sistema con principal objetivo de generación de trabajo. Este nuevo modelo cuenta con la adición de un proceso de recalentamiento y expansión extra.

➤ **Capítulo 7. Comparación de los modelos propuestos.**

En este capítulo se muestra la comparación energética, exergética, económica y ambiental de todos los modelos propuestos.

➤ **Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.**

En este capítulo se muestran las conclusiones más sobresalientes de cada uno de los modelos propuestos, así mismo las conclusiones del análisis comparativo de los distintos ciclos termodinámicos resultados de este trabajo de investigación.

Para finalizar, en función de lo aprendido durante el desarrollo de esta investigación se dan algunas ideas para trabajos futuros que puedan enriquecer esta área de estudio.

Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos, económicos y ambientales.

Siempre que surge un nuevo dispositivo de conversión de energía debe de ser analizado bajo los principios fundamentales de la termodinámica. En específico la primera ley, con la cual se pueden cuantificar las interacciones de energía que se tienen sobre el sistema. Una vez que el sistema ha sido analizado bajo este principio, se somete a análisis más especializados, aplicando conceptos como entropía y exergía, los cuales dan pauta a saber si el sistema puede operar sin violar ninguna ley física. Además de que estos análisis más especializados nos darán un panorama de los límites de rendimiento teórico o el máximo beneficio que puede ser obtenido del sistema partiendo de las condiciones específicas de un estado de referencia.

Actualmente los análisis termodinámicos no son suficientes para demostrar la viabilidad de los nuevos dispositivos de conversión de energía. Ya que además de tener beneficios energéticos, estos dispositivos deben presentar ventajas en el ahorro económico e incluso que la operación de estos nuevos sistemas sea amigable con el medio ambiente.

A continuación, se muestran algunos conceptos fundamentales que sirven como punto de partida para el análisis de los modelos que serán presentados en los capítulos posteriores de esta tesis. Estos conceptos fundamentales están entorno a los análisis energéticos, económicos y ambientales.

2.1 Primera ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica o también conocida como principio de conservación de la energía, nos permite analizar las diferentes interacciones de energía que actúan sobre un sistema, estas interacciones pueden ser en forma de trabajo, calor o relacionadas a un flujo másico [92]. La Fig. 8, muestra el esquema general de un sistema donde están representadas las interacciones de energía antes mencionadas.

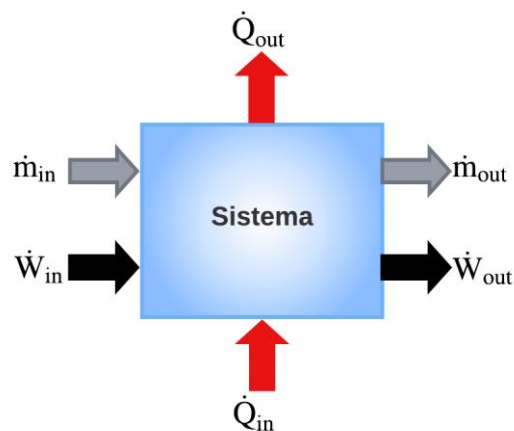


Fig. 8 Interacciones de energía sobre un sistema.

El principio de conservación de la energía de manera muy general hace referencia a que la energía no puede ser creada o destruida, únicamente puede cambiar de forma durante un proceso. El balance más general de este enunciado se muestra en la expresión matemática 1, la cual dice que el cambio de energía de un sistema es resultado de la diferencia que existe entre la energía total que entra y la energía total que sale del mismo.

$$\left(\text{Energía total que entra al sistema} \right) - \left(\text{Energía total que sale del sistema} \right) = \left(\text{Cambio total de energía del sistema} \right) \quad (1)$$

Ya que la energía puede ser transferida de tres modos distintos y su transferencia neta es igual a la diferencia entre las cantidades transferidas hacia dentro y hacia fuera, la primera ley de la termodinámica de forma desglosada queda representada en la ecuación 2. La cual se considera que no es dependiente del tiempo.

$$E_i - E_o = (Q_i - Q_o) + (W_i - W_o) + (E_{mi} - E_{mo}) = \Delta E \quad (2)$$

Donde:

$$E_m = m(h + E_c + E_p)$$

$$h = \text{Entalpia} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$E_c = \text{Energía cinética} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$E_p = \text{Energía potencial} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

El sistema puede tener más de un flujo de masa, calor o trabajo, ya sea de entrada o salida, por lo cual la ecuación 2 puede reescribirse de la siguiente manera:

$$\Delta E = \sum E_{mi} - \sum E_{mo} \mp \sum Q \mp \sum W \quad (3)$$

Por otra parte, la expresión anterior puede ser representada en forma de tasa como:

$$\dot{E}_i - \dot{E}_o = \frac{dE_s}{dt} \quad (4)$$

Si el sistema se encuentra operando de manera cíclica el estado final es el mismo que el estado inicial por lo tanto el cambio de energía es cero:

$$\Delta E = E_2 - E_1 = 0 \quad (5)$$

Para un sistema cerrado y en estado estacionario, el cual se caracteriza por no tener interacciones de masa, el balance de energía únicamente se expresa en términos de las cantidades de calor y trabajo netos

$$Q_n = W_n \quad (6)$$

2.2 Segunda ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica nos permite cuantificar las cantidades y tipos de energía que interactúan en un sistema durante un proceso. Mientras que la segunda ley de la termodinámica nos muestra que estas interacciones siguen una dirección específica.

La segunda ley de la termodinámica afirma que la energía tiene calidad y cantidad y nos permite determinar los límites teóricos en el desempeño de sistemas de ingeniería.

La segunda ley de la termodinámica, enunciado de Kelvin Planck y enunciado de Clausius.

Existen dos enunciados de la segunda ley, los cuales hacen referencia a máquinas térmicas y a refrigeradores.

Ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que se le suministra en trabajo útil. Esta limitación de la eficiencia térmica de las máquinas térmicas se utiliza como base del enunciado de Kelvin-Planck [92].

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

Es decir, una máquina térmica debe intercambiar calor con un sumidero de baja temperatura, así como con una fuente de temperatura alta para seguir operando.

Es bien conocido que la transferencia de calor se da de manera natural desde un cuerpo o fuente térmica de mayor temperatura hacia una de temperatura inferior.

El enunciado de Clausius dice que:

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

El enunciado de Clausius no significa que sea imposible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor desde un medio frío a otro medio de mayor temperatura. El enunciado establece simplemente que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea impulsado mediante una fuente de energía externa [92].

Los enunciados de Clausius y el de Kelvin-Planck son equivalentes en sus consecuencias y ambos pueden ser usados como expresiones para representar la segunda ley de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viole el enunciado de Clausius también viola el de Kelvin Planck y viceversa.

Para el análisis de los sistemas mediante la segunda ley de la termodinámica se emplea la propiedad entropía que, a diferencia de la energía, esta no es una propiedad que se conserve. El cambio de entropía para un sistema está dado por la ecuación 7.

$$S_i - S_o + S_{gen} = \Delta S_{sis} \quad (71)$$

Donde S_i y S_o tienen que ver con la transferencia de entropía por los flujos de calor y masa, ya sean de entrada o salida. En la siguiente ecuación se muestra de manera desglosada el balance de entropía para un sistema que presenta entradas y salidas de calor y flujos másicos.

$$\sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_o s_o + \bar{\mp} \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \Delta S_{sis} \quad (82)$$

2.3 Fundamentos Exergéticos.

Cuando se analiza una nueva fuente de energía, después de estimarse la energía contenida se debe conocer cuál es el potencial de trabajo de la fuente, en otras palabras, la cantidad de energía que se podría extraer de esa fuente.

La propiedad que permite conocer esa cantidad de energía es la exergía que también es conocida como disponibilidad y representa el máximo trabajo útil que puede ser obtenido de un sistema según un estado especificado [92].

La ecuación 9 muestra la expresión más general de un balance de exergía sobre un sistema.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total} \\ \text{destruida} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio total} \\ \text{de exergía} \\ \text{del sistema} \end{array} \right) \quad (9)$$

El término de exergía destruida es proporcional a la entropía generada y tiene que ver con las irreversibilidades asociadas a fricción, transferencia de calor, así como procesos de expansión y compresión.

Los términos de exergía total de entrada y salida al sistema están relacionados con los flujos de calor, trabajo y flujos másicos, en base a esto el balance de exergía desglosado para cualquier sistema queda definido con la ecuación 10:

$$\sum \dot{m}_i \psi - \sum \dot{m}_o \psi \pm \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \pm \sum \dot{W} - \dot{X}_D = \dot{X}_2 - \dot{X}_1 \quad (10)$$

Donde:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz$$

Es evidente que los términos relacionados a los flujos másicos y al calor están relacionados con T_0 , h_0 y s_0 , los cuales son parámetros específicos del estado de referencia, lo cual limita la disponibilidad de energía que se tiene en un proceso, mientras que el trabajo se dice que es una forma de energía ordenada por lo cual se puede disponer de la cantidad total de trabajo suministrado o producido (cabe mencionar que se debe de tener en cuenta la eficiencia de conversión de los dispositivos de conversión de energía).

La eficiencia de segunda ley relacionada a exergía podría decirse que es la medida del desempeño de un dispositivo con su relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados inicial y final. La ecuación 11 muestra la ecuación general de la eficiencia de segunda ley en términos de exergía.

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía Recuperada}}{\text{Exergía gastada}} \quad (11)$$

2.4 Ciclos de potencia y ciclos de refrigeración.

La generación de potencia y la refrigeración son dos áreas muy importantes de la termodinámica. Ambos objetivos usualmente se logran a través de sistemas que operan bajo un ciclo termodinámico. Estos ciclos termodinámicos se pueden clasificar en dos, ciclos termodinámicos de potencia y ciclos termodinámicos de refrigeración.

Pueden existir ciclos abiertos y ciclos cerrados, donde en los ciclos cerrados el fluido de trabajo regresa a las condiciones iniciales una vez completado el ciclo y es recirculado, por otra parte, en el ciclo abierto el flujo es reemplazo al finalizar el ciclo.

2.4.1 Ciclos de potencia.

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo motores o máquinas térmicas y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman ciclos de potencia.

Los ciclos de potencia se clasifican en dos grupos, ciclos de gas y ciclos de vapor, esto debido al estado en el que permanece el fluido de trabajo durante el proceso. Por ejemplo, en los ciclos de gas, el fluido permanece todo el tiempo en estado gaseoso, mientras que en los ciclos de vapor el fluido permanece en estado de vapor durante ciertas partes del ciclo y en algunas otras está presente en forma de líquido [92].

Hace ya algunos años se ha puesto gran interés a nivel de investigación y aplicación en los ciclos de potencia de vapor, debido a las características de presión-temperatura con las que opera y las fuentes de energía térmica que pueden ser utilizadas para su funcionamiento, principalmente calor de desecho y energía solar térmica.

2.4.1.1 Ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede operarse entre una fuente de energía térmica de alta temperatura y una fuente térmica de baja temperatura. Este ciclo consta de cuatro procesos totalmente reversibles, adición de calor de manera isotérmica, un proceso de

expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y finalmente un proceso de compresión isentrópica. En la Fig. 9 se muestran el diagrama T-s del ciclo de Carnot.

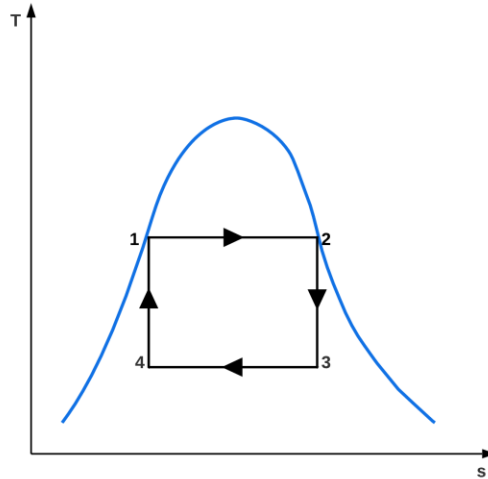


Fig. 9 Diagrama T-s ciclo de vapor de Carnot.

El ciclo puede ejecutarse mediante un sistema de flujo estacionario usando dos turbinas y dos compresores. O mediante un sistema cerrado utilizando un dispositivo de cilindro-émbolo y puede usarse gas o vapor como fluido de trabajo.

La eficiencia de este ciclo está definida por la ecuación 12, donde se relacionan los niveles de temperatura de operación.

$$\eta_{Tér,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (12)$$

En la práctica poder lograr una transferencia de calor isotérmica es muy difícil, se requerirían intercambiadores de calor de gran tamaño y de un largo periodo de tiempo, por esta razón no es nada práctico poder construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxime al ciclo de Carnot.

En la ingeniería el ciclo de Carnot es utilizado como un estándar con el cual sistemas reales o ideales pueden ser comparados. Se sabe que la eficiencia térmica de este ciclo es función tanto de la temperatura de la fuente térmica como la temperatura del sumidero. Mostrando que esta aumentará con un incremento en la temperatura a la que se suministra el calor hacia el sistema o con la disminución en la temperatura a la cual el calor se rechaza del sistema.

En la práctica tanto la temperatura de la fuente como la de rechazo de calor tienen límites, por ejemplo, la temperatura más alta del sistema se limita por la temperatura máxima que pueden soportar los componentes, mientras que la temperatura más baja está limitada por la temperatura del medio de enfriamiento utilizado en el ciclo, comúnmente este puede ser, aire atmosférico, agua de un lago o un río.

2.4.1.2 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Utiliza un fluido de trabajo que alternativamente se evapora y condensa, regularmente este fluido de trabajo es agua. El ciclo se compone de cuatro componentes principales, los cuales son, una bomba, una caldera, una turbina y un condensador, la Fig. 10 muestra el esquema general de un ciclo Rankine [92].

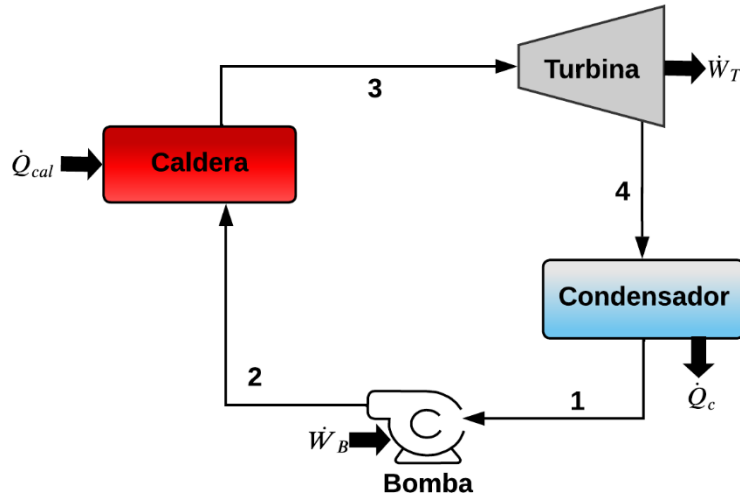


Fig. 10 Ciclo Rankine de vapor.

El agua entra a la bomba en el estado uno como líquido saturado donde se comprime isentrópicamente hasta la presión más alta de operación del sistema (Proceso 1-2). En la caldera el fluido recibe energía en forma de calor con lo cual aumenta su temperatura, cambia de fase líquida a vapor y se sobrecalienta (Proceso 2-3). Cuando el fluido de trabajo sale de la caldera a condiciones de sobrecalentamiento entra a la turbina donde se expande isentrópicamente, por lo cual disminuye su presión y su temperatura (Proceso 3-4). Debido al proceso de expansión del fluido de trabajo, la turbina produce una cantidad de trabajo. Una vez que el fluido sale de la turbina con una alta calidad se hace pasar por un condensador donde se condensa a presión constante y vuelve a entrar a la bomba (Proceso 4-1), completando así el ciclo.

La eficiencia para este tipo de ciclos está dada por la ecuación 13:

$$\eta_{CR} = \frac{W_{neto}}{Q_{caldera}} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{Entrada}} \quad (13)$$

2.4.2 Ciclos de refrigeración.

La refrigeración es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una región de temperatura superior. Las máquinas o dispositivos que realizan este proceso se llaman refrigeradores y los ciclos bajo los que operan se conocen como ciclos de refrigeración.

Así como en los ciclos de potencia, los ciclos de refrigeración pueden clasificarse en ciclos de refrigeración de vapor y ciclos de refrigeración de gas. Esto como se ha mencionado depende del estado en que permanece el fluido durante el proceso.

En los ciclos de refrigeración de vapor el refrigerante se evapora y se condensa de manera alternada para después comprimirse en la fase vapor. Mientras que en los ciclos de refrigeración de gas el fluido permanece en fase gaseosa durante todo el proceso.

2.4.2.1 Ciclo inverso de Carnot.

El ciclo de Carnot es un ciclo compuesto de cuatro procesos totalmente reversibles, por lo cual pueden invertirse. Al invertirse estos procesos, cualquier interacción de calor o trabajo también se invertirán. El resultado de esto es conocido como ciclo inverso de Carnot. Un refrigerador o bomba de calor que opere bajo el ciclo inverso de Carnot es conocido como refrigerador de Carnot o bomba de calor de Carnot [92].

En las Fig. 11a y 11b se muestran los componentes de un ciclo inverso de Carnot y los procesos que se llevan a cabo mediante un diagrama T-s.

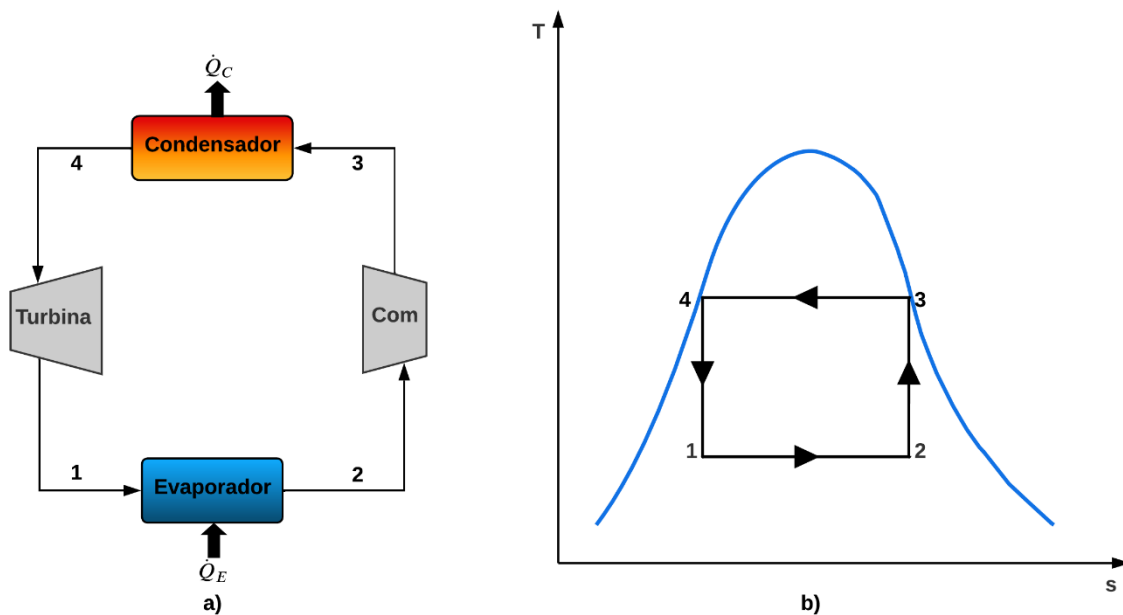


Fig. 11 Ciclo inverso de Carnot y diagrama T-s

Cuando el refrigerante entra al evaporador absorbe calor Q_L de manera isotérmica, de una fuente a una temperatura T_L (Proceso 1-2). Posteriormente el fluido se comprime isentrópicamente resultando con ello un incremento en su temperatura (Proceso 2-3). El fluido rechaza calor isotérmicamente hacia un sumidero de alta temperatura a T_H y resultado de esto pasa de ser un vapor saturado a un líquido saturado (Proceso 3-4). Posteriormente se expande de manera isentrópica hasta las condiciones iniciales completando el ciclo (Proceso 4-1).

El coeficiente de desempeño (COP) del ciclo inverso de Carnot está representado por la ecuación 14. Se puede observar que es dependiente de los niveles de temperatura de operación. El COP aumentará cuando la diferencia que existe entre T_H y T_L disminuye, es decir que la temperatura T_L aumenta o que T_H disminuye.

$$COP_{R,C} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (14)$$

2.4.2.2 Ciclo de compresión ideal.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el ciclo más utilizado en refrigeradores, en sistemas de aire acondicionado y en bombas de calor. Este ciclo se compone de cuatro procesos:

- 1-2 compresión isentrópica en un compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

En la Fig. 12a están representados los dispositivos que componen el ciclo de refrigeración por compresión ideal, mientras que en la Fig. 12b mediante un diagrama T-s se representan cada uno de los procesos.

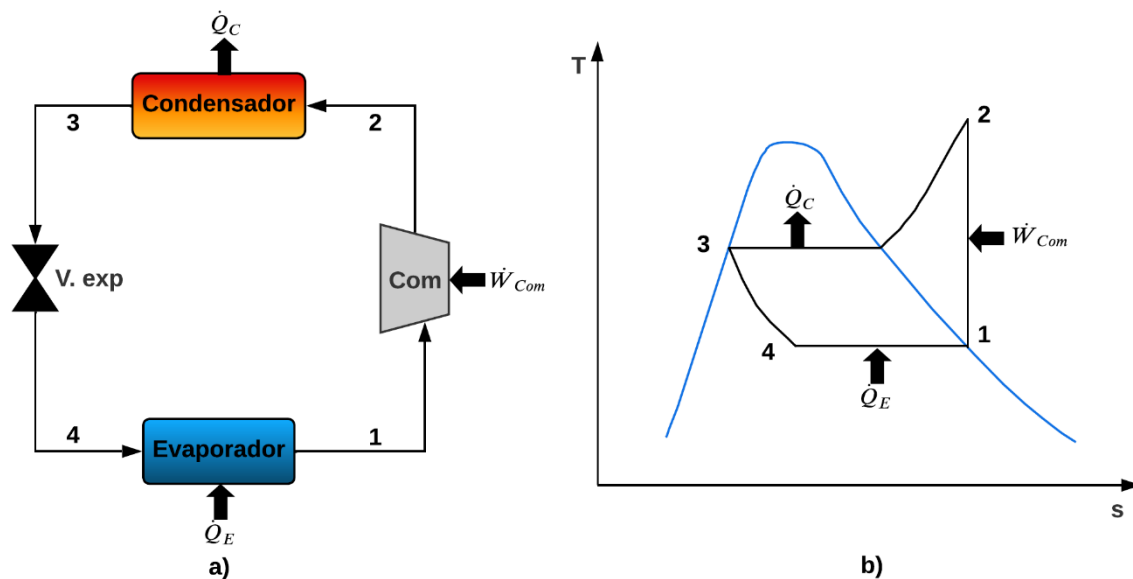


Fig. 12 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s.

Para este sistema se considera que el fluido entra a condiciones de vapor saturado al compresor (Estado 1), ahí se comprime de manera isentrópica hasta la presión más alta del sistema (Estado 2). Posteriormente el fluido pasa por el condensador donde disminuye su

temperatura y es condensado hasta las condiciones de líquido saturado (Estado 3). Cuando el fluido de trabajo pasa por el dispositivo de expansión tanto su presión como su temperatura disminuyen de manera considerable (Estado 4), en seguida se hace pasar por el evaporador donde absorbe calor del medio a presión constante y se lleva a cabo el efecto de enfriamiento.

Ya que el condensador y el evaporador no producen o consumen algún tipo de trabajo y el compresor puede considerarse como un dispositivo adiabático. El coeficiente de operación del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor se determina con la ecuación 15.

$$\eta_{CR} = \frac{Q_E}{W_{Com}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 % por cada °C que se eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.

2.4.2.3 Ciclo de refrigeración por absorción.

Los ciclos de refrigeración por absorción pueden ser una alternativa viable cuando se cuenta con una fuente térmica de bajo costo y en rasgos de temperatura de entre 100 y 200 °C. Algunos ejemplos de este tipo de fuente de energía podrían ser, energía geotérmica, calor de desecho, energía solar fototérmica o mediante el uso de gas natural de bajo costo.

Como su nombre lo indica, en los ciclos de absorción se implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoníaco-agua, donde el amoníaco sirve como refrigerante y el agua como medio de transporte. Existen otros sistemas que operan con bromuro de litio agua o agua cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos sistemas están limitados a aplicaciones de acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua. En la Fig. 13 se muestra un esquema del ciclo de refrigeración por absorción operando con amoníaco-agua [92].

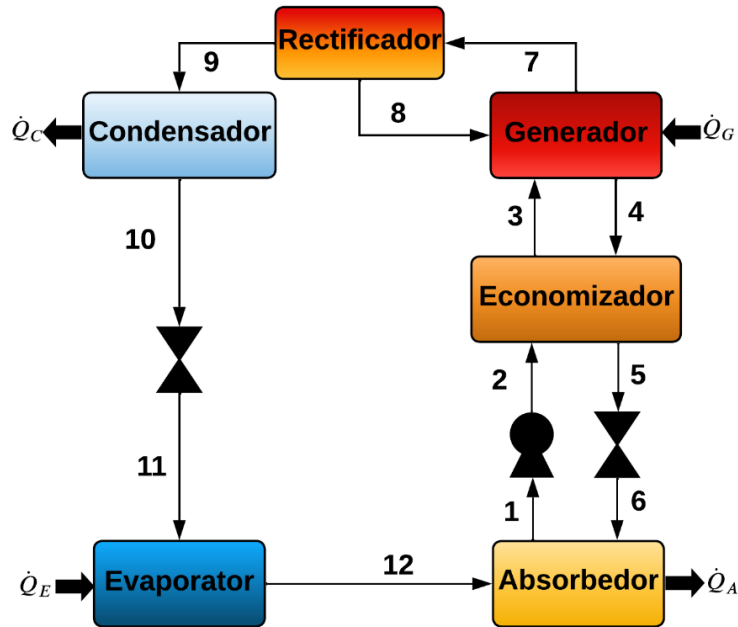


Fig. 13 Ciclo de refrigeración por absorción, operando con NH₃-H₂O.

La solución de amoníaco-agua sale del absorbedor (Estado 1) y pasa por una bomba donde incrementa su presión (Estado 2). Con la finalidad de disminuir la energía suministrada en el generador el fluido recibe un precalentamiento en el economizador y resultado de esto la temperatura de la mezcla incrementa antes de entrar al generador (Estado 3). Mediante el suministro de calor en el generador, el fluido de trabajo se lleva a condiciones de saturación y una parte empieza a evaporarse, el vapor producido es en su mayoría amoníaco. El fluido que no cambia de fase sale del generador con una concentración de amoníaco menor (Estado 4), este fluido pasa por el economizador donde cede calor y resultado de esto su temperatura disminuye (Estado 5). Cuando el fluido pasa por la válvula donde disminuye su presión antes de entrar al absorbedor (Estado 6). El vapor con alta concentración de amoníaco sale del generador (Estado 7) y se hace pasar por un rectificador, donde aumenta su pureza. resultado de la condensación del vapor de agua que se encontraba mezclado. La fracción de agua condensada regresa al generador (Estado 8), mientras que el vapor casi puro de amoníaco ingresa al condensador (Estado 9) donde cede calor al ambiente y pasa de ser un vapor saturado a un líquido saturado (Estado 10). Posteriormente el líquido saturado pasa por una válvula donde se produce una expansión, por lo cual la presión del fluido disminuye de manera considerable, así como su temperatura (Estado 11). El refrigerante ingresa al evaporador donde absorbe calor del medio produciendo así el efecto de enfriamiento del sistema. Con la ganancia de calor que tiene el fluido del medio refrigerado se propicia que este tenga un cambio de fase (Estado 12). Cuando el fluido sale del evaporador vuelve a entrar al absorbedor completando el ciclo. El proceso de absorción es un proceso exotérmico y se ve beneficiado a bajas temperaturas.

El coeficiente de desempeño para un ciclo de refrigeración por absorción está en función de la energía en forma de calor que se suministra en el generador y el calor removido en el espacio refrigerado. Se debería tomar en cuenta el trabajo que se suministra por la bomba,

pero esta energía es aproximadamente el 1 % comparada con la energía térmica suministrada al sistema.

La ecuación 13 representa el coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración por absorción, donde no se toma en cuenta el trabajo suministrado por la bomba.

$$COP_{Abs} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (13)$$

Mientras que en la ecuación 14 se considera el trabajo suministrado a la bomba para determinar el coeficiente de desempeño del sistema de absorción.

$$COP_{Abs} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_E}{Q_G + W_B} \quad (14)$$

2.5 Ciclo Kalina.

Con la finalidad de mejorar el ciclo Rankine, Alexander I Kalina en los años 80s diseñó un nuevo ciclo termodinámico para generación de potencia, el cual utiliza la mezcla amoníaco agua como fluido de trabajo. Este sistema se compone de una serie de turbinas, un generador con función similar a la que tiene en un ciclo de refrigeración por absorción, dos intercambiadores de calor con la función de recuperar calor del sistema, un condensador, un separador, una válvula de expansión y dos bombas.

La figura 14 muestra un esquema donde se pueden observar los componentes del ciclo Kalina.

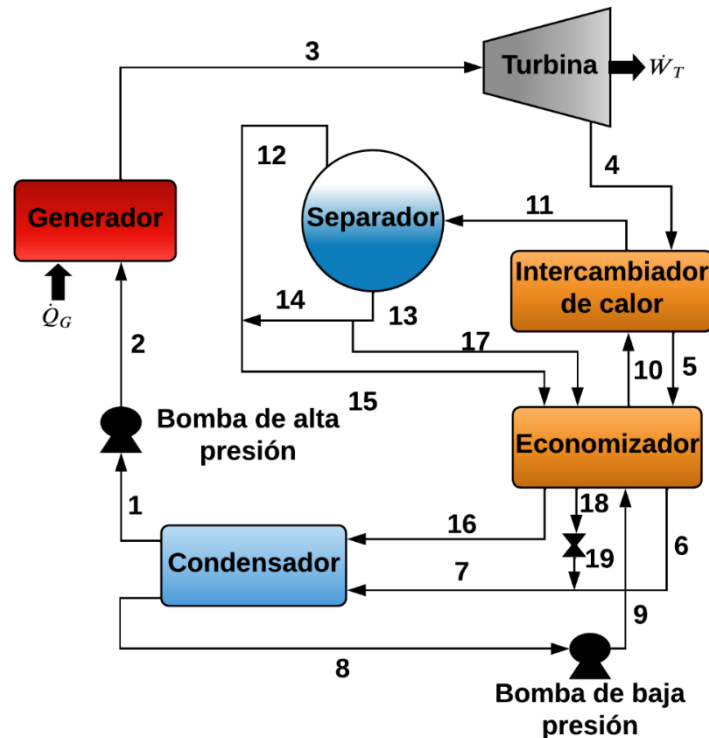


Fig. 14 Ciclo Kalina.

Según un análisis termodinámico realizado, el sistema tiene una eficiencia térmica de 32.9 % y una eficiencia exergética de 70%, esto con una temperatura a la salida del generador de vapor de 532 °C. En un principio el ciclo fue diseñado para operar con calor de desecho de los gases de escape de una turbina y un motor Diesel [93].

2.6 Ciclo Goswami.

El ciclo abordado en la sección anterior es una de las propuestas novedosas que se han realizado en la literatura y que han sobresalido por los resultados obtenidos en sus análisis

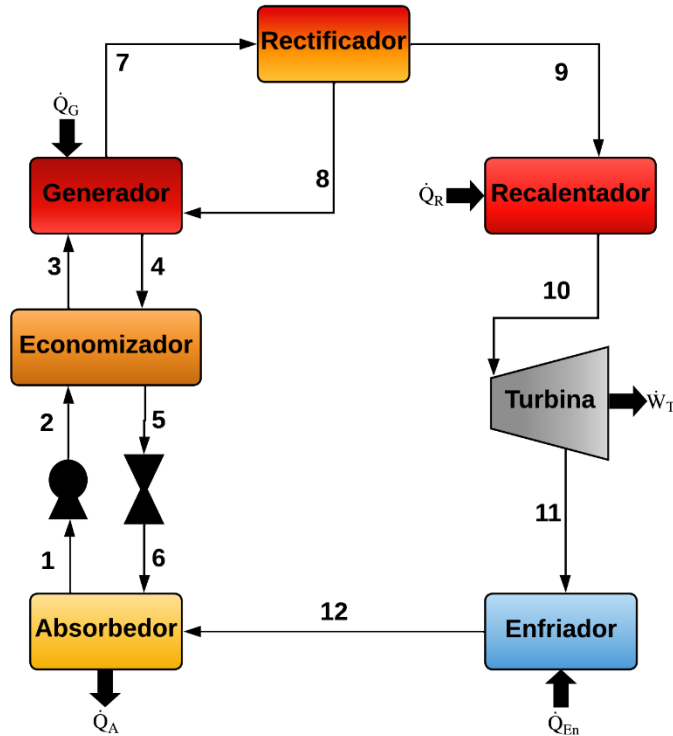


Fig. 15 Ciclo Goswami.

termodinámicos. Otro modelo muy popular y reciente es el ciclo Goswami, el cual funciona bajo el principio de operación de un ciclo de refrigeración por absorción y un ciclo Rankine orgánico. Este sistema tiene la capacidad de producir una cantidad de potencia y producir el efecto de enfriamiento de manera simultánea. El fluido de trabajo que se utiliza para este sistema es la mezcla amoniaco-agua y está constituido por un absorbedor, un economizador, una válvula de expansión, una bomba, un generador, un rectificador, una turbina y un evaporador. La Fig. 15 muestra un diagrama de los componentes que constituyen el ciclo Goswami.

El ciclo Goswami será analizado de manera detallada en secciones posteriores, puesto que varios modelos propuestos en la actualidad utilizan este ciclo como principio de operación.

2.7 Factor de Utilización de Energía y eficiencia exergética para sistemas de poligeneración.

Puede entenderse como ciclo termodinámico de poligeneración a aquellos sistemas de conversión de energía, que pueden producir más de un producto de distinta naturaleza durante su operación. Por ejemplo, potencia y enfriamiento o potencia, enfriamiento y calefacción, entre otros. El sistema más popular de esta categoría es el ciclo Goswami el cual fue presentado en el párrafo anterior.

Para la evaluación termodinámica de los ciclos de poligeneración se han propuesto dos parámetros. El primer es el Factor de Utilización de Energía (FUE), el cual representa la cantidad de energía útil entregada por el sistema, ya sea en forma de calor o trabajo entre el total de energía suministrada. Podría considerarse al FUE como un parámetro análogo a la eficiencia de primera ley, pero su uso no es del todo acertado puesto que se mezclan cantidades de energía de distinta calidad. El factor de utilización de energía para un ciclo Goswami está representado por la ecuación (15):

$$FUE = \frac{\dot{W}_T + \dot{Q}_E}{W_B + \dot{Q}_G + \dot{Q}_R} \quad (15)$$

El segundo parámetro es la eficiencia exergética η_{EX} la cual permite conocer el máximo beneficio del sistema, teniendo en cuenta las condiciones de los alrededores. Al hacer uso de la eficiencia exergética para evaluar los modelos se corrige el error ocasionado por la mezcla de analizar formas de energía de distinta calidad, puesto que con este parámetro el beneficio del sistema es considerado en términos de exergía, así como lo que se le suministra al sistema para su operación. La ecuación 16 muestra la expresión para determinar la eficiencia exergética del ciclo Goswami.

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{W}_T + \left(\frac{T_O - T_E}{T_E}\right) \dot{Q}_E}{\dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_O}{T_G}\right) + \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_O}{T_R}\right) + \dot{W}_B} \quad (16)$$

2.8 Fundamentos económicos de análisis de los modelos propuestos.

Dentro de la literatura se han presentado una serie de ecuaciones, las cuales permiten determinar un aproximado del costo de algunos de los dispositivos que constituyen los ciclos de poligeneración. En un principio estas ecuaciones fueron propuestas para el análisis económico del ciclo Kalina y el ciclo de refrigeración por absorción, pero debido a la similitud con los ciclos de poligeneración se han utilizado como primera aproximación dentro del análisis del costo de estos ciclos [94-98].

Las ecuaciones 17-27, permiten estimar el costo de los componentes del sistema en función de parámetros como: diferencia de temperaturas media logarítmica, así como los flujos de calor o trabajo que intervienen en el dispositivo.

Costo del generador [94-95]:

$$Z_G = 309.14 \left[\frac{Q_G}{0.2\Delta T_G} \right]^{0.85} \quad (17)$$

Costo recalentador [94]:

$$Z_R = 16000 \left[\frac{A_R}{100} \right]^{0.60} \quad (18)$$

Costo de la turbina [94-95]:

$$Z_T = 4405 [\dot{W}_T]^{0.70} \quad (19)$$

Costo del condensador [94-95]:

$$Z_C = 516.62 \left[\frac{Q_C}{0.15\Delta T_C} \right] \quad (20)$$

Costo del preenfriador [94]:

$$Z_P = 309.14 \left[\frac{Q_P}{0.2\Delta T_P} \right]^{0.85} \quad (21)$$

Costo del evaporador [94-95]:

$$Z_E = 309.14 \left[\frac{Q_E}{0.2\Delta T_E} \right]^{0.85} \quad (22)$$

Costo del absorbedor [94]:

$$Z_A = 516.62 \left[\frac{Q_A}{0.2\Delta T_A} \right] \quad (23)$$

Costo de la bomba [94-95]:

$$Z_P = 1120 [\dot{W}_P]^{0.80} \quad (24)$$

Costo del economizador [94]:

$$Z_{Ec} = 12500 \left[\frac{A_{Ec}}{100} \right]^{0.60} \quad (25)$$

Costo de la válvula [97]:

$$Z_V = 114.5 [\dot{m}_v] \quad (26)$$

Costo del compresor [98]

$$Z_{Com} = 9624.2 [\dot{W}_{Com}]^{0.46} \quad (27)$$

El área del componente se determina de la ecuación (28):

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta TML \quad (28)$$

Donde ΔTML refiere a la diferencia de temperaturas media logarítmica, establecida por la ecuación (29):

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (29)$$

Conociendo el costo de cada uno de los componentes se puede determinar fácilmente el costo total del sistema, ya que es la suma del costo de todos los componentes, ecuación (30).

$$Z_{Total} = Z_{componentes} \quad (30)$$

Debidos a distintas situaciones en la economía mundial, se debe realizar un ajuste al costo total del sistema. Para ello se hace uso del índice de costos de plantas de ingeniería química (CEPCI), el cual permite actualizar los costos de los componentes al año 2019. La ecuación (31), muestra el ajuste de costo, tomando $CEPCI_{2000}$ y $CEPCI_{2019}$ con valores de 394.1 y 652.9, respectivamente.

$$Z_{2019} = Z_{Total} \times \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2000}} \quad (31)$$

Para realizar un análisis económico más detallado, se debe conocer el tiempo de operación del sistema, el cual se considera de 10 hr al día con un tiempo de vida de la planta de 25 años. La tasa de interés se consideró de 7.2% [99].

Conociendo los parámetros antes mencionados se puede determinar el factor de recuperación del capital, el cual se determina con la ecuación (32):

$$FRC = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (32)$$

Mientras que el factor de fondo de amortización está dado de la siguiente forma:

$$FFS = \frac{i}{(1+i)^n - 1} \quad (33)$$

Una vez que se determinaron los dos parámetros anteriores se puede calcular el costo de capital anual y el valor de rescate con las ecuaciones (34) y (35), respectivamente.

$$CCA = Z_{Total} \times FRC \quad (34)$$

$$VS = 0.20 \times Z_{Total} \quad (35)$$

Mientras que el valor de rescate anual es calculado de la siguiente forma:

$$VSA = VS \times (SFF) \quad (36)$$

El costo de mantenimiento por año se considera como el 10 % del costo del capital anual:

$$CM = CCA \times 0.1 \quad (37)$$

Por lo tanto, el costo total anual es la suma del costo de capital anual más el más el costo de mantenimiento por año menos el costo de rescate anual, expresado por la siguiente ecuación:

$$CTA = CCA + CM - VSA \quad (38)$$

Para determinar el costo de los productos de cogeneración, considerando el equivalente anual de energía eléctrica, se debe pasar la potencia de enfriamiento a términos de energía eléctrica por tal motivo se considera un COP de 2.5 con lo cual el costo de cogeneración de los productos esta dado por la siguiente ecuación:

$$CCCP = \frac{CTA}{W_{Ta} + Q_{Ee}} \quad (39)$$

2.9 Fundamentos ambientales para el análisis de los modelos propuestos.

Actualmente se pretende que los sistemas de conversión de energía sean lo más amigable posible con el medio ambiente, por tal motivo se muestran una serie de ecuaciones que nos permiten determinar el CO₂ que se dejaría de emitir con los sistemas que se proponen en esta tesis. Para tener una idea más tangible, este dióxido de carbono que se dejaría de emitir es llevado a cantidades de árboles plantados requeridos para la absorción de este gas de efecto invernadero [100-103].

La energía térmica necesaria para la operación de cada uno de los modelos se determina mediante la suma de la energía suministrada en el generador y en los recalentadores durante el tiempo de operación. La ecuación (40) muestra el cálculo de esta energía:

$$\dot{Q}_{Requerido} = (\dot{Q}_G + \dot{Q}_R) \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hr}} \times 10 \text{ hr} \quad (40)$$

La energía térmica requerida debe ser suministrada por la quema de algún combustible, para este caso se considera Gas LP, el cual tiene un poder calorífico de 48,000 kJ/kg. Conociendo tanto la energía requerida como el poder calorífico se puede determinar la masa de combustible requerido con la ecuación (41).

$$m_{Combustible} = \frac{\dot{Q}_{Requerido}}{PCGLP} \quad (41)$$

Suponiendo que la densidad del gas LP es de 0.55 kg/Lt, la masa de gas se puede convertir a litros con la ecuación (42):

$$V_{Combustible} = \frac{m_{Combustible}}{PCGLP} \quad (42)$$

Una vez que se determina el volumen en litros de combustible requerido, según la literatura se sabe que por la quema de un litro de gas LP se producen 1.665 kg de CO₂, con la ecuación (43) se determina la cantidad de CO₂ producido.

$$m_{CO_2} = 1.666 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{LtGasLP}} \times V_{Combustible} \quad (43)$$

Un árbol absorbe 12 kg de CO₂ durante un año, por tal motivo para determinar el número de árboles requeridos se utiliza la ecuación (44):

$$Arb = m_{CO_2} \frac{1 \text{ árbol}}{12kgCO_2} \quad (44)$$

Así mismo se sabe que una hectárea de árboles absorbe aproximadamente 6 toneladas de CO₂ al año, entonces las hectáreas de árboles que se necesitarían se determinan con la ecuación (45):

$$Harb = m_{CO_2} \frac{1 Harb}{6000 kgCO_2} \quad (45)$$

Al aplicar la metodología mostrada para determinar el CO₂ se debe tener claro que los sistemas que se van a proponer operarían con alguna fuente renovable de energía o haciendo uso de calor de desecho, por lo cual las cantidades determinadas de CO₂, son cantidades que se dejarían de emitir. Por otra parte, aplicar estos sistemas sería equivalente a tener el número de árboles determinados en la metodología.

Capítulo 3. Generalidades del ciclo Goswami y análisis del beneficio de la adición de componentes.

El ciclo Goswami, es un sistema que surge del principio de funcionamiento del ciclo Rankine y el ciclo de refrigeración por absorción. Es el modelo más popular en el área de ciclos de poligeneración por su capacidad de producir potencia y enfriamiento de manera simultánea, operando con la mezcla amoníaco-agua. Este ciclo está compuesto por un generador, un rectificador, un recalentador, una turbina, un enfriador, un absorbedor, así como una bomba, una válvula de estrangulamiento y un economizador. En la Fig. 15, se puede observar el arreglo de estos componentes.

Al ser uno de los modelos más estudiados en la literatura, se tomará como punto de referencia para la comparación de los modelos que serán propuestos, es por ello por lo que este ciclo es modelado a detalle en este capítulo, analizando su rendimiento bajo distintas variables de operación y utilizando una configuración alternativa.

3.1 Descripción del funcionamiento.

La mezcla de trabajo sale del absorbedor como líquido saturado (Estado 1) y es bombeado a través del economizador (Estado 2), dentro del economizador el fluido es precalentado antes de entrar al generador (Estado 3). El precalentamiento se lleva a cabo por la pérdida de energía que tiene el fluido que entra en contracorriente al economizador. Dentro del generador la mezcla de trabajo recibe energía en forma de calor (\dot{Q}_G), con lo cual aumenta su temperatura y se produce un vapor con alta concentración de amoníaco. La mezcla amoníaco-agua que no se evapora sale del generador y entra al economizador a alta temperatura (Estado 4). Dentro del economizador cede calor, por lo cual su temperatura desciende (estado 5). Una vez que esta mezcla sale del economizador pasa por una válvula con la finalidad de disminuir su presión antes de entrar al absorbedor (Estado 6). Por otra parte, el vapor producido en el generador en mayor porcentaje está compuesto por amoníaco, pero contiene un porcentaje de vapor de agua. Por lo cual, se hace pasar por un rectificador (Estado 7) donde pierde energía y debido a esto, la fracción de vapor de agua se condensa y regresa al generador (Estado 8) logrando así, tener un vapor casi puro de amoníaco (Estado 9). A la salida del rectificador, el vapor de amoníaco es recalentado, por lo cual aumenta su temperatura y energía antes de entrar a la turbina (Estado 10). Cuando el fluido ingresa a la turbina sufre un proceso de expansión y debido a este proceso se genera una cantidad de trabajo \dot{W}_T . Debido a la expansión, el fluido de trabajo disminuye considerablemente tanto su presión como su temperatura (Estado 11), posteriormente este fluido con baja temperatura se hace pasar por un enfriador donde retira calor del medio y produce el efecto de enfriamiento del sistema (\dot{Q}_E). Cuando el fluido sale del enfriador (Estado 12) se inyecta al absorbedor donde se combina con la mezcla que no fue evaporada en el generador, produciendo así que el fluido de trabajo regrese a sus condiciones iniciales, para repetir el ciclo. Cabe mencionar que el proceso de absorción es un proceso exotérmico, por lo cual en el absorbedor se libera gran cantidad de energía en forma de calor (\dot{Q}_A).

3.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación.

Para evaluación del ciclo Goswami se desarrolló un algoritmo computacional en el software EES (Engineering Equation Solver), por lo cual cada uno de los componentes fue modelado a través de balances de energía y exergía. La finalidad de aplicar un balance de exergía es determinar cuál de los componentes presenta mayor destrucción de exergía. En la tabla 1 se muestran las ecuaciones utilizadas para modelar cada dispositivo del ciclo Goswami mostrado en la Fig. 15.

Tabla 1. Balances de materia, energía y exergía del ciclo Goswami.

Ciclo Goswami	
<p>Generador (G)</p> $\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ $\dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_7 X_7$ $\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$ $EX_{dG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + \dot{m}_3 (h_3 - T_0 S_3) + \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) - \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7)$ <p>Recalentador (R)</p> $\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_R = \dot{m}_{10} h_{10}$ $EX_{dR} = \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) + \dot{m}_9 [(h_9 - h_{10}) - T_0 (S_9 - S_{10})]$ <p>Turbina (T)</p> $\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{W}_T$ $EX_{dT} = \dot{m}_{10} [(h_{10} - h_{11}) - T_0 (S_{10} - S_{11})] - \dot{W}_T$ <p>Enfriador (E)</p> $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{12} h_{12}$ $EX_{dE} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_E}{T_0}\right) + \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_{12}) - T_0 (S_{11} - S_{12})]$ <p>Absorbedor (A)</p> $\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1$ $\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{12} X_{12} = \dot{m}_1 X_1$ $\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A$ $EX_{dA} = \dot{m}_{12} (h_{12} - T_0 S_{12}) + \dot{m}_6 (h_6 - T_0 S_6) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1) - \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right)$	<p>Economizador (Ec)</p> $\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$ $\dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_5 X_5$ $EX_{dPr} = \dot{m}_2 [(h_2 - h_3) - T_0 (S_2 - S_3)] + \dot{m}_4 [(h_4 - h_5) - T_0 (S_4 - S_5)]$ <p>Bomba (B)</p> $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2$ $EX_{dp} = \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) - T_0 (S_1 - S_2)] + \dot{W}_B$ <p>Valvula (V)</p> $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ $\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6$ $EX_{dv} = \dot{m}_5 [(h_5 - h_6) - T_0 (S_5 - S_6)]$ <p>Factor de utilización de energía (FUE)</p> $FUE = \frac{\dot{W}_T + \dot{Q}_E}{\dot{W}_B + \dot{Q}_G + \dot{Q}_R}$ <p>Eficiencia Exergética</p> $\eta_{EX} = \frac{\dot{W}_T + \left(\frac{T_0 - T_E}{T_E}\right) \dot{Q}_E}{\dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) + \dot{W}_B}$

3.2.1 Consideraciones del modelo.

Para realizar el modelo computacional se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- El sistema opera en estado estacionario.
- Las pérdidas de presión y de calor entre las tuberías son despreciables.
- El proceso de estrangulamiento se considera isoentálpico.
- Los estados 1, 7 y 9 se consideran como estados de saturación.

- La concentración del fluido a la entrada de la turbina es de 0.99
- La temperatura ambiente es considerada de 25 °C.

3.2.2 Rangos de evaluación del ciclo Goswami.

Para el análisis del ciclo se realizó un análisis paramétrico en función de variables clave, estas variables fueron: temperatura de generación (T_G), temperatura del absorbedor (T_A), temperatura de evaporación (T_E), los grados de recalentamiento (R) y la concentración de la mezcla a la salida del absorbedor (X_A). En la tabla 2 se muestran las variables analizadas en la simulación, así como los rangos donde fueron evaluadas.

Tabla 2. Rangos de operación de las variables analizadas.

Variable	Rangos de operación	Incremento
T_E [°C]	0-16	2
T_A [°C]	20-36	2
T_G [°C]	90-150	5
R (°C)	0 – 20	10
X_A (-)	0.50-0.68	0.02
\dot{m}_1 [kg/s]	1	

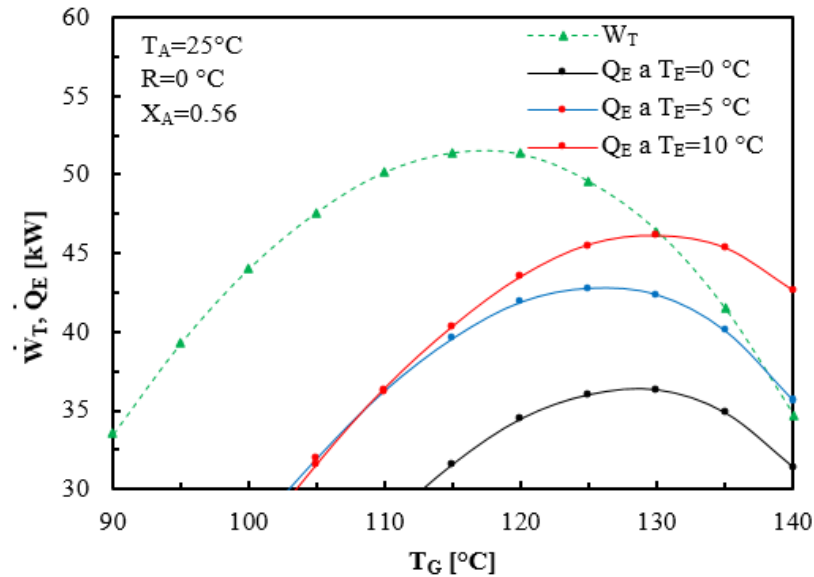
3.3 Resultados del análisis paramétrico del ciclo Goswami.

3.3.1 Análisis de la temperatura de generación del ciclo Goswami.

Incrementar la temperatura de generación del sistema produce que la presión a la entrada de la turbina sea mayor, por tal motivo el proceso de expansión se beneficia y con ello la producción de trabajo por parte de la turbina. Sin embargo, para tener las condiciones deseadas de concentración a la salida del generador, el incremento de T_G propicia una producción menor de vapor con alta concentración de amoníaco en el generador.

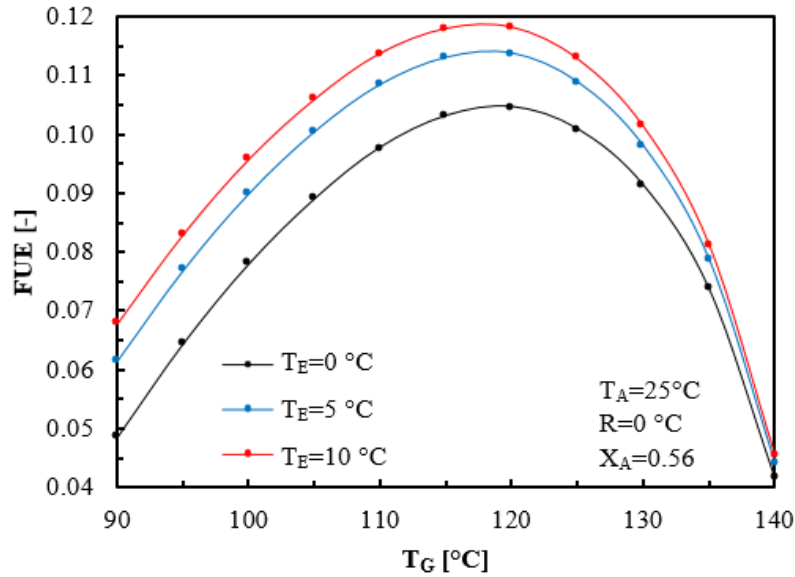
Como se puede ver en la Gráfica 1, cuando T_G incrementa de 90 °C a 115 °C la potencia de la turbina se incrementa desde un valor de 33.5 kW a 51.41 kW; sin embargo, si T_G toma valores más altos la potencia empieza a decaer. Este comportamiento es resultado de la disminución de flujo másico de vapor producido en el generador. Para los primeros incrementos de la temperatura de generación esta disminución de flujo se veía compensada por la mayor expansión en la turbina, pero se llega un punto máximo donde esta disminución de flujo no puede ser compensada y por tal motivo empieza el decaimiento del trabajo de la turbina. Similar que la potencia de la turbina, el efecto de enfriamiento producido por el ciclo tiende a mejorarse con el incremento de T_G . En esta gráfica también se puede ver que para una temperatura de 125 °C se obtienen los mayores valores de Q_E , sin importar la temperatura de enfriamiento que se esté analizando y posteriormente decrecen por lo mencionado anteriormente. Es evidente que entre mayor sea T_E el efecto de enfriamiento producido es mayor, ya que se puede retirar mayor calor del medio que se desea enfriar. Con el incremento

de T_G de 90 °C a 125 °C y con $T_E = 0$ °C el efecto de enfriamiento aumentó de 4.78 kW a 36.01 kW, un aumento de más del 600%.



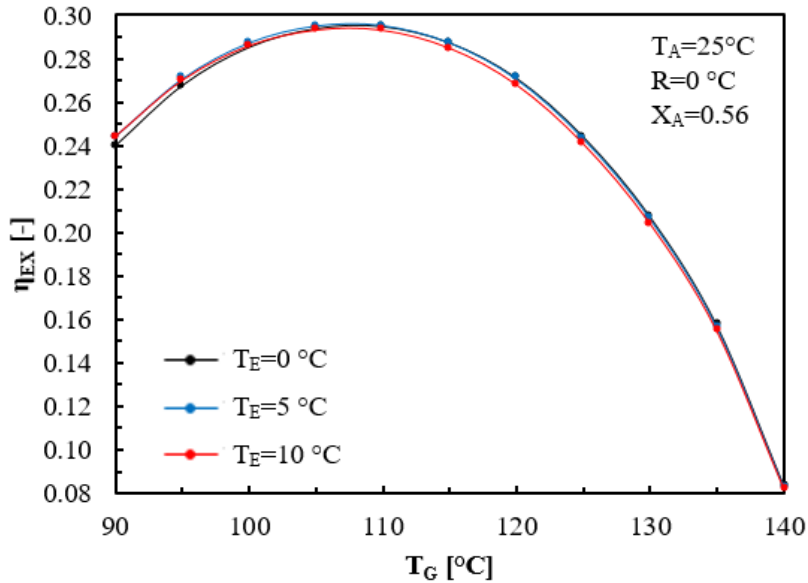
Gráfica 1. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_G .

Debido al comportamiento del trabajo de la turbina y el efecto de enfriamiento del sistema en función de la temperatura de generación, el Factor de Utilización de Energía presenta las tendencias mostradas en la gráfica 2. En la cual claramente se ven los incrementos, resultados de la mayor producción de W_T y Q_E (ver gráfica1). Para $T_G = 120$ °C y $T_E = 10$ °C se obtiene un FUE cercano a 0.12, el valor más alto para este caso analizado. Sin embargo, también se puede apreciar que si T_G aumenta de 90 °C a 120 °C el FUE se ve beneficiado en un 79%, mientras que incrementar T_G de 120 °C a 150 °C produce una disminución del 62%, todo ello resultado de la disminución de vapor producido en el generador.



Gráfica 2. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_G .

En la gráfica 3 se pueden observar las tendencias de la eficiencia exergética del ciclo Goswami en función de T_G para distintos casos de evaporación. Es claro como todas estas tendencias son similares. Para los primeros incrementos de la temperatura de generación se pueden observar los mayores trabajos producidos por la turbina (ver gráfica 1). En la parte de la eficiencia exergética los valores que más influyen a este parámetro son los trabajos producidos o suministrados. Por tal motivo la eficiencia exergética del ciclo tiende a incrementar para cuando T_G se encuentra en un rango de 90 °C a 110 °C, posteriormente tiende a decaer por el bajo incremento de W_T y por el aumento del trabajo consumido por la bomba, además de que también empieza a incrementar el calor suministrado en el generador. Cuando el sistema está evaporando a 0 °C se puede observar que el valor más alto de eficiencia es para la temperatura de generación de 110 °C, el cual toma un valor cercano a 0.30, pero si se incrementa la temperatura hasta 150 °C la eficiencia exergética disminuye de manera considerable llegando hasta un valor de 0.08

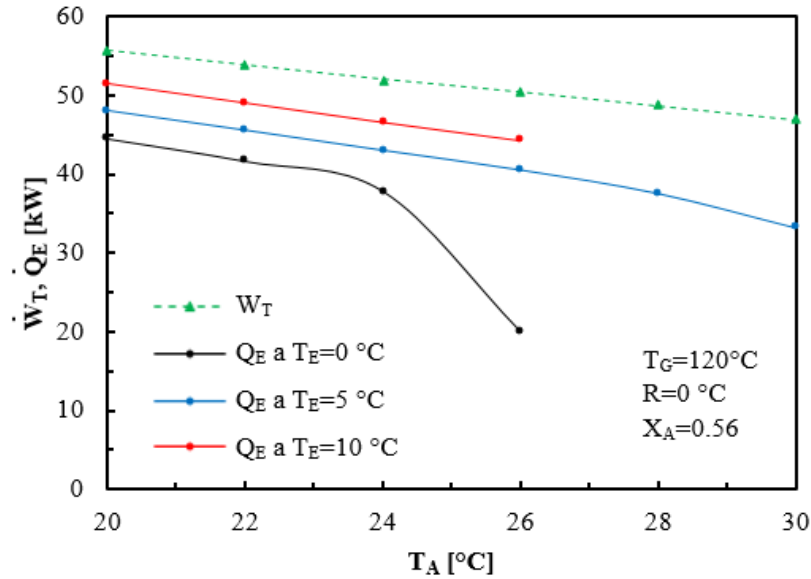


Gráfica 3. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de T_G .

3.3.2 Análisis de la temperatura de absorción del ciclo Goswami.

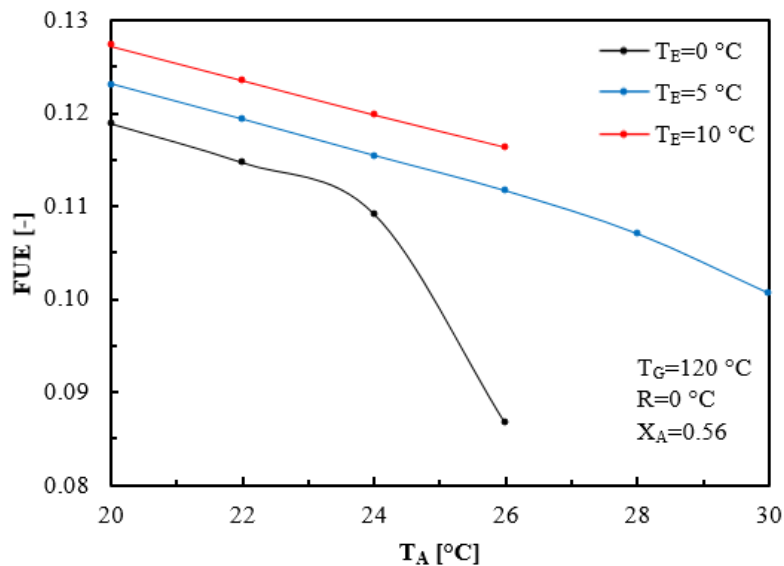
Cuando la temperatura del absorbedor incrementa aumenta la presión baja del sistema. En la gráfica 4 se muestra el comportamiento de la potencia entregada por la turbina y la potencia de enfriamiento del sistema en función de la temperatura del absorbedor.

El aumentar T_A de 20 °C a 30 °C provoca que el trabajo entregado por la turbina decaiga un 15% pasando de un valor de 55.62 kW a 46.89 kW, mientras que para este mismo incremento en la temperatura del absorbedor provoca que el efecto de enfriamiento disminuya de 48.0 kW a 33.24 kW. La disminución del trabajo de la turbina es resultado de la menor expansión que se lleva a cabo, mientras que la caída del efecto de enfriamiento es propiciada porque el fluido ingresa con mayor energía al enfriador, limitando con ello el efecto de enfriamiento. De los casos analizados se puede apreciar que para $T_E = 0$ °C no existen valores de Q_E cuando se tienen temperaturas del absorbedor mayores a 26 °C, lo cual es debido a que el fluido ingresa con mayor temperatura de la deseada a la salida y por esta razón no se lleva a cabo el efecto de enfriamiento.



Gráfica 4. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_A .

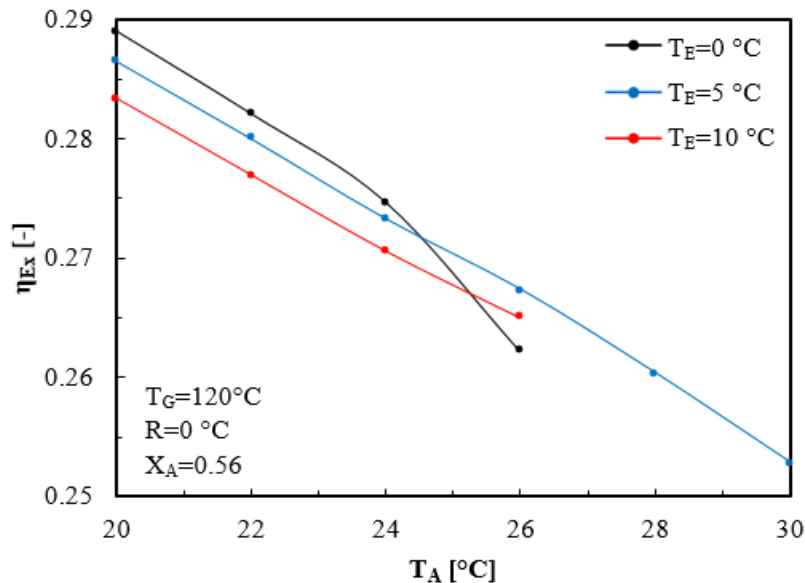
Es evidente que, con la caída del trabajo producido por la turbina y el efecto de enfriamiento como resultado del incremento de la temperatura del absorbedor, tanto el factor de utilización de energía y la eficiencia exergética resultan perjudicados. En la gráfica 5, se aprecia que para el caso de $T_E = 0$ °C el FUE disminuyó un 27% yendo desde un valor de 0.11 a 0.08, esto cuando T_A incrementó de 20 a 26 °C.



Gráfica 5. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_A .

En la gráfica 6 se muestra el comportamiento de la eficiencia exergética para distintos casos de T_E . Para las mismas condiciones de la disminución del FUE, es decir $T_E = 0$ °C y T_A

pasando de 20 a 26 °C la eficiencia exergética del sistema decayó en un 9.3% pasando de 0.28 a 0.26.

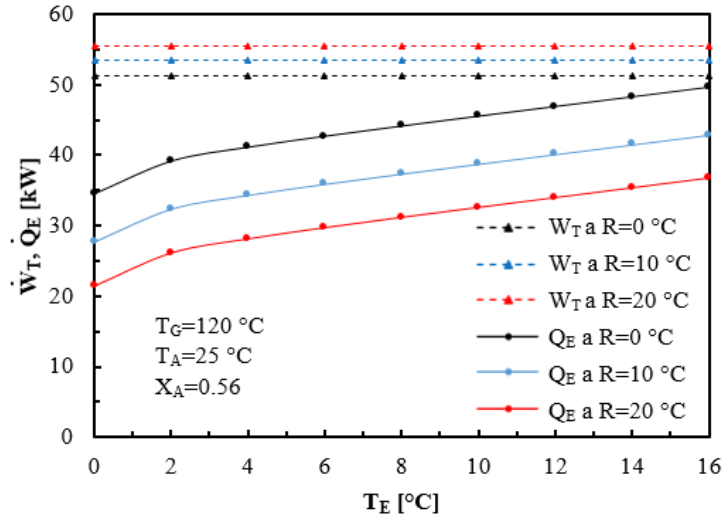


Gráfica 6. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de T_A .

3.3.3 Análisis de la temperatura de evaporación del ciclo Goswami.

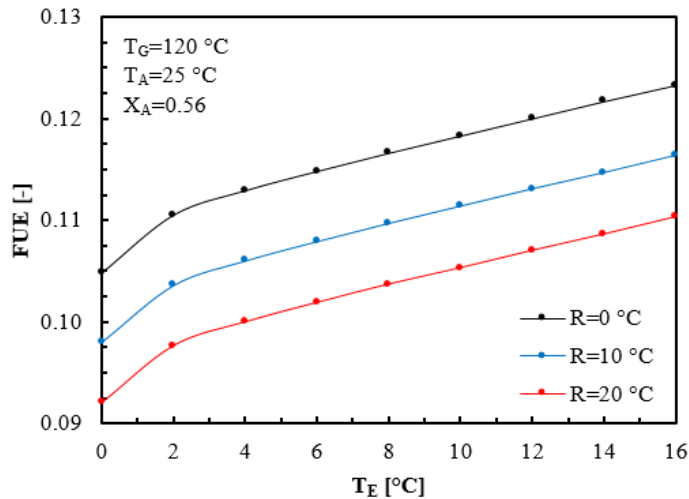
La temperatura de evaporación es un parámetro de gran interés, puesto que de esta depende la aplicación que se le puede dar al efecto de enfriamiento que puede producir el sistema. En la gráfica 7 se puede apreciar la tendencia del efecto de enfriamiento y de la potencia producida por la turbina, ambos en función de la temperatura de evaporación para distintos casos de recalentamiento. Cuando T_E incrementa, la potencia de enfriamiento tiende a aumentar también, ya que el fluido de trabajo puede retirar una mayor cantidad de energía del espacio a refrigerar. Para un incremento de T_E desde 0 a 16 °C el efecto de enfriamiento aumenta en un 44% pasando de un valor de 34.48 kW a 49.68 kW. Por otra parte, el incrementar o disminuir la temperatura de evaporación no tiene efecto alguno sobre el trabajo producido por la turbina, puesto que como se ha visto esta depende de T_G y T_A .

Sin embargo, recalentar el fluido antes de entrar a la turbina mejora la producción de potencia de este dispositivo, es decir, con un recalentamiento de 20 °C W_T incrementó de 51.31 kW a 55.5 kW, un incremento del 8.2%. Caso contrario sucede con Q_E ya que si el fluido recibe un recalentamiento el efecto de enfriamiento tiende a disminuir, ya que el fluido de trabajo ingresa con mayor energía al enfriador. Para un $T_E = 0$ °C recalentar el fluido 20 °C ocasiona que el efecto de enfriamiento disminuya de 34.48 kW a 21.51 kW.



Gráfica 7. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en función de T_E .

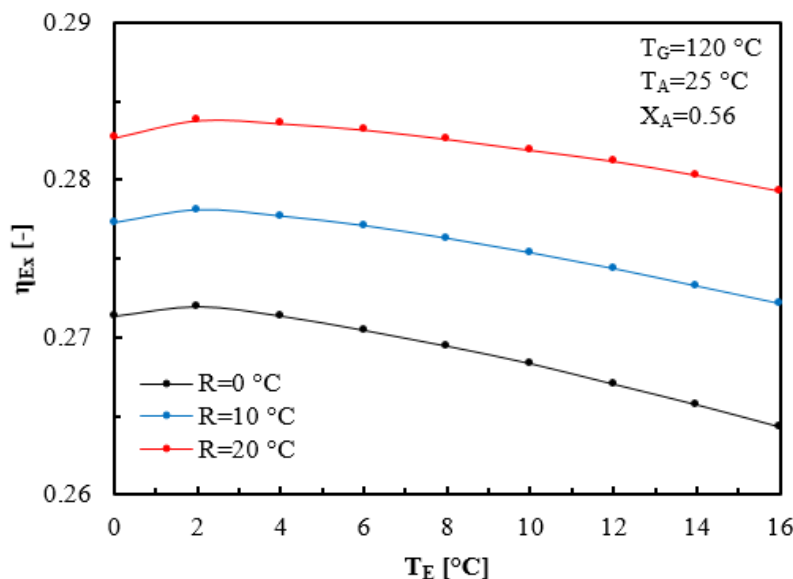
La gráfica 8 muestra el comportamiento del FUE en función de T_E para distintos casos de recalentamiento. El Factor de Utilización de Energía se ve beneficiado por el aumento de la temperatura de evaporación del sistema ya que, con un incremento de 10 °C, pasando $T_E = 0$ °C a $T_E = 10$ °C el FUE aumentó un 20% llegando desde un valor de 0.10 a 0.12. Sin embargo, el recalentamiento del fluido afecta al Factor de Utilización de Energía, esto se debe a que la caída del Q_E es mayor que el aumento de W_T . Al recalentar el fluido 20 °C para una $T_E = 0$ °C el trabajo de la turbina aumenta de 51.31 kW a 55.5 kW, mientras que Q_E disminuye de 34.48 kW a 21.51 kW, motivo por el cual el FUE disminuye.



Gráfica 8. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de T_E .

En la gráfica 9 se muestran las tendencias de la eficiencia exergética en función del incremento de la temperatura de evaporación. Aunque Q_E se ve beneficiado, desde el punto de vista exergético al estar evaporando a mayor temperatura la exergía de este calor se

disminuye por lo cual la eficiencia exergetica tiende a disminuir con el aumento de la temperatura de evaporación. Al incrementar T_E de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ operando el sistema sin recalentamiento, la eficiencia exergetica disminuye de 0.27 a 0.26 . Por otro lado, el recalentamiento beneficia la eficiencia exergetica del ciclo, ya que esta incrementa un 4.2% cuando la temperatura en el recalentador aumenta $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y T_E se mantiene a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.



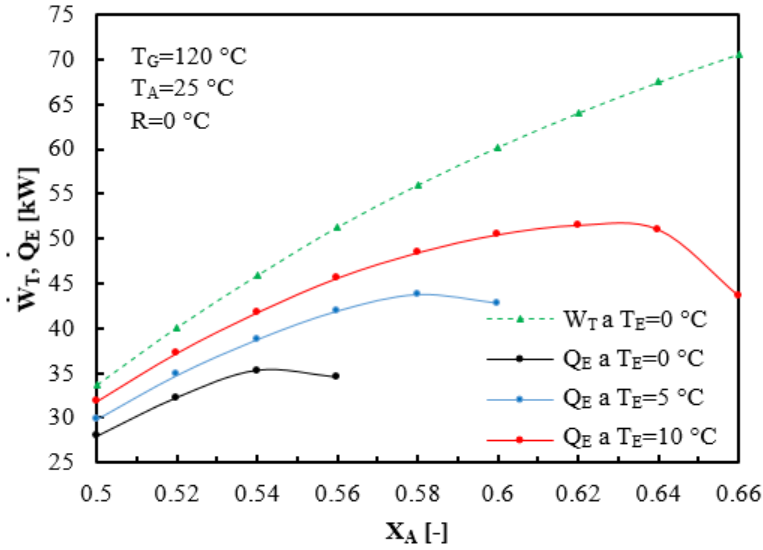
Gráfica 9. Eficiencia exergetica de un ciclo Goswami en función de T_E .

3.3.4 Análisis de la concentración inicial del ciclo Goswami.

La concentración inicial del fluido de trabajo, es decir a la salida del absorbedor, es un parámetro de fácil manipulación del ciclo, puesto que al momento de poner en operación el sistema los operadores se encargan de suministrar el fluido de trabajo.

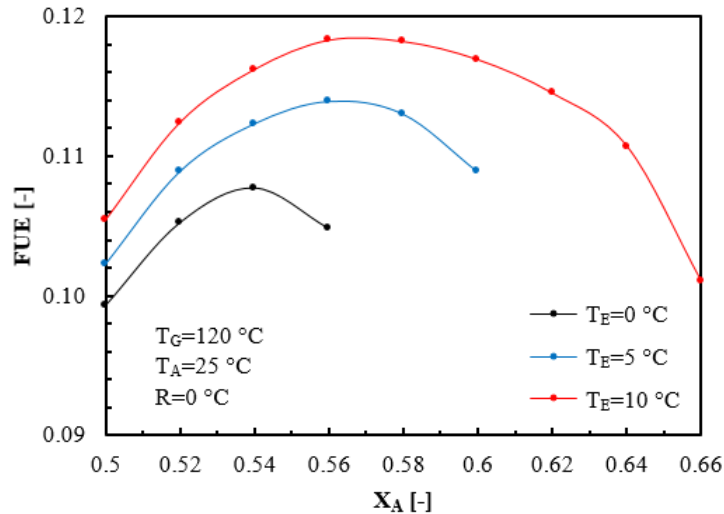
En la gráfica 10 se puede observar tanto la potencia producida por la turbina como el efecto de enfriamiento en función de la concentración del absorbedor. Claramente se puede ver que con el incremento de X_A el trabajo de la turbina tiende a aumentar ya que si X_A va de 0.5 a 0.66 , se tiene poco más del 100% de ganancia en W_T . Así mismo con este mismo incremento de X_A el efecto de enfriamiento mejora, llegando de un valor de 31.79 kW a 43.49 kW .

Por otra parte, en esta misma gráfica se puede observar que existe un punto donde no se puede elevar más la concentración para casos específicos de T_E , puesto que, si X_A incrementa, las condiciones del fluido a la entrada del enfriador son similares a las de salida y por ello no se produce el efecto de enfriamiento.



Gráfica 10. Potencia de la turbina y efecto de enfriamiento producidos por un ciclo Goswami en Función de X_A .

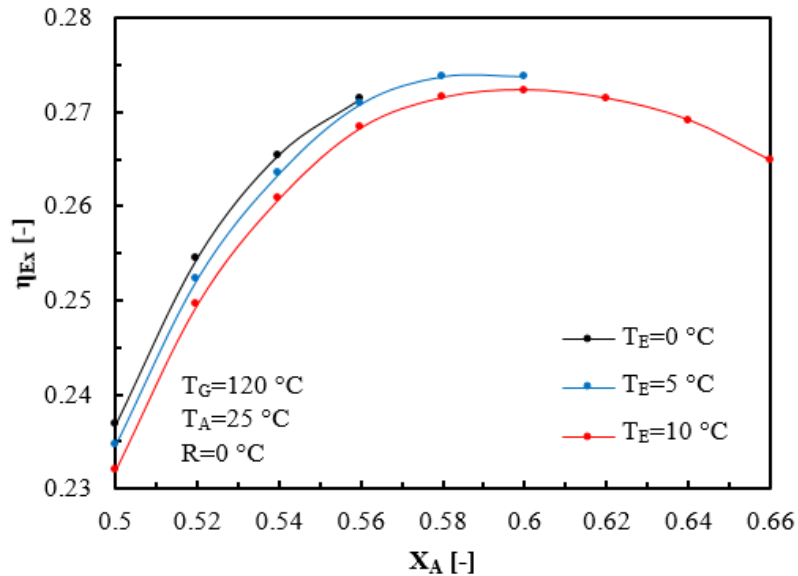
Al incrementar tanto Q_E como W_T , se esperaría que el FUE tuviera una tendencia similar. En la gráfica 11 se puede apreciar que existe un punto máximo para el Factor de Utilización de Energía y después de este valor el FUE empieza a decaer de manera drástica. El decaimiento es resultado del incremento del calor suministrado en el generador, ya que el suministro de este igual aumenta, debido al incremento de flujo de vapor producido en el generador. Cuando X_A incrementa desde 0.5 a 0.56 el FUE se ve beneficiado en un 12%, mientras que si aumenta de 0.56 a 0.66 el FUE decae poco más del 14%.



Gráfica 11. Factor de Utilización de Energía de un ciclo Goswami en función de X_A .

En la gráfica 12 se pueden observar las tendencias de la eficiencia exergética en función de la concentración del absorbente. Un comportamiento similar al del factor de utilización de

energía es presentado por la eficiencia exergética del sistema. Con una tendencia a incrementar hasta un punto máximo y posteriormente decaer. Para el caso de $T_E=10\text{ °C}$ cuando X_A incrementa de 0.5 a 0.6 la eficiencia exergética incrementa en un 17 %, pero si se incrementa de 0.6 a 0.66 esta decae cerca de un 3%.

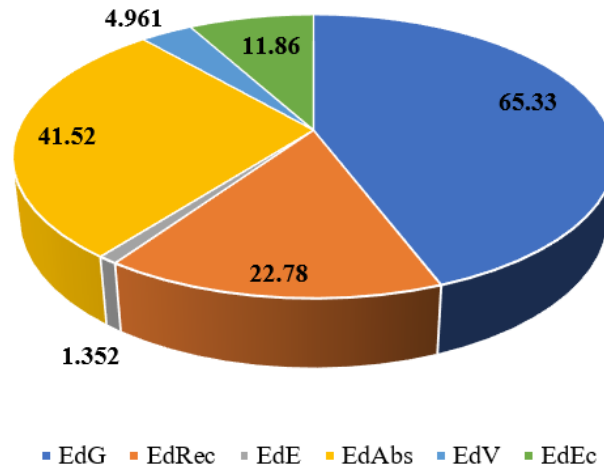


Gráfica 12. Eficiencia exergética de un ciclo Goswami en función de X_A .

3.3.5 Destrucción de exergía por componente del ciclo Goswami.

La gráfica 12 muestra las irreversibilidades o exergía destruida en cada componente del ciclo Goswami. Los valores presentados son resultado del uso de las ecuaciones mostradas en la tabla 1, correspondientes a la destrucción de exergía para cada uno de los componentes. Con ellas se determinó que el generador y el absorbedor son los dispositivos del sistema donde mayores irreversibilidades se presentan, ya que cada uno de ellos aporta 65.33 kW y 41.52 kW, respectivamente.

Exergía destruida por componente [kW]



Gráfica 13. Exergía destruida por componente del ciclo Goswami.

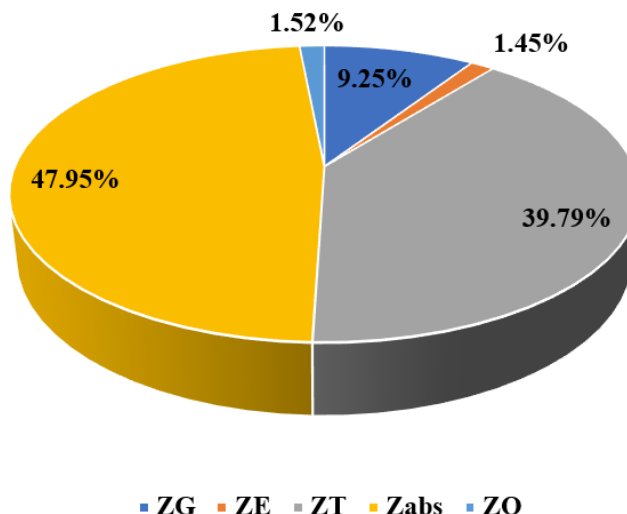
Para el caso de $T_E = 0\text{ }^\circ\text{C}$, $T_G = 105\text{ }^\circ\text{C}$, $T_A = 25\text{ }^\circ\text{C}$ y operando con una concentración de 0.56 se obtuvo un valor del FUE y de la eficiencia exergética de 0.09 y 0.29, respectivamente. Con lo cual se observó que el generador y el absorbedor son los componentes con mayores irreversibilidades del sistema, aportando 65.33 kW y 41.52 kW, respectivamente.

3.3.6 Parámetros económicos y ambientales del estudio del ciclo Goswami.

A través de la metodología mostrada en el capítulo anterior se determinó el costo de los componentes del ciclo Goswami, así como el costo de los productos obtenidos.

Para las condiciones de operación de $T_E = 0\text{ }^\circ\text{C}$, $T_G = 105\text{ }^\circ\text{C}$, $T_A = 25\text{ }^\circ\text{C}$ y $X_A = 0.56$ la gráfica 14 muestra el porcentaje que aporta cada componente al costo total del sistema, donde se aprecia que la turbina es el componente de mayor costo, aportando casi el 48% al costo total.

Porcentaje del costo total por componente



Gráfica 14. Porcentaje de costo que aporta cada componente del ciclo Goswami.

Con la implementación de este modelo y a través de la metodología presentada para determinar el costo de los productos obtenidos, se tiene que el kW tendría un valor cercano a \$0.12.

Por otra parte, desde el punto de vista ambiental se dejarían de emitir alrededor de 1795 kg de dióxido de carbono, equivalente a plantar 195 árboles.

3.3.7 Ciclo Goswami con rectificación interna.

Una de las primeras modificaciones realizadas al ciclo Goswami fue el modificar el proceso de rectificación. Esta modificación consiste en dividir el flujo que sale del absorbedor, donde una fracción se hace pasar directamente al economizador y la fracción restante utilizarla para rectificar el vapor producido en el generador. La Fig. 16 esquematiza el ciclo Goswami utilizando el concepto de la rectificación interna.

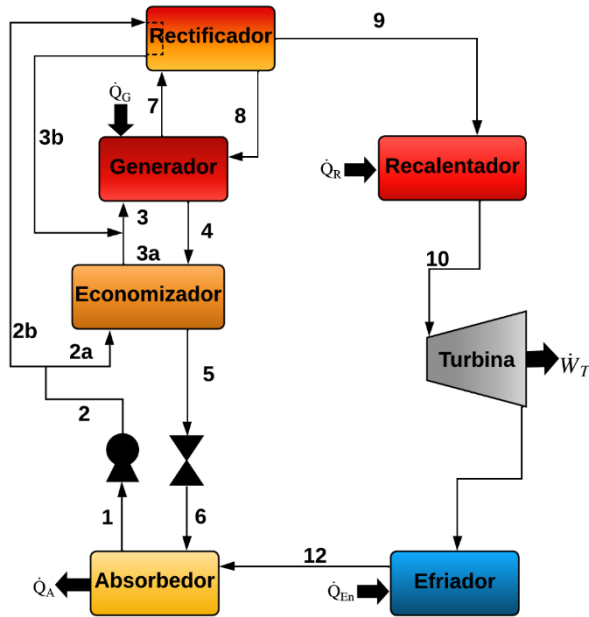
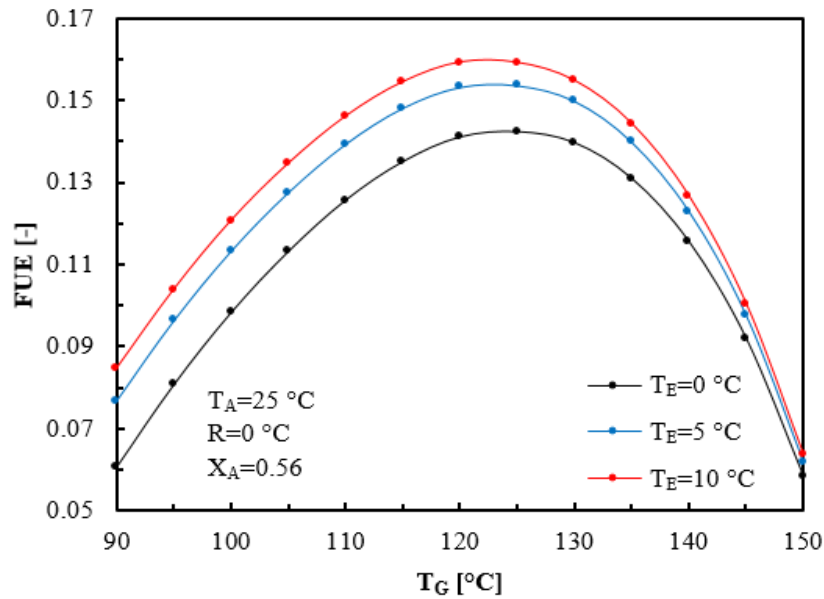


Fig. 16 Ciclo Goswami con rectificación interna.

Tanto la producción de potencia como el efecto de enfriamiento no se ven beneficiados o perjudicados por esta modificación, puesto que las condiciones del fluido de trabajo a la entrada o salida de la turbina o el enfriador no cambian. Sin embargo, con la división de flujo másico, la fracción que entra al economizador recibe un mayor calentamiento y por ende su energía aumenta, así mismo pasa con la fracción de fluido utilizada para la rectificación interna. Una vez que estas dos fracciones vuelven a unirse a la entrada del generador llevan consigo una mayor temperatura y energía por lo cual el suministro de energía en el generador para lograr las condiciones deseadas se reduce.

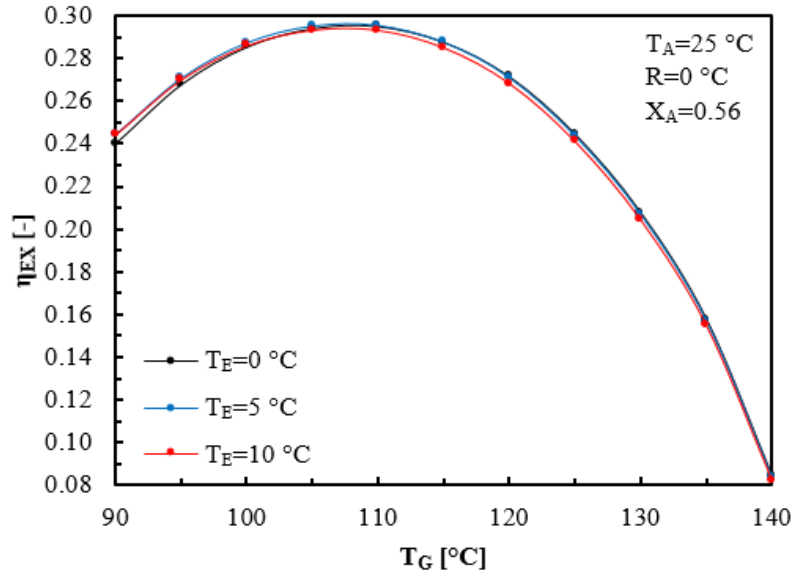
La gráfica 15, muestra las tendencias del Factor de Utilización de Energía del ciclo Goswami para distintos casos de T_E en función de la temperatura de generación aplicando el concepto de rectificación interna. Para las condiciones de $T_G = 120\text{ °C}$ $T_E = 0\text{ °C}$ el factor de utilización de energía tomó un valor de 0.14, mientras que para estas mismas condiciones y sin rectificación interna el FUE presentó un valor de 0.10.



Gráfica 15. Factor de Utilización de Energía del ciclo Goswami con Rectificación interna en función de TG.

Claramente se aprecian las mismas tendencias entre la gráfica 15 y la gráfica 3, únicamente se ven mayores valores del FUE para el sistema con rectificación interna.

En la gráfica 16 se aprecian las tendencias de la eficiencia exergética del ciclo con rectificación interna. Así como sucede con el FUE la eficiencia exergética se ve beneficiada por la rectificación interna, para las condiciones de $T_G = 120 \text{ °C}$ y $T_E = 0 \text{ °C}$ la eficiencia exergética del ciclo con rectificación interna es de 0.36, mientras que sin rectificación interna este parámetro tomaba un valor de 0.27.



Gráfica 16. Eficiencia exérgica del ciclo Goswami con Rectificación interna en función de T_G .

Capítulo 4. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico con separador y compresor CPCCS.

Partiendo del análisis del ciclo Goswami del capítulo anterior, surge la propuesta de un nuevo ciclo termodinámico. Este nuevo modelo aprovecha el fluido que sale del generador que no fue evaporado. Este fluido pasa por un proceso de estrangulamiento y posteriormente un proceso de separación-compresión. La idea de esta modificación es aumentar el flujo másico que entra a la turbina y al evaporador, mejorando así tanto el efecto de enfriamiento como la generación de potencia. Por otra parte, para mejorar aún más el efecto de enfriamiento, a la salida de la turbina se coloca un condensador, un preenfriador y una válvula de expansión, con la finalidad de disminuir más la energía del fluido antes de entrar al evaporador y así lograr un mayor efecto de enfriamiento. La Fig. 17 muestra un el esquema del sistema propuesto.

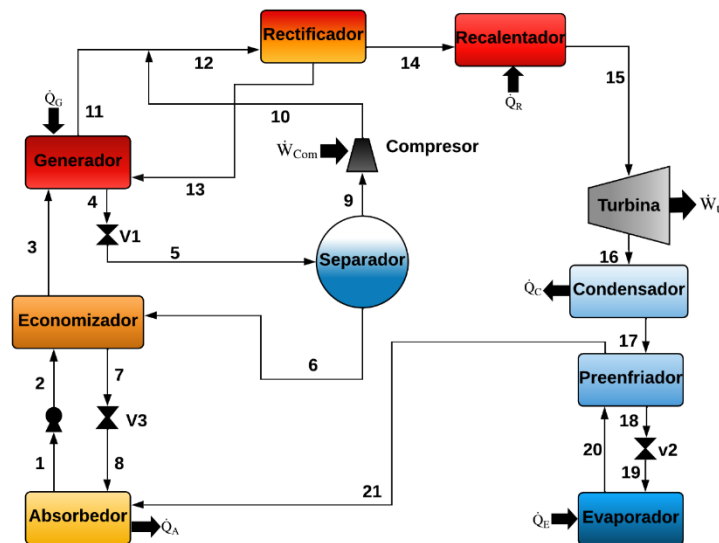


Fig. 17 Ciclo termodinámico para generación simultánea de potencia y enfriamiento, aplicando un concepto de separación- compresión.

4.1 Descripción del funcionamiento del ciclo termodinámico para generación simultánea de potencia y enfriamiento, aplicando el concepto de separación-compresión (CPCCS).

El fluido a las condiciones iniciales del proceso sale del absorbedor (Estado 1) y es bombeado a través del economizador (Estado 2), en el cual aumenta su temperatura antes de entrar al generador (Estado 3). Dentro del generador mediante el suministro de calor, parte de la mezcla de trabajo es evaporada y la fracción que no cambia de fase sale del generador (Estado 4). Esta mezcla sufre de un proceso de estrangulamiento y debido a eso disminuye su presión

y su temperatura, saliendo a condiciones de mezcla líquida-vapor (Estado 5). La mezcla se hace pasar por un separador donde las fases líquidas y vapor son separadas. La fase líquida sale del separador (Estado 6) y pasa por el economizador, donde disminuye su temperatura (Estado 7) ya que cede calor al fluido que entra a contraflujo. Posteriormente pasa por una válvula donde disminuye su presión hasta la presión más baja del sistema (Estado 8). La fracción en fase vapor que sale del separador (Estado 9) es comprimida, por lo cual su temperatura y presión aumentan (Estado 10). Del generador sale un vapor con alta concentración de amoníaco (Estado 11) y este vapor se combina con el vapor que fue separado y comprimido. La mezcla resultante de esta combinación ingresa al rectificador (Estado 12). Dentro del rectificador debido a la pérdida de energía una fracción del vapor que ingreso se condensa, esta fracción condensada en su mayoría es agua la cual regresa al generador (Estado 13), mientras que la fracción que sigue en forma de vapor ahora tiene un nivel de concentración de amoníaco mucho mayor (Estado 14). El vapor casi puro de amoníaco recibe un precalentamiento al pasar por el recalentador (\dot{Q}_R), donde su temperatura aumenta antes de ingresar a la turbina (Estado 15). Cuando el fluido de trabajo pasa por la turbina se produce una expansión resultando con ello que una disminución de presión y temperatura (Estado 16), debido a la expansión la turbina produce una cantidad de trabajo mecánico (\dot{W}_T). Al salir de la turbina el fluido presenta una cierta calidad y se hace pasar por un condensador, donde pierde energía en forma de calor (\dot{Q}_C) llevándolo así a las condiciones de líquido saturado (Estado 17). Posteriormente este líquido saturado casi puro de amoníaco recibe un preenfriamiento donde su temperatura disminuye (Estado 18), enseguida se hace pasar por una válvula de expansión con la finalidad de disminuir aún más su temperatura y su presión antes de entrar al evaporador (Estado 19). Cuando el fluido de trabajo ingresa al evaporador retira energía en forma de calor del medio, llevando a cabo así el efecto de enfriamiento (\dot{Q}_E). Una vez que el fluido sale del evaporador ingresa al preenfriador (Estado 20) donde es utilizado para reducir la temperatura del fluido a contraflujo que ingresa al preenfriador, este proceso provoca que la aumente su temperatura antes de entrar al absorbedor (Estado 21). Cuando los fluidos ingresan nuevamente al absorbedor se completa y se repite el ciclo.

4.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación.

Así como el sistema presentado en el capítulo anterior, este nuevo ciclo fue modelado a través de una serie de ecuaciones que surgen de balances de materia, energía y exergía. Las cuales sirven como base de diseño para un algoritmo computacional, el cual permite realizar un análisis paramétrico del sistema en función de distintas variables clave.

En la tabla 3 se muestran las ecuaciones que modelan cada componente del nuevo modelo propuesto

Tabla. 3 balances de masa, energía y exergía en cada componente.

Modelo Matemático CPCCS	
<p>Generador</p> $\dot{m}_3 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{11}$ $\dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_{13} X_{13} = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{11} X_{11}$ $\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{11} h_{11}$ $Ex_{dG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + \dot{m}_3 (h_3 - T_0 S_3) + \dot{m}_{13} (h_{13} - T_0 S_{13}) - \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) - \dot{m}_{11} (h_{11} - T_0 S_{11}) -$ <p>Economizador</p> $\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7$ $\dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_7 X_7$ $Ex_{dPr} = \dot{m}_2 [(h_2 - h_3) - T_0 (S_2 - S_3)] + \dot{m}_6 [(h_6 - h_7) - T_0 (S_6 - S_7)]$ <p>Absorbedor</p> $\dot{m}_{21} + \dot{m}_8 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_{21} X_{21} + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_1 X_1$ $\dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A$ $Ex_{dA} = -\dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) + \dot{m}_{21} (h_{21} - T_0 S_{21}) + \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1)$ <p>Bomba</p> $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2$ $Ex_{dp} = \dot{W}_p + \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) - T_0 (S_1 - S_2)]$ <p>Separador</p> $\dot{m}_5 = \dot{m}_9 + \dot{m}_6$ $\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_9 X_9 + \dot{m}_6 X_6$ $Ex_{dS} = \dot{m}_5 (h_5 - T_0 S_5) - \dot{m}_9 (h_9 - T_0 S_9) - \dot{m}_6 (h_6 - T_0 S_6)$ <p>Compresor</p> $\dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_{com} = \dot{m}_{10} h_{10}$ $Ex_{com} = \dot{W}_{com} + \dot{m}_9 [(h_9 - h_{10}) - T_0 (S_9 - S_{10})]$ <p>Válvulas</p> $\dot{m}_{in} h_{in} = \dot{m}_{out} h_{out}$ $Ex_{dv} = \dot{m}_{in} [(h_{in} - h_{out}) - T_0 (S_{in} - S_{out})]$	<p>Rectificador</p> $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_{Rec}$ $Ex_{dRec} = -\dot{Q}_{Re} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Re}}\right) + \dot{m}_{12} (h_{12} - T_0 S_{12}) - \dot{m}_{14} (h_{14} - T_0 S_{14}) - \dot{m}_{13} (h_{13} - T_0 S_{13})$ <p>Recalentador</p> $\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{Q}_R = \dot{m}_{15} h_{15}$ $Ex_{dR} = \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) + \dot{m}_{14} [(h_{14} - h_{15}) - T_0 (S_{14} - S_{15})]$ <p>Turbina</p> $\dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{W}_T$ $Ex_{dT} = \dot{m}_{15} [(h_{15} - h_{16}) - T_0 (S_{15} - S_{16})] - \dot{W}_T$ <p>Condensador</p> $\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{Q}_c$ $Ex_{dc} = -\dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) + \dot{m}_{16} [(h_{16} - h_{17}) - T_0 (S_{16} - S_{17})]$ <p>Preenfriador</p> $\dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{21} h_{21}$ $Ex_{dPr} = \dot{m}_{17} [(h_{17} - h_{18}) - T_0 (S_{17} - S_{18})] + \dot{m}_{20} [(h_{20} - h_{21}) - T_0 (S_{20} - S_{21})]$ <p>Evaporador</p> $\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{20} h_{20}$ $Ex_{dE} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_E}{T_0}\right) + \dot{m}_{19} [(h_{19} - h_{20}) - T_0 (S_{19} - S_{20})]$

4.2.1 Consideraciones para la evaluación del CPCCS.

El código desarrollado permite evaluar el sistema bajo distintas condiciones de operación en los distintos componentes, por lo cual las siguientes consideraciones fueron planteadas:

- El sistema opera en estado estacionario.
- No existen pérdidas de temperatura o presión entre conexiones de los componentes.
- Los procesos en las válvulas se consideran isoentálpicos.
- Los procesos en la turbina y el compresor se consideran isoentrópicos.
- El fluido de trabajo en los estados 1, 4, 6, 13 y 17 se considera como líquido saturado.
- El fluido de trabajo en los estados 9, 11 y 14 se considera como vapor saturado.
- La concentración del fluido a la entrada de la turbina se considera de 0.99.

- La temperatura ambiente es considerada de 25 °C.

4.2.2 Rangos de evaluación del CPCCS.

Para la evaluación del sistema se analizaron diferentes condiciones de operación, mediante la variación de parámetros tales como: temperatura del generador (T_G), la temperatura de absorción (T_A) y condensación, la temperatura de evaporación (T_E) y el incremento de temperatura del fluido en el recalentador (ΔR). En la tabla 4 se muestran los rangos de las variables analizadas en la simulación, así como algunos otros parámetros de interés de los componentes.

Tabla 4. Rangos de operación de las variables analizadas.

Variable	Rango de operación	Incremento
T_E (°C)	0-16	2
$T_A = T_c$ (°C)	20-40	2.5
T_G (°C)	100 -150	5
ΔR (°C)	0 – 20	10
X_A (-)	0.44-0.60	0.02
\dot{m}_1 (kg/s)	1	-

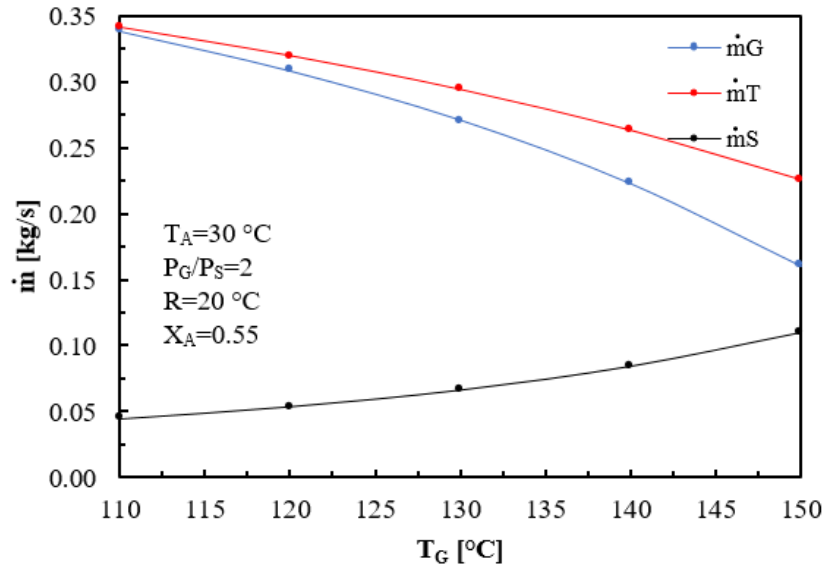
4.3 Resultados del análisis paramétrico del CPCCS.

4.3.1 Análisis de la temperatura de generación del CPCCS.

En la gráfica 17 se aprecia el comportamiento de los flujos másicos tanto del vapor de amoníaco producido en el generador, el flujo másico producido en el separador y el flujo total que entra a la turbina y al evaporador. Para el CPCCS el aumento de la temperatura de generación propicia que la producción de refrigerante en el generador se limite. Por otra parte, al disminuir la producción de vapor de amoníaco en el generador, produce que la concentración de la mezcla que no se evaporó y que sale del generador aumente.

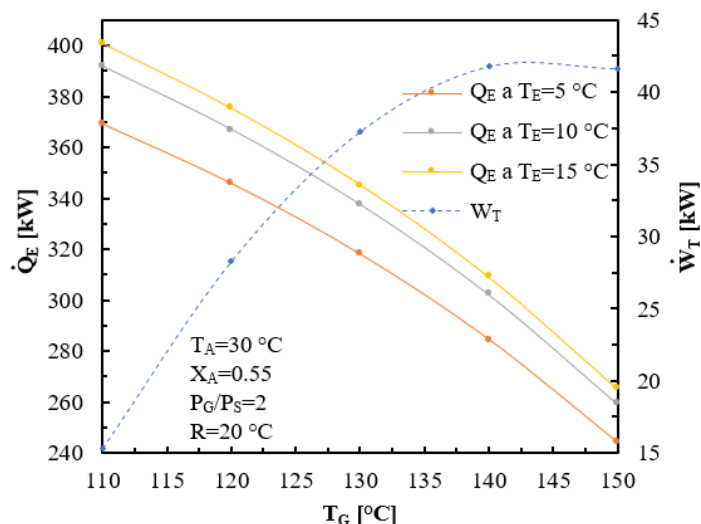
Cuando la temperatura de generación del sistema incrementa de 110 °C a 150 °C el flujo másico de vapor producido en el separador aumenta 0.07 kg/s, pasando de un valor de 0.04 kg/s a 0.11 kg/s. Mientras que el flujo producido en el generador se reduce 0.17 kg/s ya que disminuye de 0.33 kg/s a 0.16 kg/s. Con estos aumentos y disminuciones de flujo másico en los componentes mencionados, se tiene que el fluido de trabajo que se utiliza para la generación de potencia en la turbina y producir el efecto de enfriamiento disminuye de 0.34 kg/s a 0.22 kg/s

Aunque la producción de vapor con alta concentración de amoníaco en el separador tiende a incrementar conforme se eleva la temperatura en el generador, no se puede compensar la disminución del flujo másico de refrigerante producido en el generador. Por tal motivo el flujo total de entrada a la turbina disminuye con el aumento de la temperatura de generación.



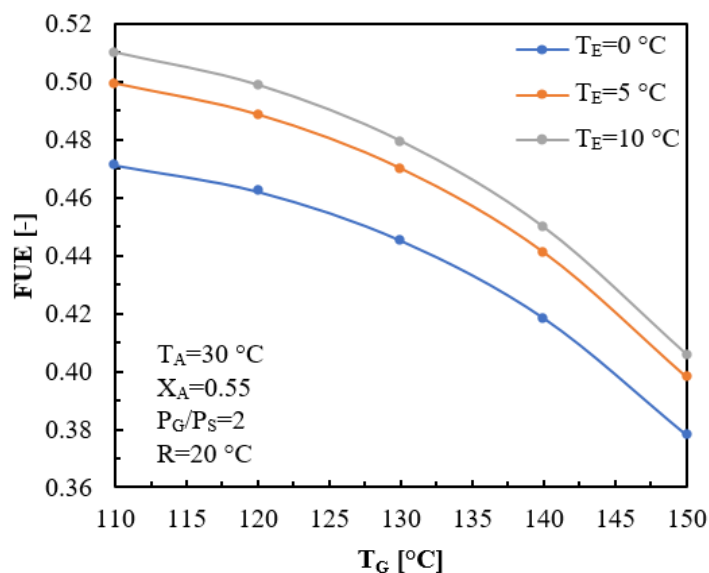
Gráfica 17. Producción de flujos másicos en función de la temperatura de generación CPCCS.

Al tener una menor cantidad de flujo másico el efecto de enfriamiento en el CPCCS disminuye como se muestra en la gráfica 18, donde se analizan tres temperaturas de evaporación. Al tener una T_E de 5 °C incrementar T_G de 110 °C a 150 °C ocasiona que el efecto de enfriamiento decaiga cerca de un 34% llevándolo de un valor de 369 kW hasta 244.1 kW. Al observar que se tiene un decaimiento de Q_E se esperaría que W_T tuviera un efecto similar, resultado de la disminución de flujo másico por el aumento de T_G . Sin embargo, se observa que existe un crecimiento de W_T conforme la temperatura en el generador aumenta. Aunque se disminuye la producción de refrigerante en el generador, el refrigerante producido sale con una mayor cantidad de energía y a una presión mayor. Por tal motivo la expansión del flujo másico en la turbina es mayor y se tienen un aumento del trabajo producido. Es decir, la disminución de flujo másico producido en el generador se ve compensado con el incremento de energía del fluido de trabajo que entra a la turbina. Claramente se puede observar que la potencia de la turbina incrementa de 15.33 kW a 41.64 kW, cuando la temperatura de generación incrementa desde 110 °C hasta 150 °C.



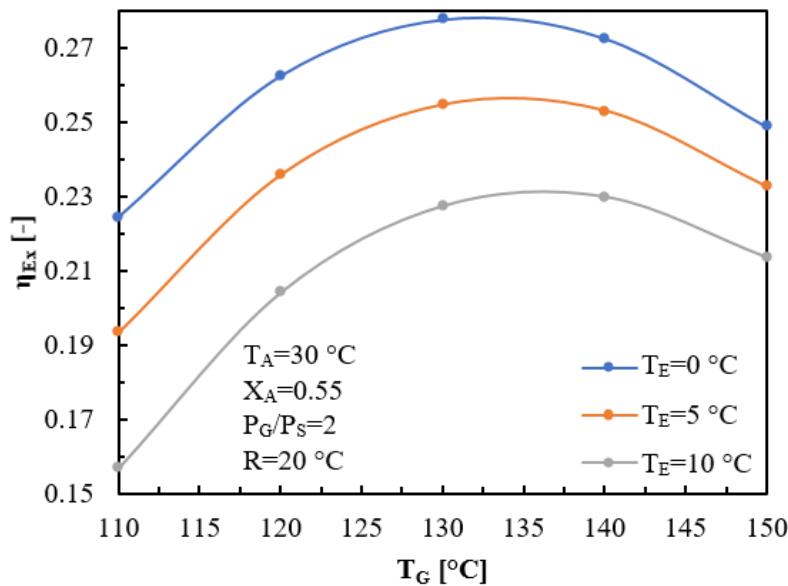
Gráfica 18. Carga de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función de la temperatura de generación.

En la gráfica 19 se puede observar el comportamiento del Factor de Utilización de Energía en función del incremento de la temperatura de generación del CPCCS. Para los distintos casos de temperatura de evaporación analizados el FUE tiende a disminuir con el incremento de la temperatura de generación. Cuando T_E toma un valor de 5 °C incrementar T_G desde 110 °C a 150 °C produce que el Factor de Utilización de Energía disminuya casi un 22% llevando este parámetro desde un valor de 0.47 a 0.37. La disminución de FUE es resultado principalmente de la disminución del flujo másico producido en el generador y por ende la reducción del efecto de enfriamiento del CPSC.



Gráfica 19. Factor de utilización de energía en función de la temperatura de generación.

En la gráfica 20 se muestran las tendencias de la eficiencia exergética del CPCCS en función de la temperatura de generación para distintos casos de temperatura de evaporación. El aumento de la η_{Ex} tiene que ver con que el fluido a la entrada de la turbina presenta una mayor presión y tiene una mayor energía, por ende, el proceso de expansión es mayor y con ello la generación de trabajo en la turbina. Que la eficiencia exergética decaiga después de un punto máximo tiene que ver con la disminución abrupta del flujo producido en el generador y aunque este flujo tenga una mayor energía, este aumento de energía no compensa la disminución de flujo másico. Por tal motivo, la eficiencia exergética disminuye. Para el caso de $T_E = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ cuando la temperatura de generación incrementa desde $110 \text{ }^\circ\text{C}$ a $140 \text{ }^\circ\text{C}$ la eficiencia exergética pasa de un valor de 0.22 a 0.27, mientras que al incrementar T_G de $140 \text{ }^\circ\text{C}$ a $150 \text{ }^\circ\text{C}$ la eficiencia exergética disminuye de 0.27 a 0.24. El valor de η_{ex} en su punto máximo fue de 22.73 % y después de este valor, aumentar solo $10 \text{ }^\circ\text{C}$ produce una disminución del 11.11 %.

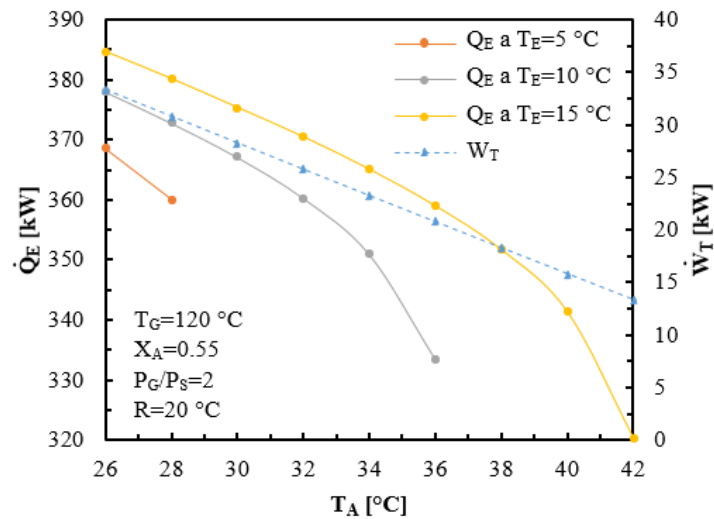


Gráfica 20. Eficiencia exergética del CPCCS en función de la temperatura de generación.

4.3.2 Análisis del CPCCS en función de la temperatura de absorción.

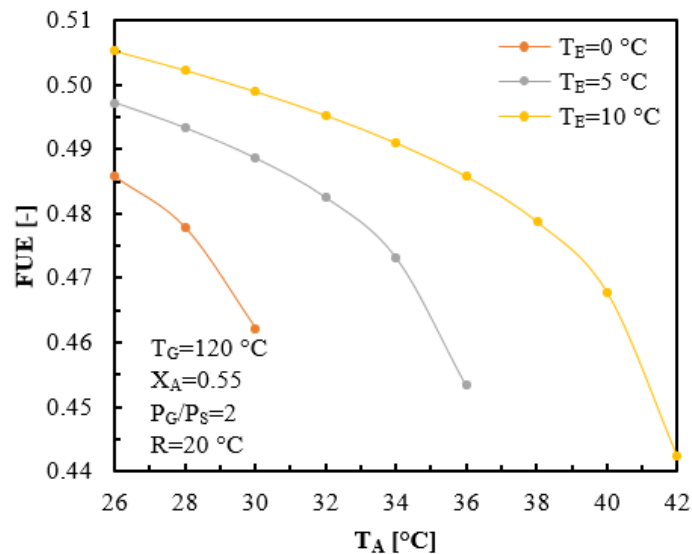
Para el análisis del sistema se considera que la temperatura de absorción es la misma que la temperatura de condensación. La gráfica 21 muestra la tendencia tanto de la potencia producida por la turbina como la carga de enfriamiento conforme T_A incrementa. Cuando la temperatura de absorción y condensación aumenta la presión también ya que el flujo masico a la salida del condensador y del absorbedor se encuentra en condiciones de saturación. Por tal motivo si $T_A = T_C$ aumenta el proceso de expansión en la turbina disminuye además de que el fluido entra con una mayor cantidad de energía al evaporador y el proceso de evaporación se va limitando. Cuando T_A incrementa de $26 \text{ }^\circ\text{C}$ a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_E = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ la carga de enfriamiento disminuye un 16.71% y W_T cae en casi un 60%. Pasando W_T de un valor de 384.7 kW a 320.4 kW y Q_E de 33.36 kW a 13.36 kW. Por otra parte, se puede observar que para

temperaturas de evaporación menores a 5 °C el sistema no puede llevar a cabo el proceso de enfriamiento con temperaturas de absorción mayores a 30 °C. Ya que el fluido de trabajo ingresa al evaporador con una temperatura mayor que la deseada.



Gráfica 21. Carga de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función.

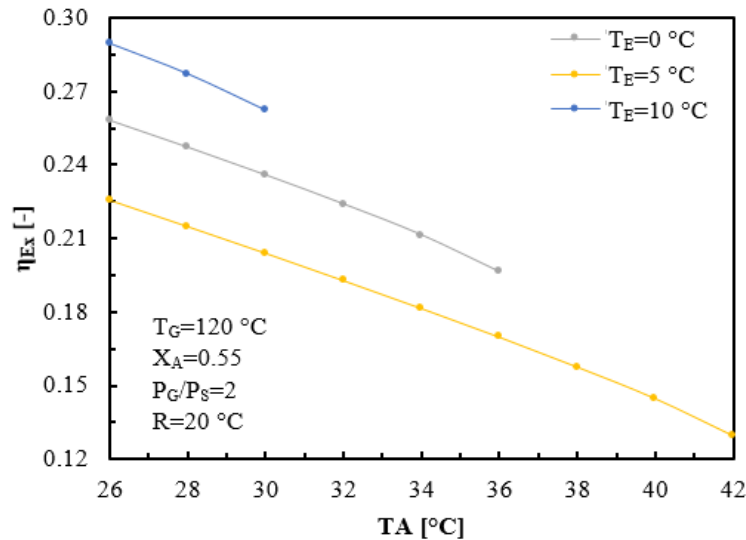
Con la disminución tanto del trabajo de la turbina y el efecto de enfriamiento del CPCCS derivado del incremento de la temperatura en el absorbedor y el condensador, el factor de utilización de energía y la eficiencia exergética del sistema presentan un decaimiento. Las figuras 22 y 23 muestran la tendencia del FUE y η_{ex} en función de T_A , respectivamente.



Gráfica 22. Factor de utilización de energía en función de la temperatura de absorción.

Cuando se tienen temperaturas de $T_A=T_C$ relativamente altas para los procesos de absorción y condensación el Factor de Utilización de Energía presenta valores más bajos. Con el incremento de T_A de 26 °C a 46 °C y evaporando a 10 °C el FUE disminuyó un 8.16%.

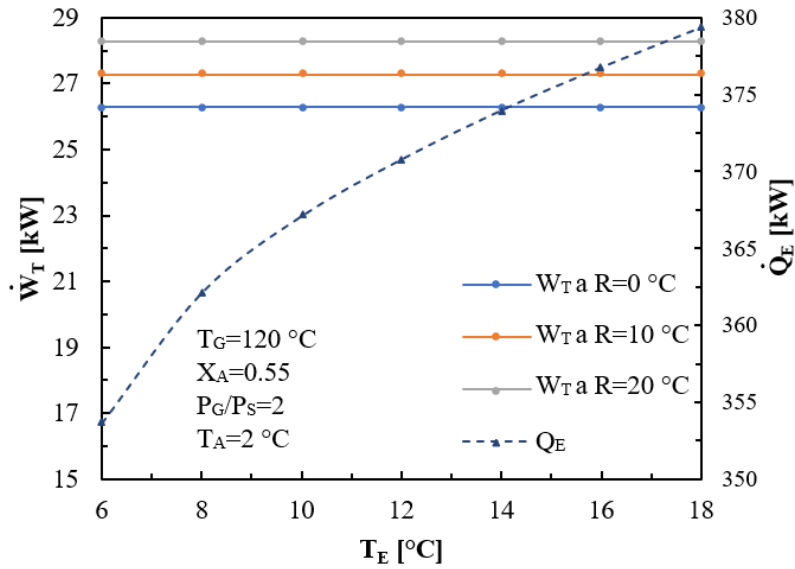
Mientras que con este mismo aumento de temperatura en el absorbedor y para el mismo caso de temperatura de evaporación, la eficiencia exergética disminuyó de 0.25 a 0.19, es decir un 24%.



Gráfica 23. Eficiencia exergética del CPSC en función de la temperatura de absorción.

4.3.3 Análisis del CPCCS en función de la temperatura de evaporación.

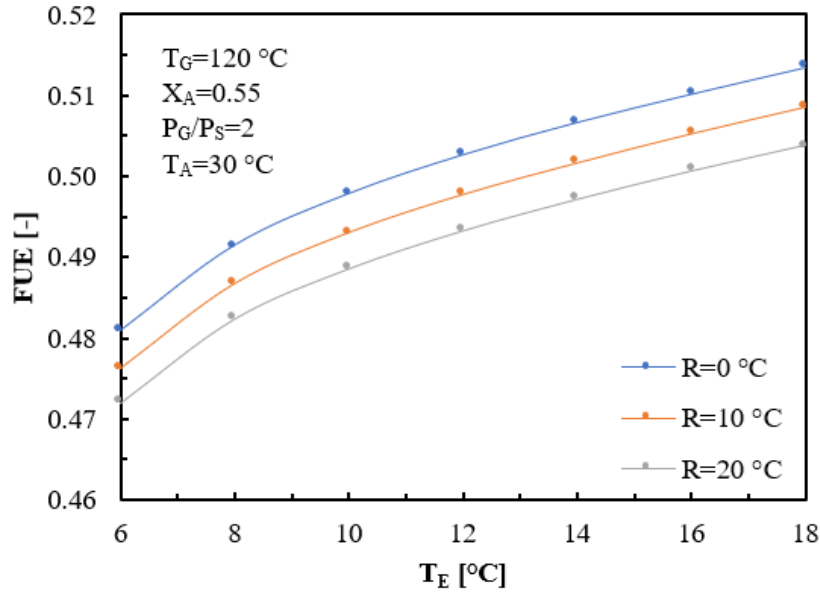
Uno de los principales parámetros de operación es la temperatura de evaporación del sistema, ya que de esta dependen las aplicaciones del CPCCS. En la gráfica 24 se muestran las tendencias que siguen tanto la potencia producida por la turbina como el efecto de enfriamiento del sistema, en función de la temperatura de evaporación analizando distintos casos de recalentamiento. La producción de potencia en la turbina no se ve afectada por el incremento de la temperatura en el evaporador, ya que las condiciones del fluido de trabajo a la salida de la turbina están delimitadas por el condensador. Por otra parte, el recalentamiento únicamente beneficia la producción de potencia. Cuando el flujo másico recibe un recalentamiento de 50 °C y el sistema se encuentra evaporando a 8 °C, la producción de potencia mejora en un 7.65%, pasando de un valor de 26.28 kW a 28.29 kW. Mientras que incrementar la temperatura de evaporación de 6 a 16 °C mejora el efecto de enfriamiento un 7.3 % llegando desde un valor de 353.6 kW hasta un valor de 379.4 kW.



Gráfica 24. Efecto de enfriamiento y potencia producida en la turbina en función de la temperatura de evaporación.

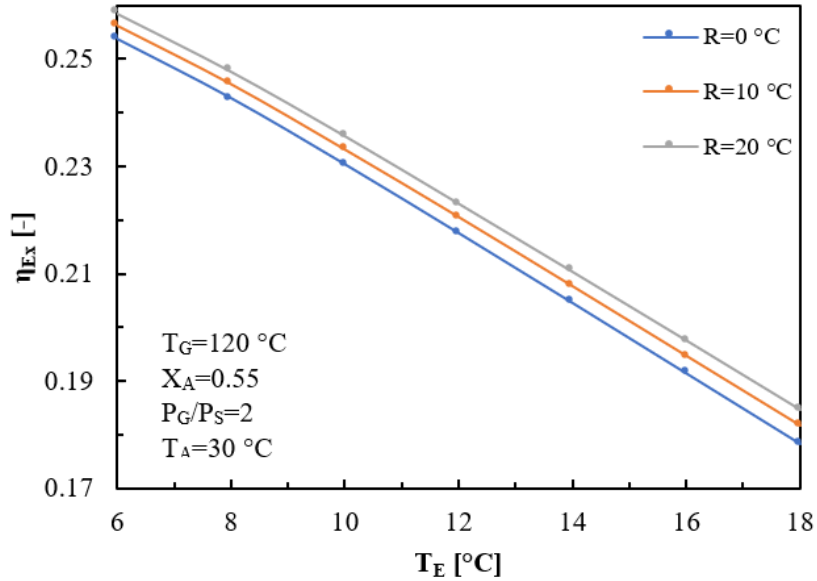
En la gráfica 25 se puede observar el incremento del Factor de Utilización de Energía del CPCCS derivado del incremento de la temperatura de evaporación del sistema. Para el caso donde el fluido de trabajo del sistema antes de entrar a la turbina se ha recalentado $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, aumentar T_E de 6 a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ resulta en un incremento del FUE de 6.38% . Por otra parte, se observa que los valores del Factor de Utilización de Energía más bajos se presentan para los casos donde el recalentamiento del fluido es mayor. Esto se debe a que la energía suministrada en el recalentador es mayor al beneficio obtenido en la turbina. Cuando se tiene una temperatura de evaporación de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el sistema no tiene recalentamiento el FUE es de

0.49, pero al recalentar 20 °C el fluido de trabajo antes de entrar a la turbina el FUE decae a 0.48, es decir un 2%.



Gráfica 25. Factor de utilización de energía del sistema en función de la temperatura de evaporación.

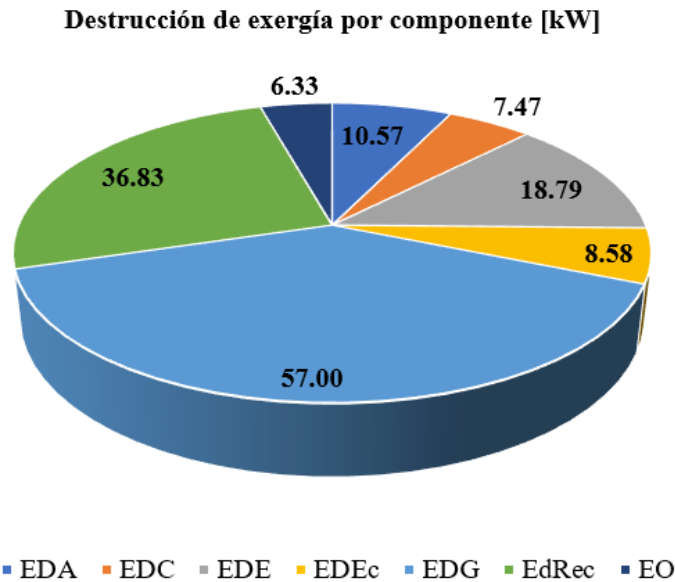
Se esperaría que la eficiencia exergética del CPSC tuviera el mismo comportamiento que el FUE al incrementar la temperatura de evaporación. En la gráfica 26 se observa un comportamiento contrario, ya que la variación de T_E únicamente propicia un aumento o disminución de la carga de enfriamiento producida por el sistema. Al tener una mayor temperatura de evaporación el término de exergía correspondiente a Q_E disminuye. Cuando el sistema no cuenta con recalentamiento la eficiencia exergética va de un 0.25 a 0.17 cuando la T_E aumenta de 6 °C a 18 °C.



Gráfica 26. Comportamiento de la η_{Ex} en función del incremento de la temperatura de evaporación.

4.3.4 Exergía destruida por componente del CPCCS.

Mediante un análisis de exergía en cada uno de los componentes del sistema se determinó la cantidad de exergía destruida en cada uno de ellos. En la gráfica 27 se puede apreciar la cantidad de irreversibilidades de cada componente a las condiciones de $T_G = 120^\circ\text{C}$, $T_E = 10^\circ\text{C}$ y $T_A = 30^\circ\text{C}$. Claramente se aprecia que el generador, el rectificador y el evaporador son los componentes con mayor destrucción de exergía, los cuales aportan 57 kW, 36.83 kW y 18.79 kW.



Gráfica 27. Exergía destruida por componente de CPCCS.

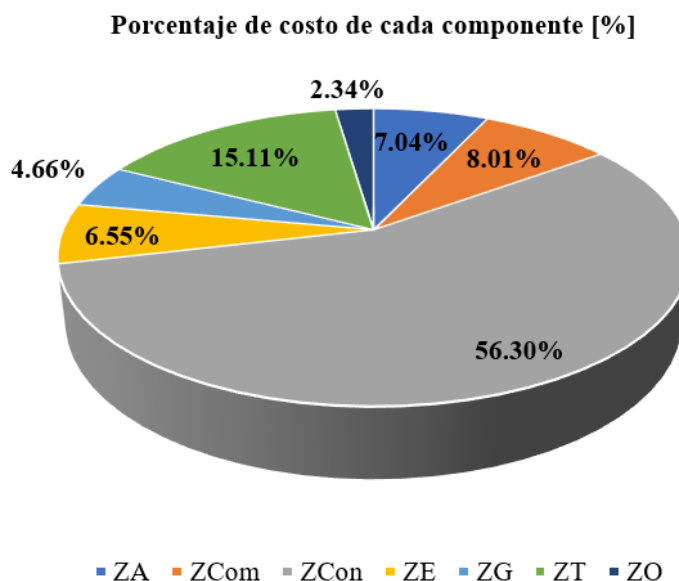
4.3.5 Costos del sistema y parámetros ambientales.

En la tabla 5 se presentan los resultados obtenidos del análisis económico del CPCCS con rectificación interna. Para las condiciones de operación de $T_G=120^\circ\text{C}$, $T_E=10^\circ$ y $T_A= 30^\circ\text{C}$, de las cuales se obtuvo uno de los más altos Factores de Utilización de Energía del sistema, obteniendo un valor de 0.49.

Tabla 5. Resultados del análisis económico.

Parámetro	unidad	Valor
Ztotal	[\$]	511978
FRC	[-]	0.0873
FFS	[-]	0.015
CCA	[\$]	44728
VS	[\$]	102396
VSA	[\$]	1573
CM	[\$]	4473
CCCP	[\$/kW]	0.05237

Así mismo, del análisis económico del CPCCS se determinó que el condensador la turbina y el absorbedor son los componentes más caros del sistema, aportando cada uno de ellos el 56.30 %, 15.11% y el 7.04% respectivamente. En la gráfica 28 se observa el porcentaje que aporta cada componente al costo total del sistema.



Gráfica 28. Exergía destruida por componente de CPCCS.

Por otra parte, si el sistema operara a las condiciones a las cuales se están mostrando los costos y la exergía destruida y haciendo uso de la metodología mostrada por las ecuaciones 40-45, se estarían dejando de emitir al ambiente cerca de 1855 kg de CO_2 , equivalentes a plantar 156 árboles o reforestar 0.30 hectáreas de árboles.

Capítulo 5. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico para la generación de potencia y enfriamiento. Enfocado a la mejora del efecto de enfriamiento. CPCS+C.

El modelo propuesto en el capítulo anterior ha presentado grandes ventajas sobre el ciclo Goswami convencional, sin embargo, el uso del compresor significa un consumo extra de potencia, por lo cual el trabajo neto producido se ve afectado.

A continuación, se presenta un nuevo modelo el cual hace uso del proceso de separación aprovechando dos corrientes de fluido que inicialmente no se usaban. La primera corriente es la que no se evapora en el generador y la segunda es la corriente rectificada. Ambos flujos son combinados, estrangulados y separados, para generar una fracción extra de fluido de trabajo, el cual se combina con el fluido que sale de la turbina, esto con la finalidad de ingresar una corriente mayor de fluido al evaporador e incrementar el efecto de enfriamiento.

5.1 Descripción del modelo.

Mediante el suministro de calor en el generador Q_G , la mezcla de trabajo llega a condiciones de saturación, por lo cual se obtiene un vapor con alta concentración de amónico a la salida de este componente (Estado 10). El vapor obtenido se hace pasar por un rectificador, donde disminuye su temperatura y parte del vapor de agua que contiene se condensa, aumentando así su concentración (Estado 11). Una vez que se tiene el vapor de amoniaco a su máxima concentración de trabajo en el sistema, este vapor se hace pasar por un recalentador donde a través de la adición de calor Q_R el fluido aumenta su temperatura antes de ingresar a la turbina (Estado 13). El vapor casi puro de amoniaco se hace pasar por la turbina donde se produce una cantidad de trabajo W_T y debido a la expansión su temperatura y presión disminuyen (Estado 14). El fluido que se condensa en el rectificador (estado 12) se combina con el flujo con baja concentración que sale del generador (estado 4). El flujo que resulta de la combinación (Estado 5) se hace pasar por una valvula de expansión donde se reduce su presión y se obtiene una mezcla con cierta concentración de vapor (Estado 6). La mezcla ingresa a un separador, donde se separa la parte vapor (Estado 15) de la parte liquida (Estado 7). La parte vapor producida en el separador se combina con el flujo a la salida de la turbina, donde incrementa el flujo másico (Estado 16). El flujo total se condensa (Estado 17) y se hace pasar por un preenfriador, en el cual su temperatura disminuye (Estado 18). El líquido subenfriado que sale del preenfriador, se hace pasar por una válvula de expansión, en la cual su presión y temperatura disminuyen considerablemente (Estado 19). El fluido de trabajo a baja temperatura se hace pasar por el evaporador donde extrae calor del medio Q_E produciendo así el efecto de enfriamiento en el sistema. Cuando el fluido sale del evaporador (Estado 20), se hace pasar por el preenfriador donde aumenta un poco su temperatura (Estado 21). Una vez que el fluido ingresa al absorbedor se combina con el flujo que salió como líquido saturado del separador, el cual disminuyó su temperatura en el economizador (Estado 8) y disminuyó su presión al pasar por una válvula de expansión (Estado 9). El flujo que sale del absorbedor (Estado 1) se encuentra a las condiciones iniciales de operación del sistema, y se hace pasar por una bomba para incrementar su presión, hasta la presión de generación (Estado 2), después recibe un precalentamiento en el economizador y vuelve a entrar al generador, completando así la operación del ciclo. En la figura 18 se puede observar de manera gráfica el procedimiento antes descrito.

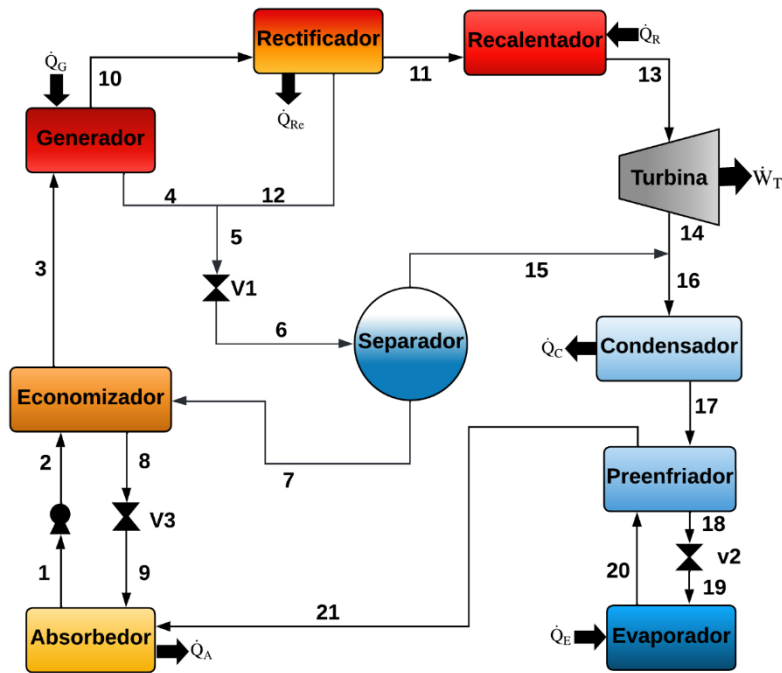


Fig. 18 Ciclo propuesto para producción de potencia y enfriamiento, enfocado al efecto de enfriamiento. CPCS+C.

5.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación del modelo CPCS+C.

Similar que los modelos anteriores, se establecieron las ecuaciones de cada uno de los componentes del sistema a través de balances de materia, energía y exergía. Estas ecuaciones permiten realizar un análisis paramétrico del sistema en función de las variables que se consideran clave para operar el sistema.

En la tabla 6 se muestran todas las relaciones matemáticas que gobiernan el comportamiento de cada componente.

Tabla 6. Balances de materia, energía y exergía del modelo CPCS+C.

Modelo Matemático CPCS+C	
<p>Generador</p> $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10}$ $\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10}$ $Ex_{dG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + \dot{m}_3 (h_3 - T_0 S_3) - \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) - \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10})$ <p>Economizador</p> $\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8$ $\dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_8 X_8$ $Ex_{dEc} = \dot{m}_2 [(h_2 - h_3) - T_0 (S_2 - S_3)] + \dot{m}_7 [(h_7 - h_8) - T_0 (S_7 - S_8)]$ <p>Absorbedor</p> $\dot{m}_{21} + \dot{m}_9 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_{21} X_{21} + \dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_1 X_1$ $\dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A$ $Ex_{dA} = -\dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) + \dot{m}_{21} (h_{21} - T_0 S_{21}) + \dot{m}_9 (h_9 - T_0 S_9) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1)$ <p>Bomba</p> $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_P = \dot{m}_2 h_2$ $Ex_{dB} = \dot{W}_P + \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) - T_0 (S_1 - S_2)]$ <p>Separador</p> $\dot{m}_6 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_7$ $\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_{15} X_{15} + \dot{m}_7 X_7$ $Ex_{dS} = \dot{m}_6 (h_6 - T_0 S_6) - \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_{15} (h_{15} - T_0 S_{15})$ <p>Válvulas</p> $\dot{m}_{in} h_{in} = \dot{m}_{out} h_{out}$ $Ex_{dv} = \dot{m}_{in} [(h_{in} - h_{out}) - T_0 (S_{in} - S_{out})]$	<p>Rectificador</p> $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_{Re}$ $Ex_{dRec} = -\dot{Q}_{Re} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Re}}\right) + \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_{11} (h_{11} - T_0 S_{11}) - \dot{m}_{12} (h_{12} - T_0 S_{12})$ <p>Recalentador</p> $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_R = \dot{m}_{13} h_{13}$ $Ex_{dR} = \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) + \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_{13}) - T_0 (S_{11} - S_{13})]$ <p>Turbina</p> $\dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{W}_T$ $Ex_{dT} = \dot{m}_{13} [(h_{13} - h_{14}) - T_0 (S_{13} - S_{14})] - \dot{W}_T$ <p>Condensador</p> $\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{Q}_c$ $Ex_{dC} = \dot{m}_{16} [(h_{16} - h_{17}) - T_0 (S_{16} - S_{17})] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)$ <p>Preenfriador</p> $\dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{21} h_{21}$ $Ex_{dPr} = \dot{m}_{17} [(h_{17} - h_{18}) - T_0 (S_{17} - S_{18})] + \dot{m}_{20} [(h_{20} - h_{21}) - T_0 (S_{20} - S_{21})]$ <p>Evaporador</p> $\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{20} h_{20}$ $Ex_{dE} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_E}{T_0}\right) + \dot{m}_{19} [(h_{19} - h_{20}) - T_0 (S_{19} - S_{20})]$

5.2.1 Consideraciones para la modelación del CPC+C.

Para evaluar el modelo propuesto se tomaron algunas consideraciones para desarrollar el programa computacional en el software Engineering Equation Solver (EES), algunas de ellas son:

- El sistema opera en estado estacionario.
- No existen pérdidas de temperatura o presiones entre conexiones de los componentes.
- Los procesos en las válvulas se consideran isoentálpicos.
- Los procesos en la turbina y el compresor se consideran isoentrópicos.
- La concentración del fluido a la entrada de la turbina se considera de 0.99.
- La temperatura ambiente es considerada de 25 °C.

5.2.2 Rangos de evaluación del CPC+C.

Una vez que se tomaron en cuentas estas consideraciones, el ciclo fue evaluado mediante diferentes variables y diferentes rangos de operación. La tabla 7 muestra los rangos y variables analizadas.

Tabla 7. Rangos de operación de las variables estudiadas.

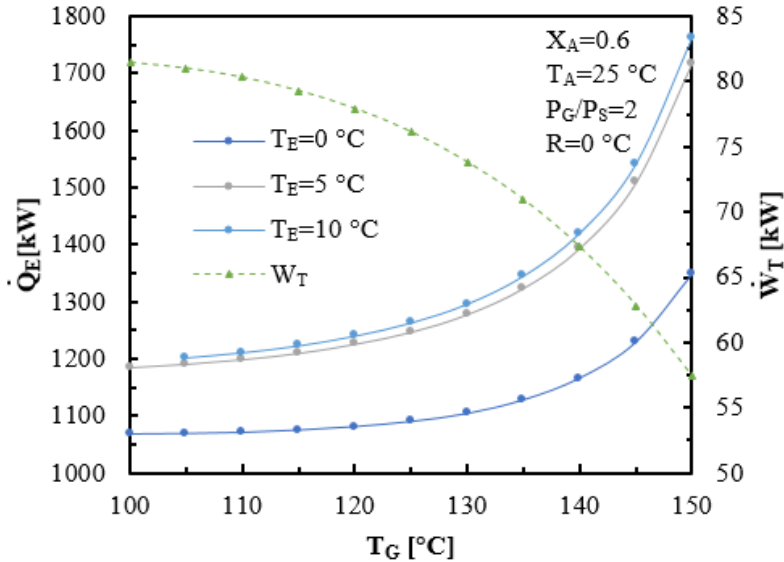
Variable	Rango	Incremento
T_E (°C)	4-16	2
$T_A = T_c$ (°C)	20-36	2
T_G (°C)	100 -150	5
ΔR (°C)	0 – 40	10
\dot{m}_1 (kg/s)	1	-

5.3 Resultados del modelo CPCS+C.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de la evaluación del modelo propuesto en función de las variables seleccionadas.

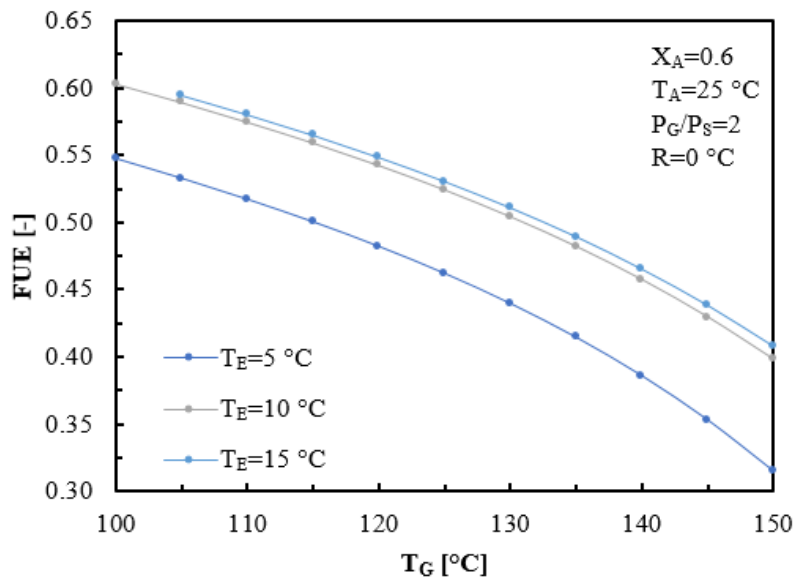
5.3.1 Análisis de la temperatura de generación.

En la gráfica 29 se muestra el comportamiento de la potencia de enfriamiento y el trabajo producido por la turbina en función de la temperatura de generación del sistema. Para que el sistema tenga la salida deseada de vapor casi puro de amoníaco en el estado 11 el flujo másico del estado 3 incrementa, por tal motivo también incrementa el flujo y la concentración del estado 4 que a su vez causa que el flujo extra producido en el separador incremente es por ello por lo que, la potencia de enfriamiento del sistema aumenta conforme T_G incrementa. Cuando el sistema evapora a 5 °C incrementar T_G de 100 °C a 150 °C provoca que la carga de enfriamiento vaya de un valor de 1068 a 1348 kW. Por otra parte, el incrementar T_G de 100 °C a 150 °C para las mismas condiciones de evaporación provocó que la potencia de la turbina decayera un 26.54% pasando de un valor de 81.45 kW a 57.39 kW.



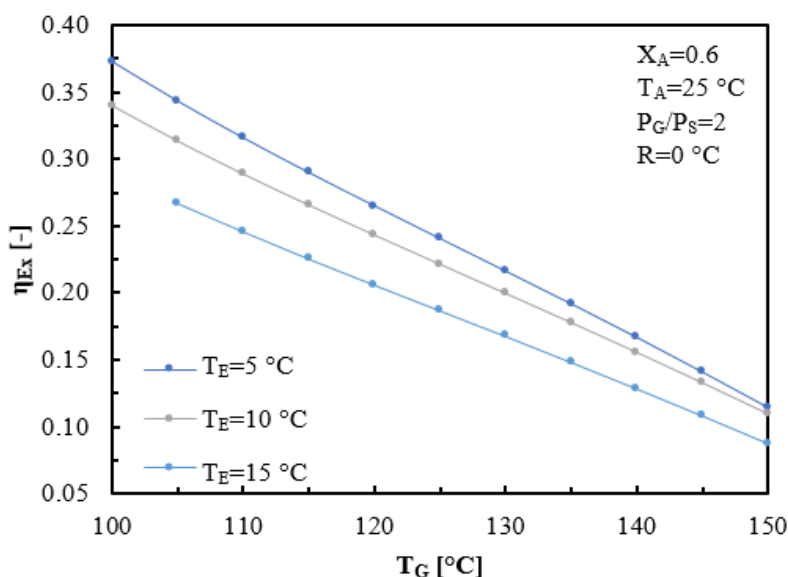
Gráfica 29. Potencia de enfriamiento y trabajo de la turbina en función de T_G para el modelo CPCS+C.

Cuando T_G incrementa, la potencia de la turbina disminuye, pero aumenta la carga de enfriamiento producida por el sistema (ver gráfica 29). La gráfica 30 muestra el Factor de Utilización de Energía en función de T_G , el cual presenta un decaimiento conforme se tienen mayores valores de temperatura en el generador, principalmente resultado del incremento de la energía en forma de calor suministrada a este componente y del trabajo suministrado en la bomba, ya que como se mencionó, para tener la salida deseada de vapor casi puro de amoníaco en el generador, el flujo que sale del absorbedor incrementa. Se observa un decaimiento del Factor de Utilización de Energía llegando desde 0.54 a 0.31 cuando se tiene una temperatura de evaporación de 5 °C y un incremento de T_G que va desde 100 °C a 150 °C , es decir, incrementar T_G 50 °C resultó en una disminución del FUE de 42.59%.



Gráfica 30. Factor de utilización de energía en función de T_G para el modelo CPCS+C.

Así como disminuye el factor de utilización de energía, por las causas mencionadas, la eficiencia exergética del sistema tiende a decaer cuando la temperatura de generación del sistema incrementa. En la gráfica 31 se observa el comportamiento de la eficiencia exergética para distintos casos de temperatura de evaporación. Cuando se tiene una T_E de 5 °C incrementar T_G de 100 °C a 150 °C provoca que la eficiencia exergética vaya de un valor de 0.37 a 0.11, es decir una disminución de casi el 71 %. Además, en esta misma gráfica se observa que se tienen mayores valores de eficiencia exergética cuando las temperaturas de evaporación son menores. En el caso de $T_G = 110$ °C la eficiencia exergética del sistema es de 0.31 evaporando a 5 °C, mientras que, para esa misma temperatura de generación, pero evaporando a 10 °C la eficiencia toma un valor de 0.28, casi un 10% menor.

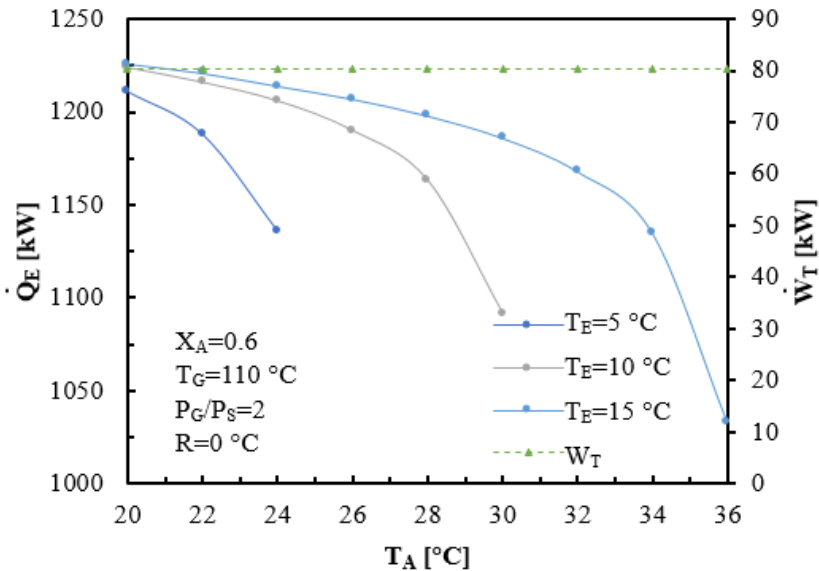


Gráfica 31. Eficiencia Exergética en función de T_G para el modelo CPCS+C.

5.3.2 Análisis de la temperatura del absorbedor.

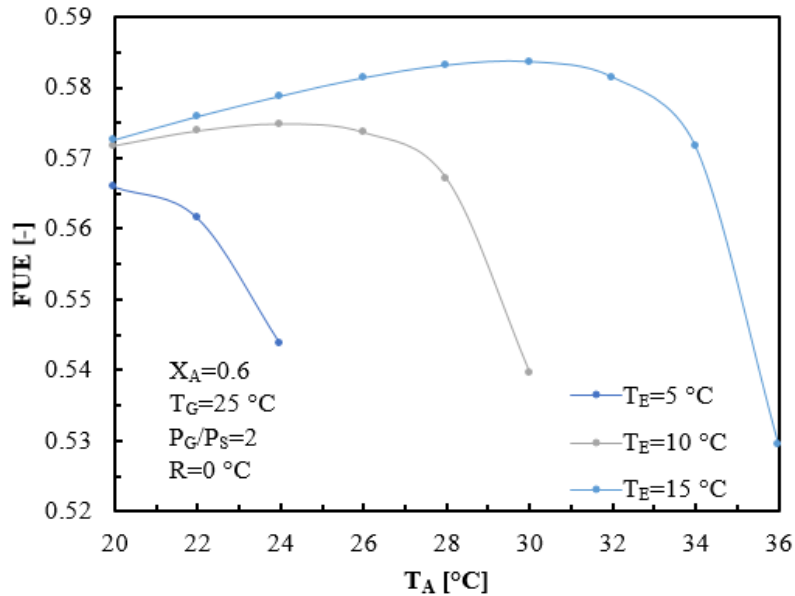
En la gráfica 32 se puede observar el comportamiento de la potencia entregada por la turbina, así como el efecto de enfriamiento que se produce en el sistema, en función de la temperatura del absorbedor. Al incrementar T_A el efecto de enfriamiento del sistema disminuye ya que el flujo que entra al evaporador ingresa con una temperatura mayor. Cuando el sistema evapora a 10 °C y la temperatura del absorbedor incrementa 12 °C, de 20 °C a 32 °C, la carga de enfriamiento decae un 10.87%, llegando de un valor de 1224 kW a 1091 kW. Con el incremento de la temperatura en el absorbedor, la potencia entregada por la turbina no se ve afectada ya que las condiciones del fluido a la salida de la turbina dependen de la presión del flujo de vapor extra producido en el separador. Para las condiciones analizadas la potencia entregada por la turbina tomó un valor de 80.31 kW.

De igual forma se puede ver que, para casos de temperatura de evaporación mayores, se tienen mayores rangos para incrementar T_A , es decir, en el caso de $T_E = 5$ °C únicamente se puede incrementar T_A hasta 24 °C ya que, si se incrementa más, las condiciones de temperatura del fluido a la entrada del evaporador serán igual o mayores a la temperatura de evaporación, evitando que el sistema lleve a cabo el efecto de enfriamiento.



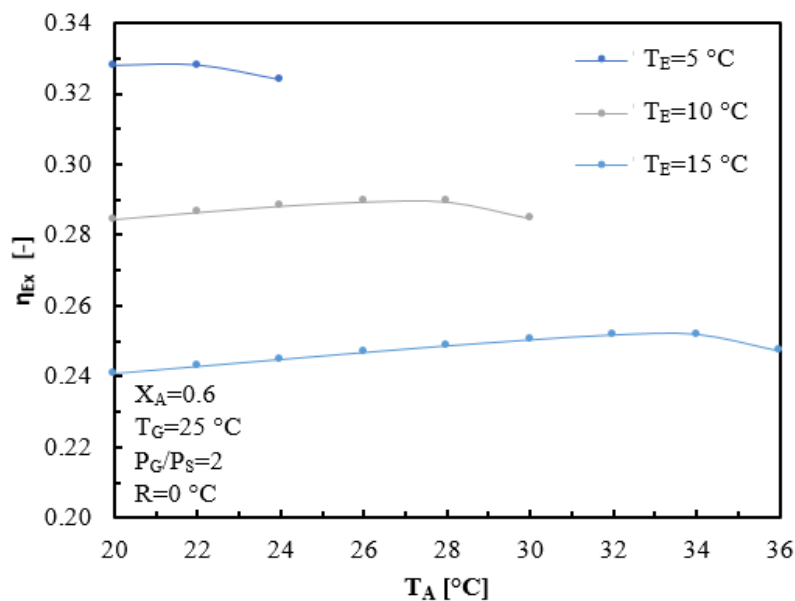
Gráfica 32. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por la turbina en función de T_A para el modelo CPCS+C.

Cuando se incrementa la temperatura en el absorbedor, también se incrementa la presión a la salida de este componente, por tal motivo el trabajo de la bomba se reduce, así como la energía en forma de calor suministrada en el generador. En la gráfica 33 se puede ver que el FUE tiende a aumentar sin importar que el efecto de enfriamiento haya disminuido, ya que el decaimiento de Q_G y W_B , es mayor. En esta misma gráfica se puede ver que existe un punto máximo al que llega el Factor de Utilización de Energía y posteriormente decae drásticamente, es aquí donde el fluido entra al evaporador casi a la misma temperatura de evaporación. Cuando T_E es de $15\text{ }^\circ\text{C}$, el factor de utilización de energía aumenta casi un 2% al incrementar T_A de $20\text{ }^\circ\text{C}$ a $30\text{ }^\circ\text{C}$, mientras que para esta misma condición de evaporación aumentar T_A de $30\text{ }^\circ\text{C}$ a $36\text{ }^\circ\text{C}$ provoca que el FUE disminuya casi un 10% pasando de un valor de 0.58 a un valor de 0.52.



Gráfica 33. Factor de utilización de energía en función de T_A para el modelo CPCS+C.

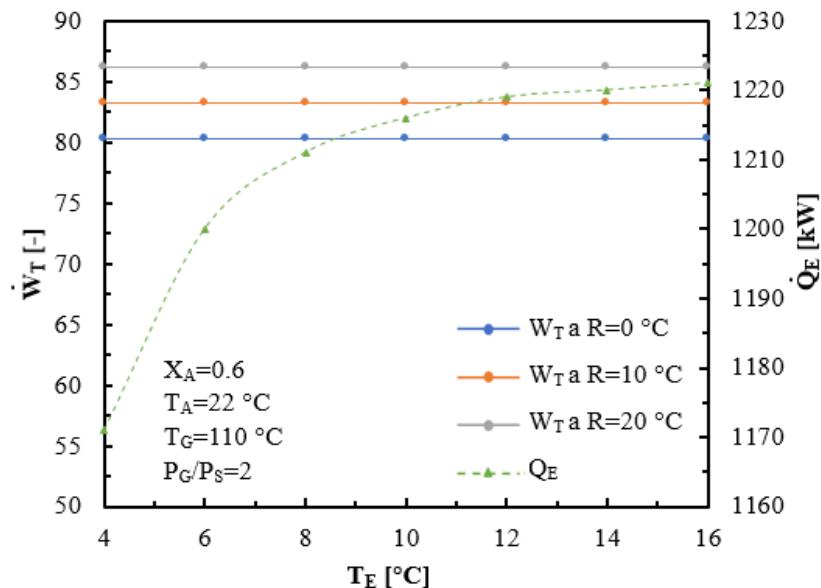
Así como el factor de utilización de energía, la eficiencia exergética presenta un comportamiento similar, es decir, aumentar conforme se incrementa T_A hasta llegar a un punto máximo y posteriormente decaer cuando la temperatura de entrada al evaporador es casi igual a la temperatura a la salida de este componente. En la gráfica 34 se muestra el comportamiento de la eficiencia exergética del sistema propuesto en función de la temperatura del absorbedor, para distintos casos de temperatura de evaporación. Se tiene un incremento del 1.76% cuando la temperatura en el absorbedor aumenta de 20 °C a 28 °C y la temperatura en el evaporador se establece en 10 °C.



Gráfica 34. Eficiencia exergética en función de T_A para el modelo CPCS+C.

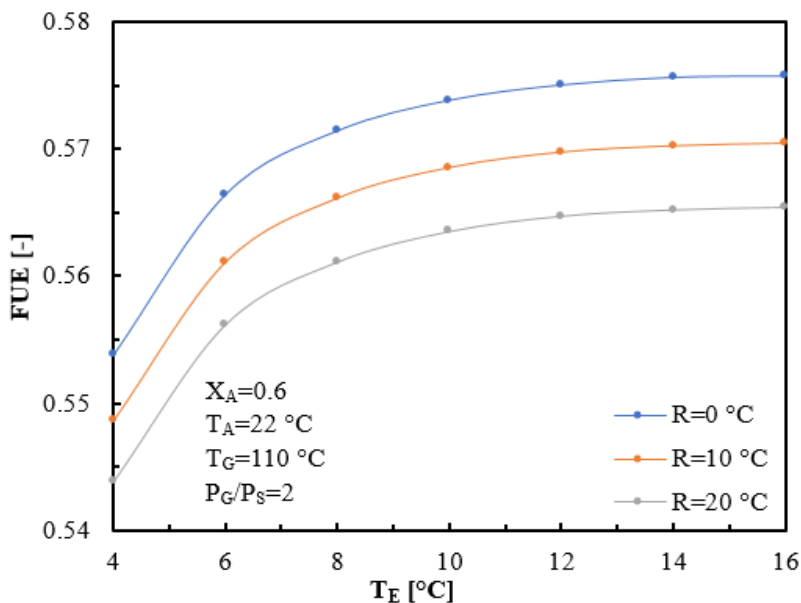
5.3.3 Análisis de la temperatura del evaporador.

Cuando aumenta la temperatura del evaporador, la potencia de enfriamiento producida por el sistema incrementa, ya que el fluido tiene la capacidad de retirar mayor cantidad de energía en forma de calor en el evaporador. En la gráfica 35 está representado la potencia de enfriamiento y el trabajo de la turbina para distintos niveles de recalentamiento en función de la temperatura en el evaporador. Recalentar el fluido antes de entrar a la turbina beneficia la producción de potencia por este componente, cuando se tiene una temperatura de evaporación de 10 °C el sistema sin recalentamiento produce un trabajo de 80.31 kW y cuando se recalienta 20 °C la potencia aumenta hasta 86.19 kW. Se puede observar que no existe aumento o disminución del trabajo de la turbina cuando incrementa la temperatura en el evaporador, ya que está el condensador el cual mantiene fija la presión a la salida de la turbina. Podría decirse que el condensador separa la parte de producción de potencia y la producción de enfriamiento del sistema. Cuando T_E aumenta de 4 °C a 16 °C la carga de enfriamiento incrementa aproximadamente un 4.5 %, pasando de un valor de 1171 kW a 1221 kW.



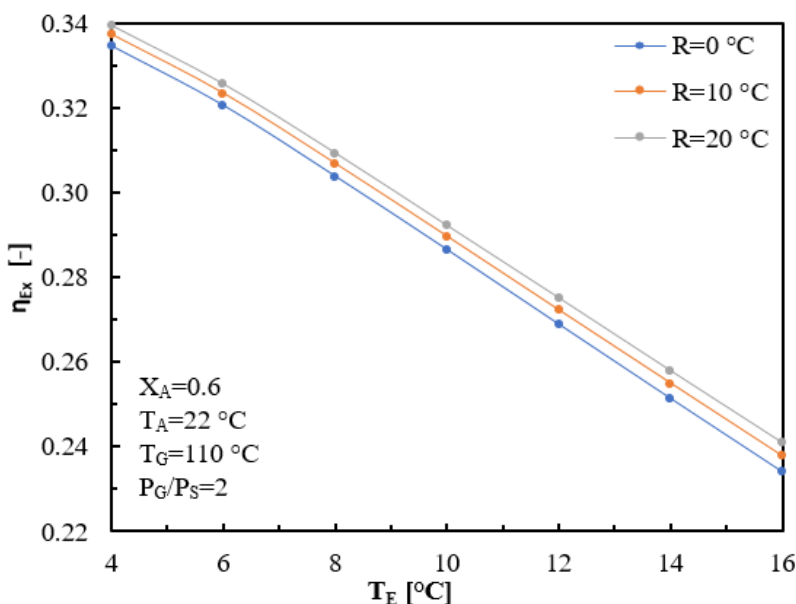
Gráfica 35. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por la turbina en función de T_E para el modelo CPCS+C.

Al tener un incremento de la potencia de enfriamiento producida por el sistema al aumentar la temperatura de evaporación, el factor de utilización de energía también aumenta. En la gráfica 36 se puede observar el comportamiento del FUE en función de T_E para los distintos casos de recalentamiento del sistema. Para el caso donde no existe recalentamiento se tiene un aumento del FUE del 3.67 % cuando incrementa la temperatura de evaporación de 4 °C a 16 °C. Mientras que recalienta el fluido 20 °C y evaporando a 10 °C el FUE disminuyó casi un 2%, pasando de 0.57 a 0.56, esta disminución tiene que ver con que la energía suministrada es mayor con el beneficio obtenido del trabajo producido por la turbina.



Gráfica 36. Factor de utilización de energía en función de T_E para el modelo CPCS+C.

Se esperaría que la eficiencia exergética del sistema tuviera comportamiento similar al comportamiento del Factor de Utilización de Energía. En la gráfica 37 se ve claramente que la eficiencia exergética decae cuando incrementa la temperatura en el evaporador, para cualquier caso de recalentamiento. Si T_E aumenta 10 °C pasando de 4 °C a 14 °C la eficiencia exergética disminuye de 0.33 a 0.28 . Por otra parte, al existir un recalentamiento se tiene una mayor eficiencia exergética, siempre y cuando la temperatura de evaporación sea la misma. Por ejemplo, en el caso de $T_E = 10\text{ °C}$, la eficiencia exergética del ciclo sin recalentamiento es de 0.28 , pero cuando se recalienta 20 °C , la eficiencia exergética aumenta un 3.57% llegando a un valor de 0.29 .

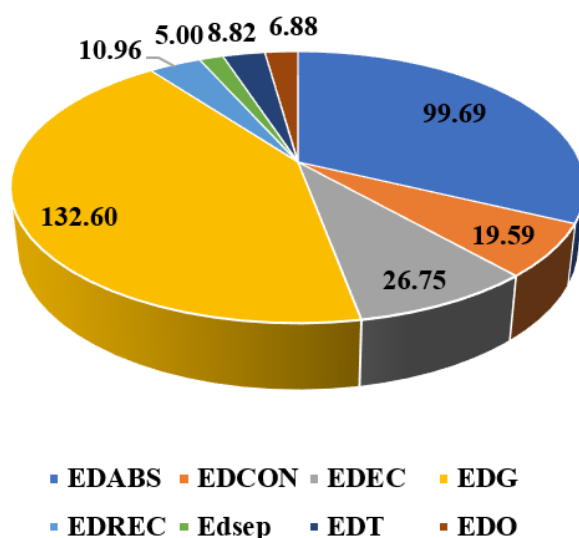


Gráfica 37. Eficiencia exergética en función de T_E para el modelo CPCS+C.

5.3.4 Destrucción de exergía por componente.

Con ayuda de las ecuaciones mostradas en la tabla 5, las cuales surgen de un balance de exergía en cada uno de los componentes del ciclo. Se determinó que el generador y el absorbedor son los dispositivos que presentan mayores irreversibilidades en el sistema. Los cuales contribuyen con 132.6 kW y 99.69 kW, respectivamente. En la gráfica 38 se puede observar las contribuciones mencionadas, así como las del resto de los componentes que constituyen el sistema propuesto, cuando la temperatura del absorbedor, la temperatura de generación y la temperatura de evaporación toman valores de 25 °C, 5 °C y 100 °C, respectivamente.

Exergía destruida por componente [kW]



Gráfica 37. Exergía destruida por componente del CPC+C.

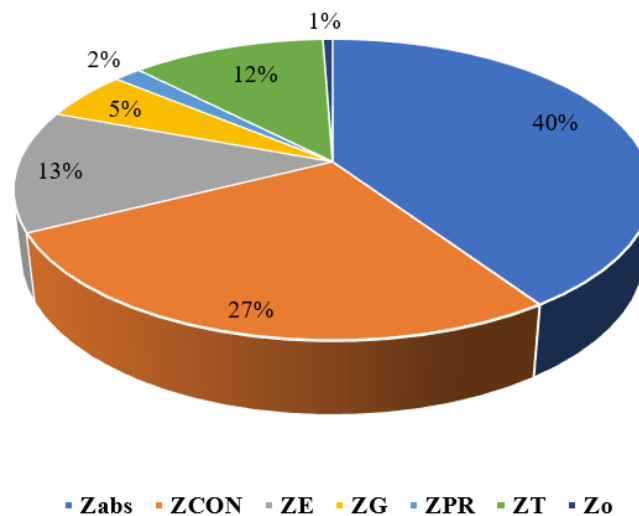
5.3.5 Costo de los componentes del sistema y parámetros ambientales.

A través de la misma metodología utilizada en los modelos anteriores y haciendo uso de las ecuaciones 17-37, se determinó el costo de los productos obtenidos, así como el valor de salvación, costo de mantenimiento y otros parámetros económicos, los cuales son presentados en la tabla 8. Mientras que en la gráfica 39 está representado el porcentaje que aporta cada uno de los componentes del sistema al costo total, viéndose claramente que el absorbedor el componente de mayor costo.

Tabla 8. Parámetros económicos del CPC+C.

Parámetro	unidad	Valor
Ztotal	[\$]	815271
FRC	[-]	0.087
FFS	[-]	0.015
CCA	[\$]	71224
VS	[\$]	163054
VSA	[\$]	2505
CM	[\$]	7122
CCCP	[\$/kW]	0.042

Porcentaje de costo de cada componente



Gráfica 38. Porcentaje aportado al costo total del CPC+C.

Por otra parte, para las mismas condiciones de operación bajo las cuales se obtuvieron los resultados económicos y de destrucción de exergía del sistema, se determinaron los mismos parámetros ambientales presentados en los capítulos anteriores. Estos parámetros son, la cantidad de CO₂ que se dejaría de emitir al medio ambiente por el uso de este sistema, la cual es de 4761.74 kg. Equivalente a plantar 397 árboles o reforestar el 79% de una hectárea.

Capítulo 6. Propuesta de un nuevo ciclo termodinámico de poligeneración, enfocado a la generación de Potencia.

La ganancia de potencia de enfriamiento en los modelos presentados en capítulos anteriores ha sido significativa. Sin embargo, en este capítulo se propone un nuevo ciclo termodinámico para generación simultánea de potencia y enfriamiento, el cual tiene como objetivo aprovechar que el fluido a la salida de la turbina aún tiene demasiada energía la cual podría aprovecharse en un nuevo proceso de expansión, mediante una turbina de baja presión. Similar a lo que ocurre en un ciclo Rankine con recalentamiento.

6.1 Descripción del ciclo para producción de potencia y enfriamiento con dos turbinas CPCDT.

El fluido sale a condiciones iniciales de temperatura, presión y concentración del absorbedor (Estado 1), posteriormente se bombea (Estado 2) y se hace pasar por el economizador, en el cual recibe un precalentamiento antes de entrar al generador (Estado 3). Dentro del generador se suministra al proceso energía en forma de calor (Q_G), con lo cual la mezcla de trabajo eleva considerablemente su temperatura y empieza a evaporarse. La mezcla que no logra cambiar de fase sale del generador (Estado 4) y sufre de un proceso de estrangulamiento (Estados 5-6). Debido al estrangulamiento el fluido pasa de líquido a mezcla, esta mezcla ingresa a un separador donde la fracción en estado líquido sale directamente al economizador (Estado 7). En el economizador cede calor al fluido que entra a contra flujo y por consiguiente su temperatura disminuye (Estado 8). Enseguida el fluido pasa nuevamente por una válvula donde disminuye su presión y su temperatura antes de entrar al absorbedor (Estado 9). Por otra parte, el vapor producido en el generador compuesto por vapor de amoníaco y agua, pero que en su gran mayoría es vapor de amoníaco, sale del generador (Estado 10) e ingresa al rectificador. Dentro del rectificador el vapor pierde energía en forma de calor y debido a esto, parte de la mezcla se condensa. Este fluido condensado es en su mayoría el vapor de agua contenido, por lo cual por una salida del rectificador sale un vapor de amoníaco casi puro (Estado 11), mientras que por la otra salida sale la mezcla condensada (Estado 12) la cual se combina con el fluido que no cambio de fase dentro del generador. Cuando el vapor casi puro de amoníaco sale del rectificador recibe un recalentamiento antes de entrar a la turbina (Estado 13), y dentro de la turbina se expande y produce una cantidad de trabajo (W_{T1}). Debido al proceso de expansión la presión disminuye y la temperatura del fluido (Estado 14). La fracción que de vapor de amoníaco que sale de separador (Estado 15) se combina con el fluido que sale de la turbina de alta presión, la mezcla resultante es recalentada (Estado 16-17) y se hace pasar por un nuevo proceso de expansión en una turbina de baja presión (Estado 18), produciendo con este proceso una cantidad más de trabajo (W_{T2}). después de haberse expandido, el fluido se condensa en un condensador (Estado 19) y disminuye su temperatura haciéndose pasar por un preenfriador (Estado 20). A la salida del preenfriador el fluido de y trabajo es estrangulado por lo cual disminuye de manera drástica su temperatura antes de entrar al evaporador (Estado 21). Al pasar por el evaporador el fluido de trabajo retira calor del medio (Q_E) y se produce el efecto de enfriamiento. Debido a la ganancia de calor el fluido sale del evaporador como vapor saturado (Estado 22), posteriormente ingresa a contraflujo en el preenfriador donde su temperatura aumenta un poco (Estado 23) y entra nuevamente al absorbedor donde se lleva a cabo el proceso de absorción liberando una cantidad de energía

en forma de calor (Q_A) y produciendo la mezcla de trabajo a sus condiciones iniciales de operación para repetir el proceso antes descrito. En la figura 19 está representado de manera gráfica el proceso descrito anteriormente.

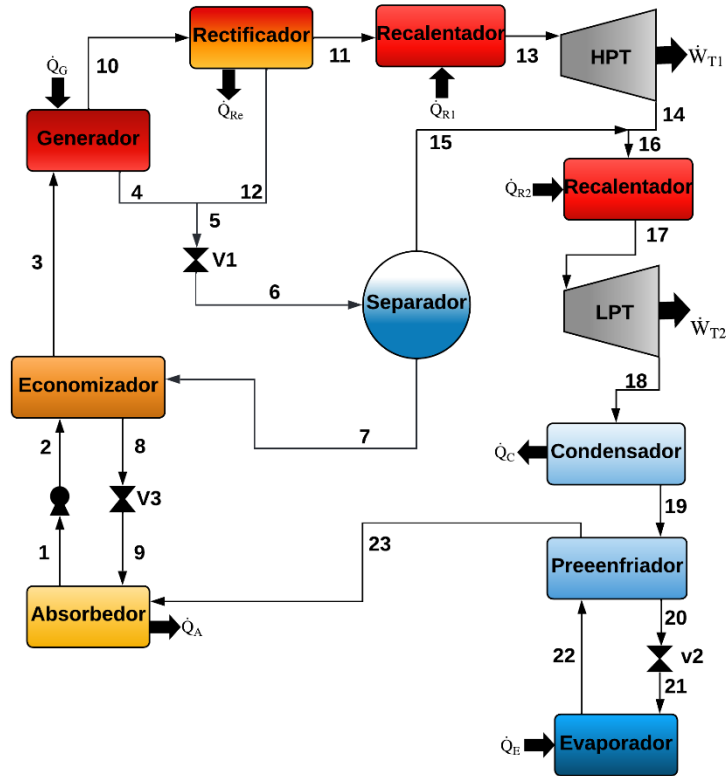


Fig. 19 Nuevo ciclo termodinámico para generación simultánea de potencia y enfriamiento con doble turbina (CPCDT).

6.2 Modelo matemático, consideraciones y rangos de evaluación del modelo CPCDT.

Similar que los modelos propuestos en los capítulos anteriores, se modelaron los componentes del ciclo termodinámico propuesto a través de balances de materia, energía y exergía. En la tabla 9, se muestran las ecuaciones resultado de cada uno de esos balances para los distintos componentes.

Tabla 9. Balances de materia energía y exergía del CPCDT.

Modelo Matemático CPCS+C	
<p>Generador</p> $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10}$ $\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10}$ $Ex_{dG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + \dot{m}_3 (h_3 - T_0 S_3) - \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) - \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10})$ <p>Economizador</p> $\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8$ $\dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_8 X_8$ $Ex_{dEc} = \dot{m}_2 [(h_2 - h_3) - T_0 (S_2 - S_3)] + \dot{m}_7 [(h_7 - h_8) - T_0 (S_7 - S_8)]$ <p>Absorbedor</p> $\dot{m}_{21} + \dot{m}_9 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_{21} X_{21} + \dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_1 X_1$ $\dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A$ $Ex_{dA} = -\dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) + \dot{m}_{21} (h_{21} - T_0 S_{21}) + \dot{m}_9 (h_9 - T_0 S_9) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1)$ <p>Bomba</p> $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_P = \dot{m}_1 h_2$ $Ex_{dB} = \dot{W}_P + \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) - T_0 (S_1 - S_2)]$ <p>Separador</p> $\dot{m}_6 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_7$ $\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_{15} X_{15} + \dot{m}_7 X_7$ $Ex_{dS} = \dot{m}_6 (h_6 - T_0 S_6) - \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_{15} (h_{15} - T_0 S_{15})$ <p>Válvulas</p> $\dot{m}_{in} h_{in} = \dot{m}_{out} h_{out}$ $Ex_{dv} = \dot{m}_{in} [(h_{in} - h_{out}) - T_0 (S_{in} - S_{out})]$	<p>Rectificador</p> $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_{Re}$ $Ex_{dRec} = \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_{11} (h_{11} - T_0 S_{11}) - \dot{m}_{12} (h_{12} - T_0 S_{12}) - \dot{Q}_{Re} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Re}}\right)$ <p>Turbina 1</p> $\dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{W}_{T1}$ $Ex_{dT} = \dot{m}_{13} [(h_{13} - h_{14}) - T_0 (S_{13} - S_{14})] - \dot{W}_{T1}$ <p>Turbina 2</p> $\dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{W}_{T2}$ $Ex_{dT} = \dot{m}_{17} [(h_{17} - h_{18}) - T_0 (S_{17} - S_{18})] - \dot{W}_{T2}$ <p>Recalentador 1</p> $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_{R1} = \dot{m}_{13} h_{13}$ $Ex_{dR} = \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_{R1}}\right) + \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_{13}) - T_0 (S_{11} - S_{13})]$ <p>Recalentador 2</p> $\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{Q}_{R2} = \dot{m}_{17} h_{17}$ $Ex_{dR} = \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_{R2}}\right) + \dot{m}_{16} [(h_{16} - h_{17}) - T_0 (S_{16} - S_{17})]$ <p>Condensador</p> $\dot{m}_{18} h_{18} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{Q}_c$ $Ex_{dC} = \dot{m}_{18} [(h_{18} - h_{19}) - T_0 (S_{18} - S_{19})] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)$ <p>Preenfriador</p> $\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{23} h_{23}$ $Ex_{dPr} = \dot{m}_{19} [(h_{19} - h_{20}) - T_0 (S_{19} - S_{20})] + \dot{m}_{22} [(h_{22} - h_{23}) - T_0 (S_{22} - S_{23})]$ <p>Evaporador</p> $\dot{m}_{21} h_{21} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{22} h_{22}$ $Ex_{dE} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_E}{T_0}\right) + \dot{m}_{21} [(h_{21} - h_{22}) - T_0 (S_{21} - S_{22})]$

6.2.1 Consideraciones para la evaluación del CPCDT.

Para la evaluación del modelo se tomaron en cuenta distintas consideraciones. Las cuales son muy útiles para el desarrollo del algoritmo computacional que permite evaluar el CPCDT, estas consideraciones son:

- El sistema opera en estado estacionario.
- No existen pérdidas de presión ni de calor entre conexiones de los componentes.
- Los procesos en las válvulas se consideran isoentálpicos.
- El fluido de trabajo en los estados 1, 4 y 7 se considera como líquido saturado.
- El fluido de trabajo en los estados 10, 15 y 22 se considera como vapor saturado.
- La concentración en el estado 11 se considera de 0.99.

6.2.2 Rangos de evaluación.

Aplicando las ecuaciones mostradas en la Tabla 9 y las consideraciones mencionadas en el apartado anterior, se desarrolló el análisis del sistema propuesto. Mediante el estudio de variables clave, principalmente temperaturas. En la tabla 10 están representadas estas variables, los rangos e incrementos evaluados.

Tabla 10. Rangos de operación de las variables estudiadas.

Variable	Rango	Incremento
T_E (°C)	4-16	2
$T_A = T_c$ (°C)	20-36	2
T_G (°C)	100 -150	5
ΔR (°C)	0 – 30	10
\dot{m}_1 (kg/s)	1	-

6.3 Análisis de resultados del modelo CPCDT.

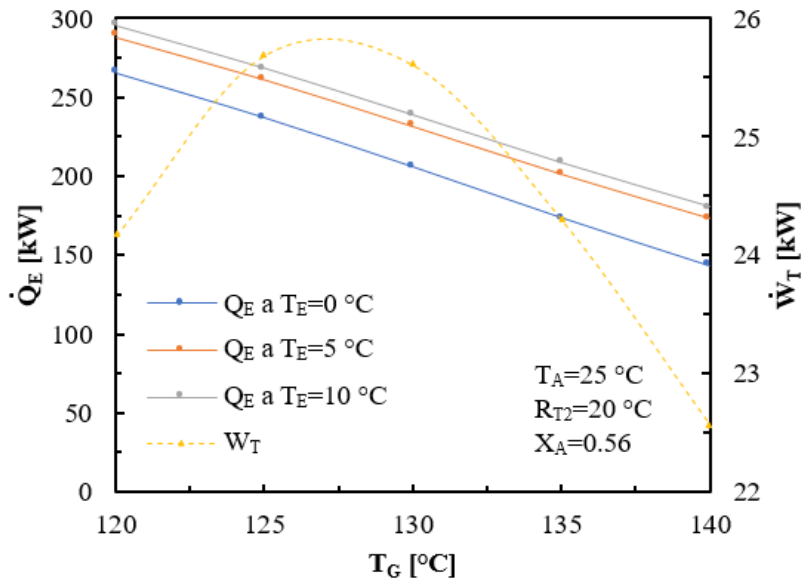
A continuación, se presentan los datos obtenidos del análisis realizado al sistema propuesto para generación de potencia y enfriamiento con dos turbinas y dos procesos de recalentado. Este análisis como se mencionó fue mediante la variación de temperaturas de operación del sistema y los grados de recalentamiento a la salida de la primera turbina.

6.3.1 Análisis de la temperatura de generación del CPCDT.

De manera similar que en el CPCCS, el aumento de la temperatura de generación del CPCDT propiciar una menor generación de vapor en el generador. La gráfica 40 muestra la tendencia que presenta el trabajo total producido por ambas turbinas y la carga de enfriamiento del sistema en función de la variación de la temperatura de generación.

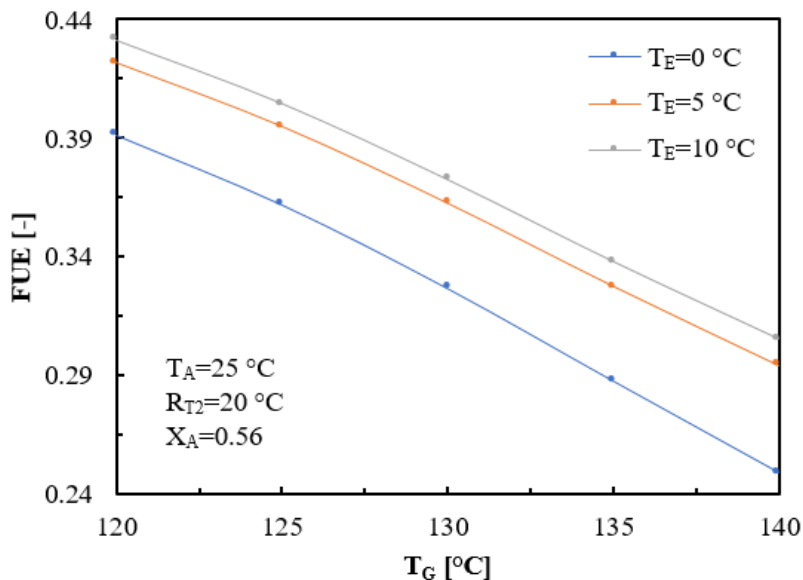
Es evidente que al aumentar T_G el trabajo de la turbina tiene a incrementar a un punto máximo y después decae drásticamente. Para los primeros aumentos de T_G , aunque el flujo másico producido en el generador disminuye, este se puede compensar porque el fluido lleva mayor energía y el proceso de expansión es mayor. Sin embargo, cuando empieza el decaimiento de W_T indica que la generación de potencia no compensa la disminución de flujo, cabe mencionar que de ambas turbinas la de baja presión siempre tiende a incrementar la potencia producida cuando T_G va en aumento.

Por otra parte, la potencia de enfriamiento producida disminuye derivado de la disminución del flujo másico producido. Para las condiciones de $T_E = 10$ °C, $T_A = 25$ °C cuando en la segunda turbina se tiene un recalentamiento de 30 °C, Q_E disminuyó de 295 kW a 180 kW cuando la temperatura de generación pasó de 120 °C a 140 °C. Mientras que, para las mismas condiciones, pero al incrementar T_G solo de 120 °C a 130 °C la potencia producida por las turbinas incrementó un 6% pasando de 24.16 kW a 25.61 kW.



Gráfica 39. Q_E y W_T producidos por el sistema, en función de la temperatura de generación.

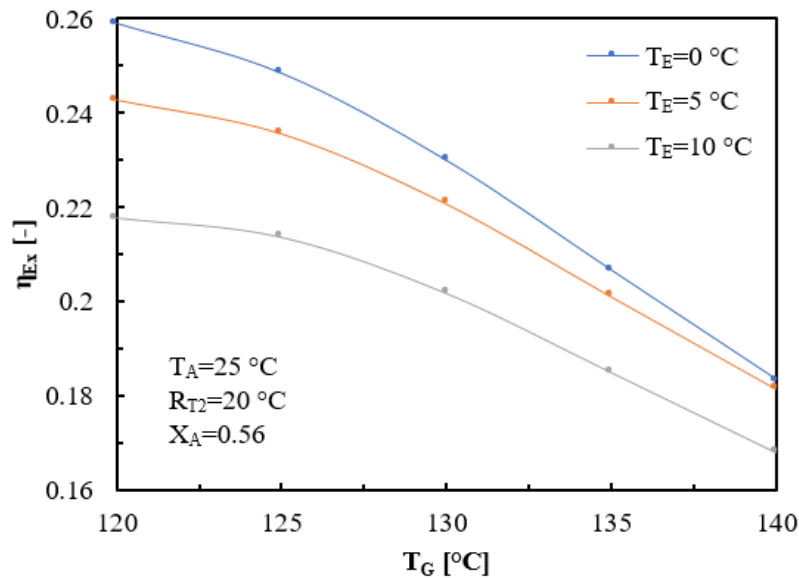
En la gráfica 41 se muestra la tendencia del Factor de Utilización de Energía del sistema en función del incremento de la temperatura de generación. Es claro que al tener una disminución tanto de Q_E y W_T (ver gráfica 40) el FUE se vería afectado en gran medida. Ya que al pasar de 120°C a 140°C y operando a $T_E=10^{\circ}\text{C}$, $T_A=25^{\circ}\text{C}$ tuvo un decaimiento del 30.2%, disminuyendo de 0.43 a 0.30.



Gráfica 40. Factor de Utilización de Energía en función de T_G .

Así como el Factor de Utilización de Energía, la eficiencia exergética tiende a disminuir conforme aumenta la temperatura de generación del sistema. En la gráfica 42 se puede

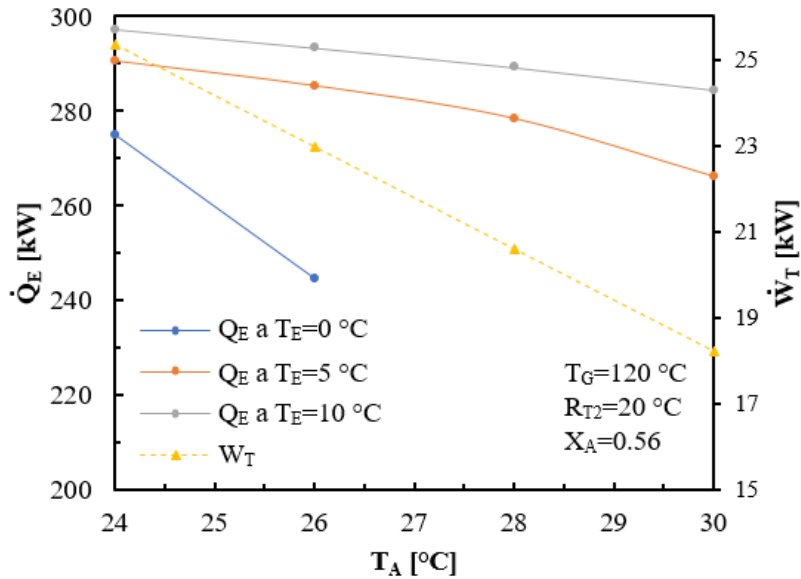
apreciar que cuando T_G pasa de un valor de 120 °C a 140 °C y el sistema presenta una temperatura de evaporación y absorción de 0 °C y 25 °C, respectivamente, la eficiencia exergética decae un 28% llegando desde un valor de 0.25 a 0.18.



Gráfica 41. Eficiencia exergética en función de T_G .

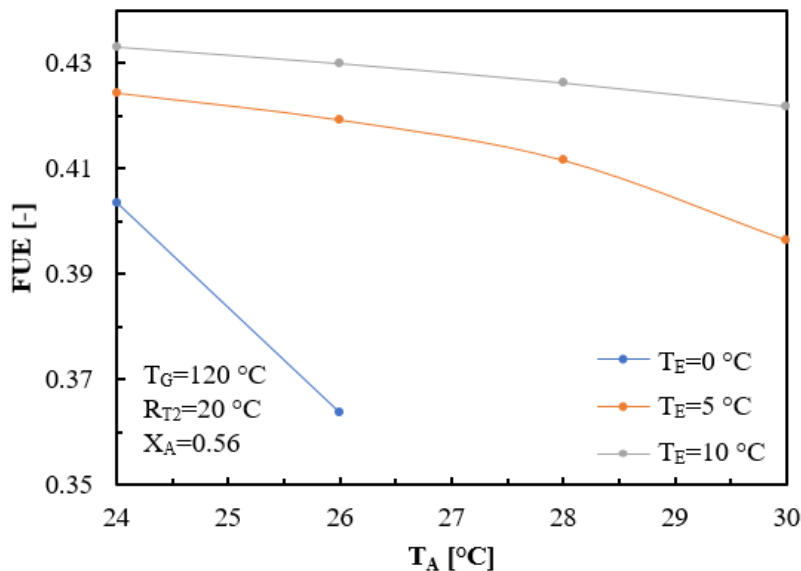
6.3.2 Análisis de CPCDT en función de la temperatura de absorción.

La tendencia de la potencia producida por la turbina y la carga de enfriamiento en función de la temperatura del absorbedor están representadas en la gráfica 43. Cuando la temperatura del absorbedor incrementa se podría decir que la presión más baja a la que opera el sistema también aumenta y por lo cual se limita la expansión del fluido, razón principal por la cual el trabajo de la turbina tiende a decaer. Al incrementar T_A de 24 °C a 30 °C, la potencia de la turbina disminuye de un valor de 25.35 kW a 18.22 kW, es decir una disminución del 28%. Por otra parte, la carga de enfriamiento solo decae 8.3% llegando de 290.6 kW a 266.3 kW.



Gráfica 42. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por turbina en función de T_A .

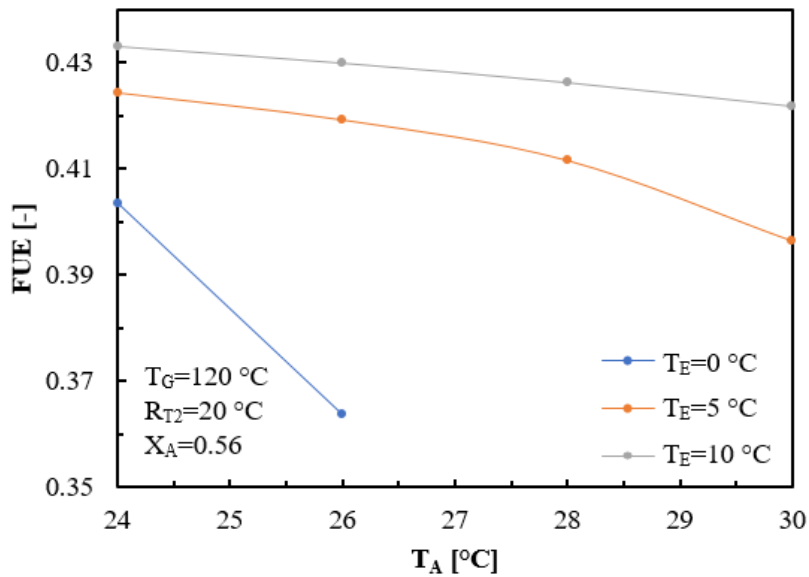
Con la disminución tanto de W_T y Q_E , el Factor de Utilización de Energía tiende a decaer como se muestra en la gráfica 44. Como se ha mencionado el aumentar T_A propicia que se limite la expansión del fluido de trabajo dentro de la turbina de baja presión y que el fluido ingrese con mayor energía al evaporador. Por tal motivo al incrementar T_A de 24 °C a 30 °C y manteniendo una temperatura de evaporación y generación de 5 °C y 120 °C, respectivamente, provoca que el FUE vaya de un valor de 0.42 a 0.39, una disminución de casi 7.2%.



Gráfica 43. Factor de Utilización de Energía en función de T_A .

En la gráfica 45 se muestra una tendencia de disminución por parte de la eficiencia exergética del CPCDT, esto cuando la temperatura de absorción del sistema. Cuando el sistema evapora a 5 °C y la temperatura de generación se fija en 120 °C el valor más alto de la eficiencia

exergética toma un valor de 0.24 a una temperatura de 24 °C. Sin embargo, pasar de 24 °C a 30 °C produce un decaimiento del 16.6% ya que la eficiencia exergética toma un valor final de 0.20.

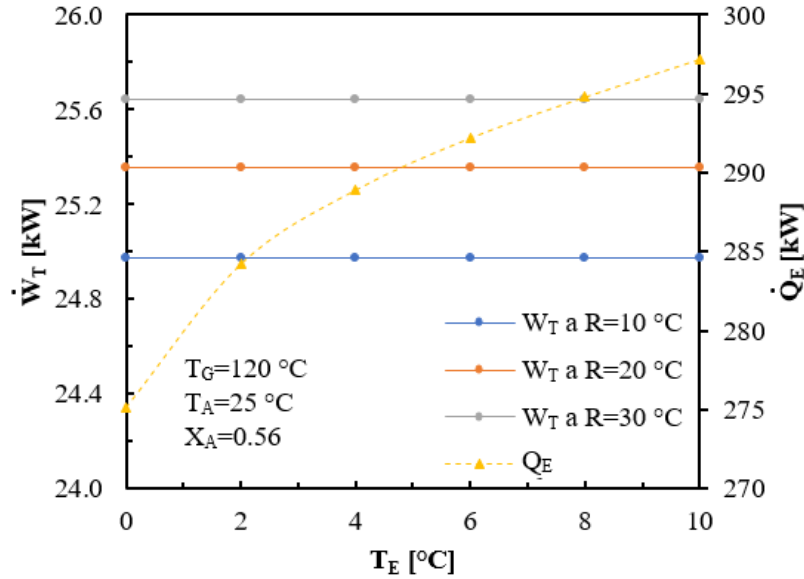


Gráfica 44. Eficiencia exergética en función de T_A .

6.3.3 Análisis de CPCDT en función de la temperatura de generación.

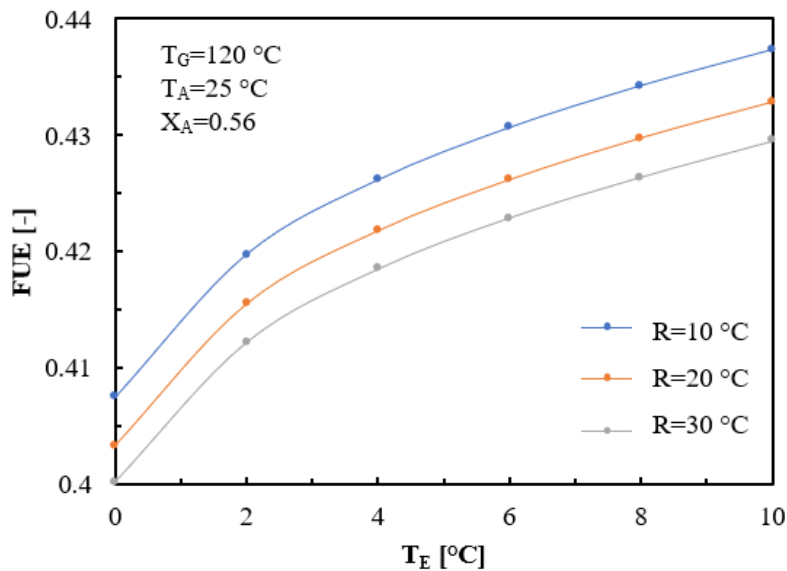
La variación de la temperatura de evaporación del sistema es un parámetro de gran importancia, ya que para este y los modelos presentados en capítulos anteriores de T_E dependen las aplicaciones de enfriamiento que el sistema pueda satisfacer.

En la gráfica 46 se presenta una tendencia de incrementar por parte de la carga de enfriamiento, cuando la temperatura de evaporación aumenta. La principal razón de esto es que el sistema puede retirar una mayor cantidad de energía del medio que se desea enfriar. Cuando T_E aumenta de 0 °C a 10 °C, la potencia de enfriamiento aumenta poco más del 8%, llegando de un valor de 275.1 kW a 297.2 kW. Así mismo se puede ver que recalentar el fluido antes de entrar a la segunda turbina mejora la generación de potencia total de las turbinas ya que para el caso de $T_E=0$ °C, $T_G=120$ °C y $T_A=25$ °C el trabajo total de las turbinas producido, cuando se tiene un recalentamiento de 10 °C en la segunda turbina es de 24.97 kW, mientras que, para las mismas condiciones, pero recalentando 30 °C el fluido el trabajo de las turbinas llegó a 25.64 kW, un aumento de casi un 3%.



Gráfica 45. Potencia de enfriamiento y trabajo producido por turbina en función de T_A .

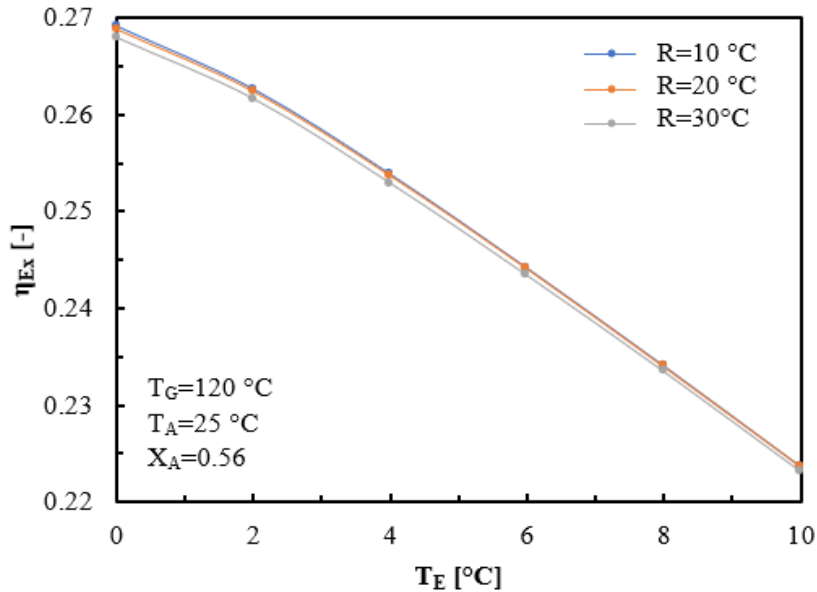
Al incrementar la temperatura de evaporación y el grado de recalentamiento del fluido de trabajo se observó un beneficio tanto para la potencia de enfriamiento como para el trabajo producido por las turbinas (ver gráfica 46). La gráfica 47 muestra que el factor de utilización de energía tiende a incrementar cuando la temperatura de evaporación se eleva. Para las condiciones de $T_G=120$ °C y $T_A=25$ °C incrementar T_E de 0 °C a 10 °C ha provocado un aumento del 7.5%, pasando de un valor de 0.40 a 0.43.



Gráfica 46. Factor de Utilización de Energía en función de T_E .

Al incrementar la temperatura de evaporación del CPCDT, la eficiencia exergética tiende a disminuir como se puede apreciar en la gráfica 48. Que este parámetro decaiga de esta forma tiene que ver con que la temperatura de evaporación se encuentra más cerca a la temperatura

del ambiente, por lo cual la disponibilidad de Q_E se limita. Con un incremento de temperatura de 10 °C en T_E pasando de 0 °C a 10 °C la eficiencia exergética decayó de 0.26 a 0.22, esto cuando el fluido presenta un recalentamiento de 20 °C antes de entrar a la turbina de baja presión.

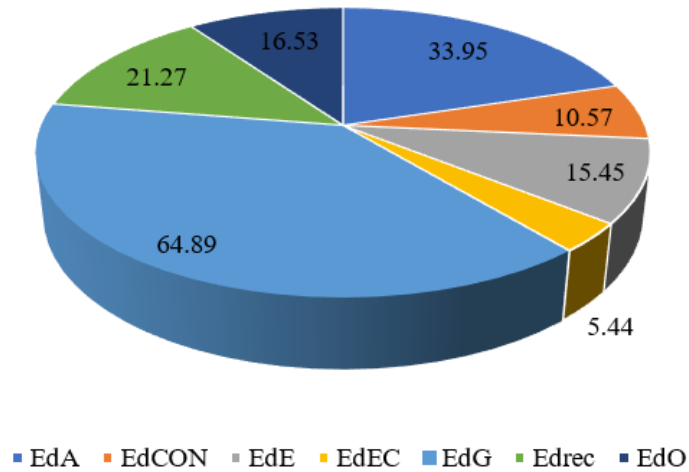


Gráfica 47. Eficiencia exergética en función de T_E .

6.3.4 Análisis de la destrucción de exergía del CPCDT.

En la gráfica 49 se muestran las irreversibilidades de cada uno de los componentes del CPCDT, para las condiciones de operación de $T_A=24$ °C, $T_G=120$ °C y $T_E=0$ °C. Con las cuales el factor de utilización de energía y la eficiencia exergética tomaron valores de 0.4 y 0.26, respectivamente. Claramente se puede apreciar que el generador es el componente con mayor destrucción de exergía, aportando 64.89 kW, seguido del absorbedor donde se tienen 33.95 kW.

Exergía destruida por componente [kW]

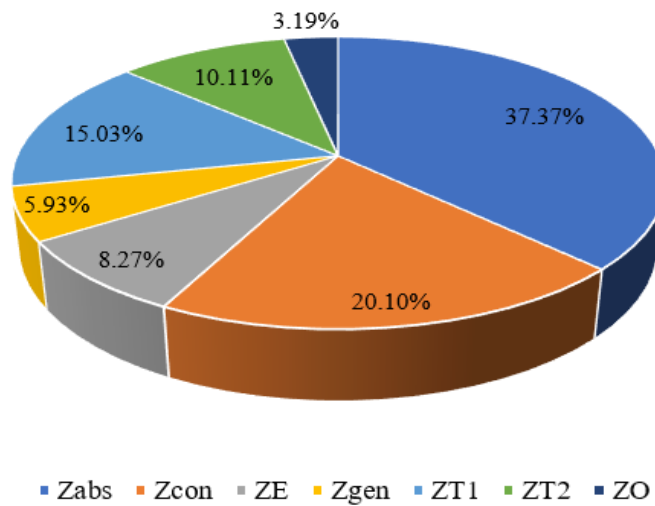


Gráfica 48. Exergía destruida por componente del CPCDT.

6.3.5 Costo de los componentes y parámetros ambientales del CPCDT.

A través de la metodología para determinar el costo de los productos obtenidos del sistema, mostrado en el capítulo 2, se representa en la gráfica 50 el porcentaje que cada componente aporta al costo total del sistema. Los valores que se presentan son para las condiciones de operación de $T_A=24\text{ }^\circ\text{C}$, $T_G=120\text{ }^\circ\text{C}$ y $T_E=0\text{ }^\circ\text{C}$.

Porcentaje de costo por componente



Gráfica 49. Porcentaje que aporta cada componente al costo total del CPCDT.

Claramente se puede apreciar que el absorbedor es el componente más caro del sistema, ya que aporta casi 38% al costo total del sistema. Por otra parte, para las condiciones de operación mencionadas se muestra en la tabla 11 los parámetros más relevantes del análisis económico donde se destaca el costo de los productos obtenidos.

Tabla 11. Parámetros económicos del CPCDT.

Parámetro	unidad	Valor
Ztotal	[\$]	337182
FRC	[-]	0.087
FFS	[-]	0.015
CCA	[\$]	29457
VS	[\$]	67436
VSA	[\$]	1036
CM	[\$]	2946
CCCP	[\$/kW]	0.063

Así mismo para las condiciones de operación del sistema de $T_A=24$ °C, $T_G=120$ °C y $T_E=0$ °C, y a través del uso de la metodología para determinar las emisiones de CO₂ mostradas en el capítulo dos se determinó que a través de la operación de este ciclo se estarían dejando de emitir 1666 kg de CO₂ al ambiente lo que equivaldría a sembrar casi 139 árboles o reforestar 0.27 hectáreas.

Capítulo 7. Comparación de los modelos Propuestos.

En el capítulo 3 se mostró que al aplicar la rectificación interna a los sistemas se puede mejorar tanto el factor de utilización de energía como la eficiencia exergética.

En este capítulo se muestra la comparación de todos los ciclos propuestos con y sin rectificación interna, para los cuales en su mayoría se estarán trabajando con los acrónimos mostrados en la tabla 12:

Tabla 12. Acrónimos de cada modelo.

Sistema	Acrónimo
Ciclo Goswami	CG
Ciclo Goswami con rectificación interna.	CGRI
Ciclo para potencia y enfriamiento con proceso de separación compresión.	CPCCS
Ciclo para potencia y enfriamiento con proceso de separación compresión, aplicando rectificación interna.	CPCCSRI
Ciclo para potencia y enfriamiento enfocado al efecto de enfriamiento.	CPC+C
Ciclo para potencia y enfriamiento enfocado al efecto de enfriamiento con rectificación interna.	CPC+CRI
Ciclo para potencia y enfriamiento con doble turbina.	CPCDT
Ciclo para potencia y enfriamiento con doble turbina aplicando rectificación interna.	CPCDTRI

Las figuras 20-22 esquematizan el CPCCS, CPC+C y el CPCDT, respectivamente, cuando se les aplica el concepto de rectificación interna.

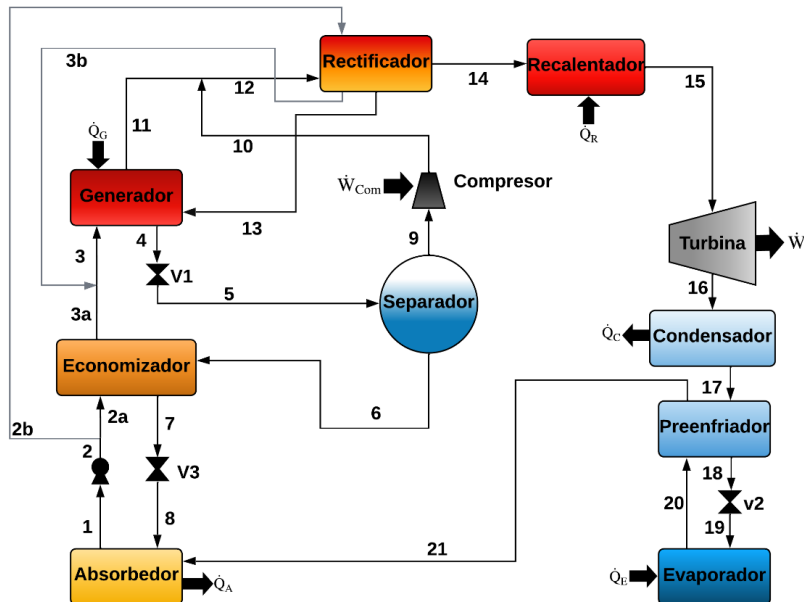


Fig. 20 CPCCS con Rectificación interna (CPCCSRI).

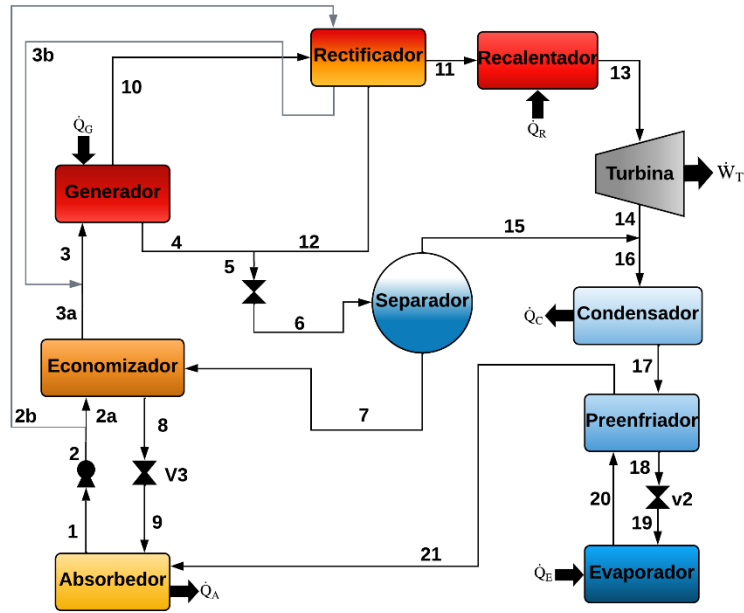


Fig. 22 CPC+C con Rectificación interna (CPC+CRI).

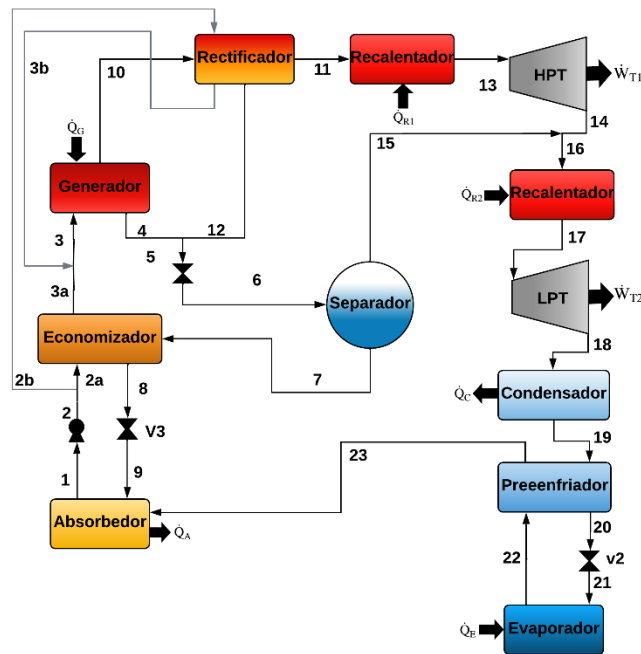


Fig. 21 CPCDT con Rectificación interna (CPCDTRI).

7.1 Consideraciones generales para la modelación y comparación de los sistemas propuestos.

Para el análisis de los modelos se tomaron en cuenta varias consideraciones, algunas muy específicas de cada modelo, pero las más comunes y que aplican para todos los ciclos son:

- El sistema opera en estado estacionario.
- Las pérdidas de calor y de presión entre conexiones son despreciables.
- Los procesos en las válvulas son isoentálpicos.
- Los procesos en las turbinas y compresores se consideran isentrópicos.
- El fluido a la salida del absorbedor se considera a condiciones de saturación.
- El vapor que sale del generador se considera como vapor saturado.

7.2 Parámetros, variables y rangos de evaluación de los modelos.

Todos los modelos son comparados a través del Factor de Utilización de Energía, la eficiencia exergética y el costo de los productos obtenidos. Estos parámetros están definidos en el capítulo 2 y representados por las ecuaciones 15, 16 y 39, respectivamente. Así mismo se muestra una comparación del CO₂ que se dejaría de emitir por la implementación de estos sistemas.

Tabla 13. Variables y rangos de operación de los modelos.

Variable	Rango de operación	Incremento
T_E (°C)	0-14	2
$T_A = T_c$ (°C)	20-32	2
T_G (°C)	100 -150	10
x_A (-)	0.44-0.6	0.02
\dot{m}_1 (kg/s)	1	-

7.3 Resultados de la comparación de los modelos.

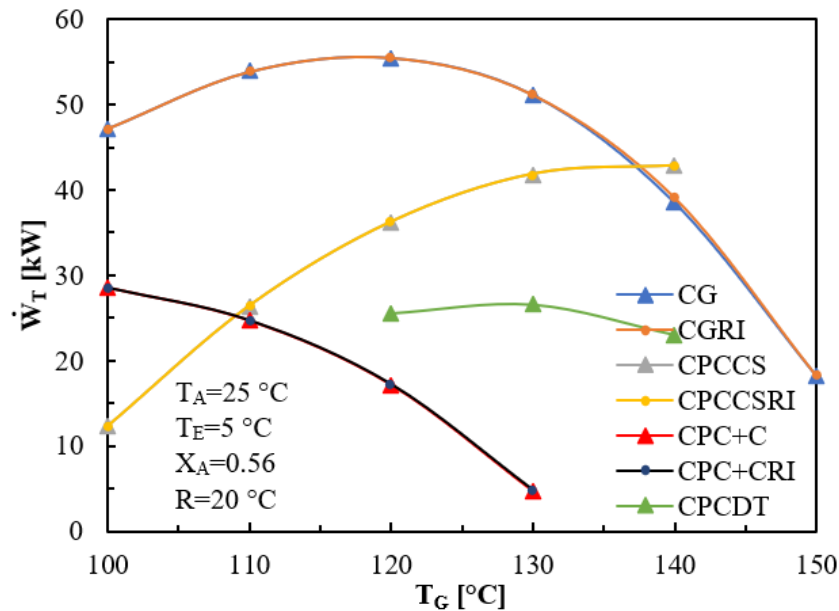
A continuación, se presenta un análisis comparando todos los modelos propuestos, principalmente bajo la variación de la temperatura de generación, la temperatura de evaporación y la temperatura de absorción, cabe resaltar que este análisis en un principio tiene la finalidad de mostrar los modelos propuestos siendo evaluados bajo parámetros de temperatura similares.

En las figuras 51-53 se puede observar la potencia producida por los modelos en función de la T_G , T_A y T_E , respectivamente. Algo curioso para las tres gráficas es que únicamente se aprecian 4 líneas, esto es resultado de que el proceso de rectificación interna no tiene efecto alguno en la potencia producida por cada ciclo.

En la gráfica 51 se puede observar que los valores más altos de trabajo en la turbina son obtenidos con el ciclo Goswami (CG), esto debido a que opera en dos niveles de presión, por

tal motivo la expansión en la turbina es relativamente grande. Que el trabajo de la turbina vaya en decaimiento con el incremento de T_G es resultado de la disminución de flujo másico de vapor con alta concentración de vapor en el generador, tal y como se explicó en el capítulo 3.

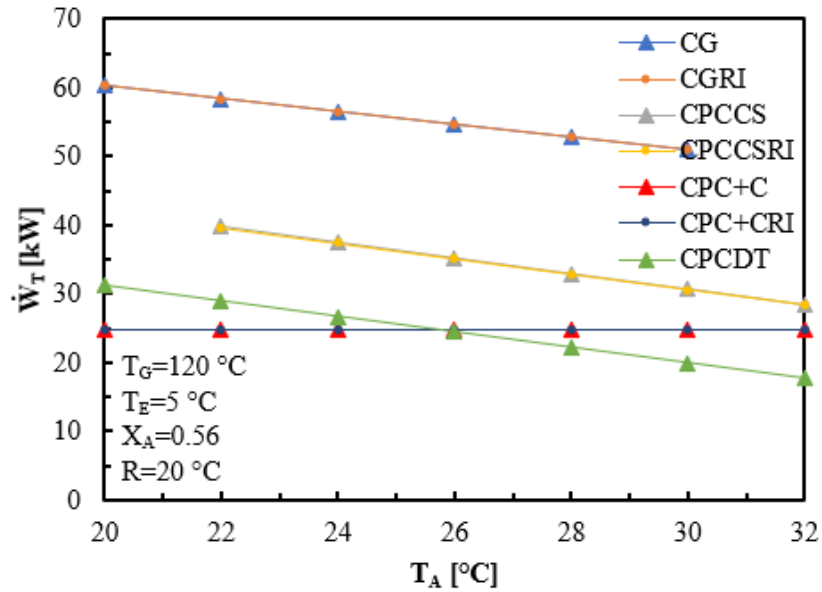
Al comparar el trabajo producido por el CG y el CPC+C se puede observar una disminución de aproximadamente 69%, produciendo 55.5 kW por el CG y 17.14 kW por el CPC+C.



Gráfica 50. W_T en función de T_G .

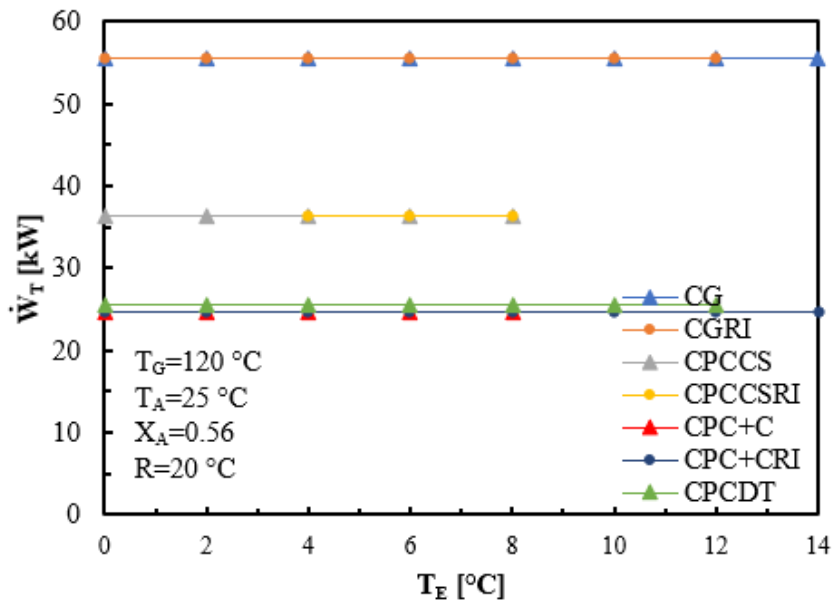
La gráfica 52 muestra el trabajo producido por las turbinas de los modelos con y sin rectificación interna, en función de la temperatura del absorbedor. Con el incremento de la temperatura del absorbedor, considerada igual a la de los condensadores, para el CG, CPCCS y el CPCDT ya sea con rectificación interna o sin rectificación interna, el trabajo de la turbina disminuye puesto que la presión a la salida de la turbina se incrementa, por lo cual la expansión se reduce. Por otra parte, para el CPC+C en sus dos versiones (con y sin rectificación interna) la variación de T_A no le afecta a la producción de potencia, puesto que la potencia entregada por la turbina está determinada por la relación de presión entre el generador y el separador.

Sin importar el valor que pueda ser adoptado por T_A , el trabajo de la turbina entregado por el CPC+C es de 24.68 kW, mientras que el trabajo del CG disminuyó de 60.22 kW a 50.88 kW cuando T_A incrementa de 20 °C a 30 °C, una reducción de casi 10 kW se observó en el CPCCS, el cual paso de 39.7 kW a 28.39 kW, cuando T_A cambió de 22 °C a 32°C.



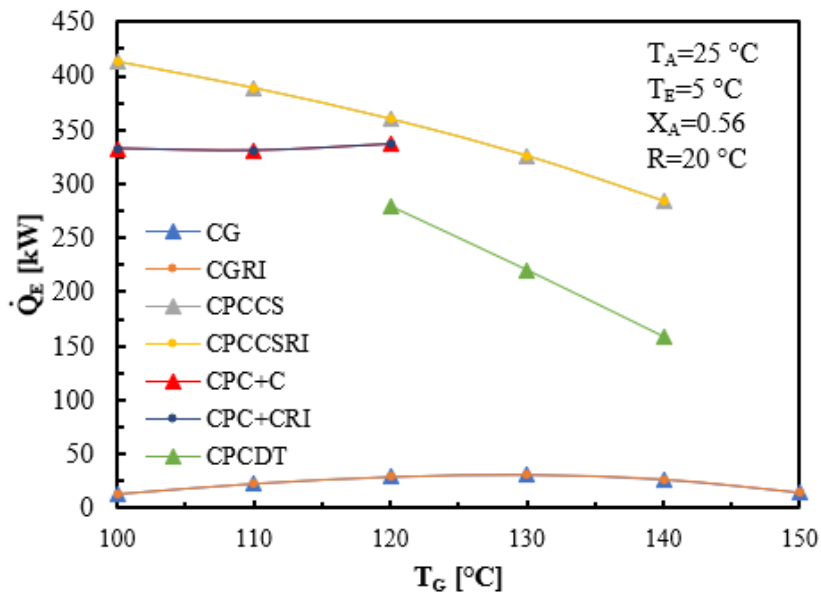
Gráfica 51. \dot{W}_T en función de T_A .

Para el caso de todos los modelos estudiados la producción de potencia en función de la variación de T_E permaneció constante, ya que en todos excepto el CG existe un dispositivo que regula el nivel de presión a la salida de la turbina, en algunos casos es un condensador o en otro la relación de presión generador-separador. Así mismo en la gráfica 53 se puede observar que los valores más altos de potencia son del ciclo Goswami, los cuales permanecen constantes en 55.5 kW, mientras que los valores más bajos se obtienen para el CPC+C con un valor de 24.68 kW.



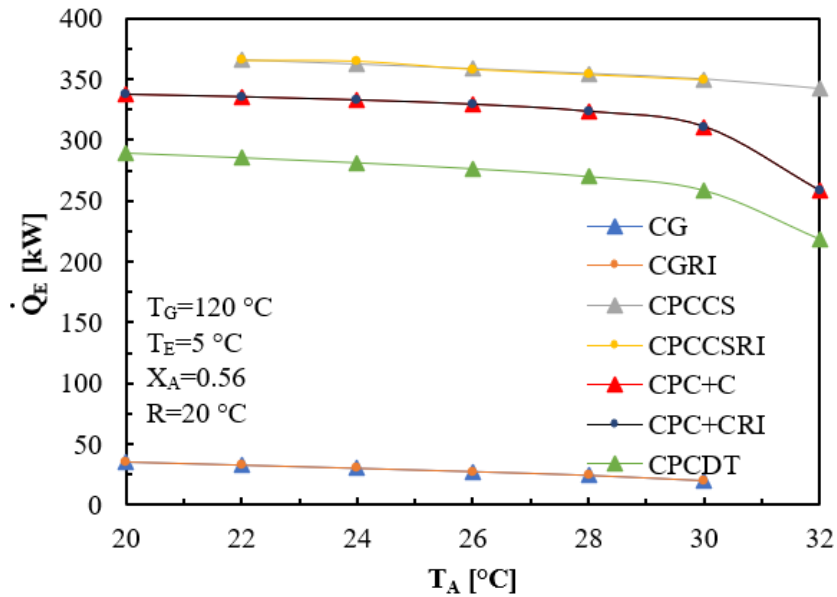
Gráfica 52. \dot{W}_T en función de T_E .

La diferencia entre efecto de enfriamiento puede verse de manera gráfica en la gráfica 54. Mientras que para el ciclo CG se reportaron los valores más altos en trabajo entregado por la turbina, los valores obtenidos en efecto de enfriamiento son los menores, ya que estos valores se encuentran en un rango de 10 kW y 30 kW, mientras que para el resto de los modelos el efecto de enfriamiento se encuentra entre un rango de 400 y 150 kW. Cuando se tiene una temperatura de generación de 120 °C el CG produce 28.94 kW, mientras que para esa misma temperatura de generación el CPCCS, CPC+C y el CPCDT producen 360.3 kW, 336 kW y 279.1 kW, respectivamente.



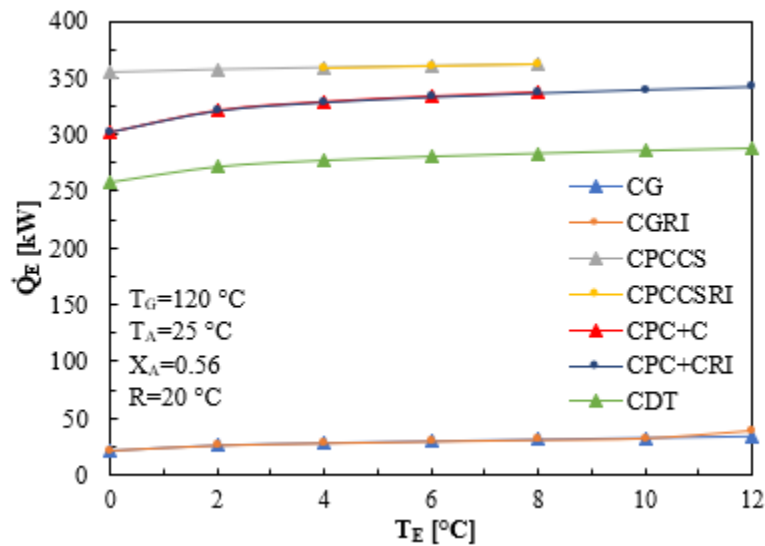
Gráfica 53. Q_E en función de T_E .

En la gráfica 55 se puede ver que se siguen presentando los mayores valores de Q_E para el CPCCS y los menores para el ciclo Goswami en función de T_A . Existe una ligera disminución del efecto de enfriamiento para todos los modelos cuando se incrementa T_A , esto es resultado de que el fluido va entrando cada vez con mayor energía al evaporador por lo cual el efecto de enfriamiento va disminuyendo. Existen caídas muy drásticas lo cual indica que la temperatura a la entrada del evaporador es muy similar a la de salida. La potencia de enfriamiento disminuyó de 289.4 kW a 218.4 kW cuando T_A paso de un valor de 20 °C a 32 °C, para el sistema con doble turbina CPCDT.



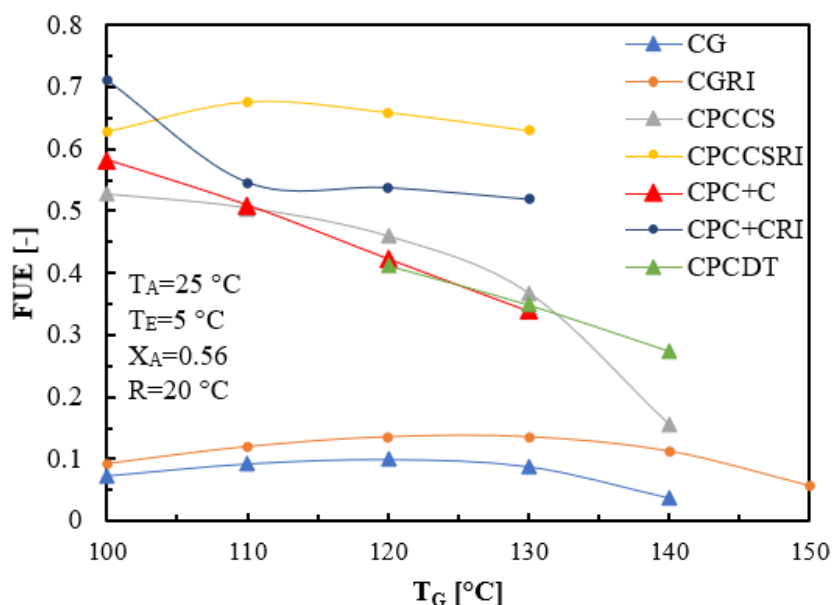
Gráfica 54. Q_E en función de T_A .

Pequeños incrementos en el efecto de enfriamiento se presentan con el aumento de la temperatura de evaporación, esto se observa en la gráfica 56. El incremento de Q_E con la variación de T_E es resultado de que el delta de temperatura en evaporador es mayor, por consiguiente, se puede retirar mayor cantidad de calor del medio. Incrementar T_E de 0 a 6 °C produjo que en CG aumentará de 21.51 kW a 29.71 kW, mientras que en CPCDT el efecto de enfriamiento pasó de 258 kW a 280 kW.



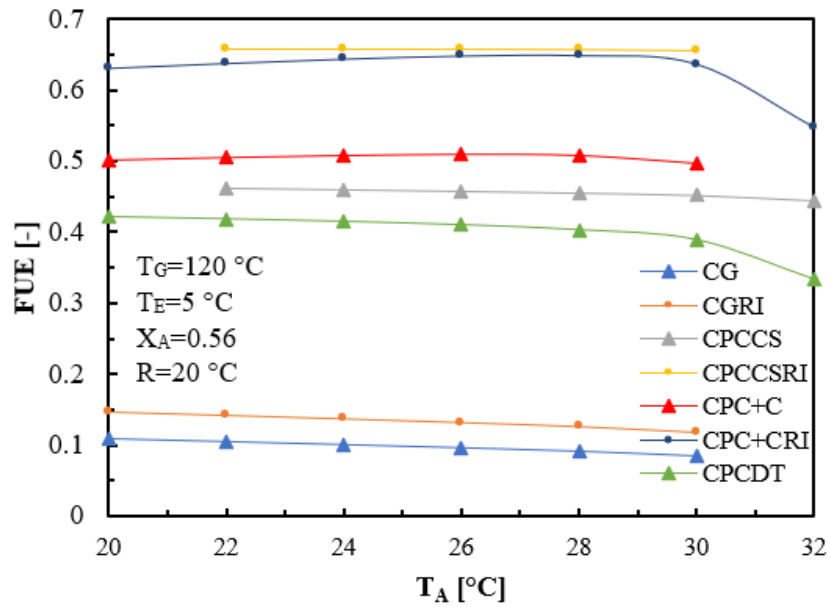
Gráfica 55. Q_E en función de T_E .

En la gráfica 57 se puede apreciar claramente que los sistemas operando bajo el concepto de rectificación interna tienen mayores factores de utilización de energía, esto se debe principalmente a que el calor suministrado en el generador se reduce puesto que el fluido ingresa con una cantidad mayor de energía, así que para lograr las condiciones deseadas a la salida del generador el calor necesario es menor. El FUE en función de T_G se reduce ya que como se vio anteriormente tanto el trabajo de la turbina como el efecto de enfriamiento disminuyen. El factor de utilización de energía para el ciclo Goswami oscila entre valores de 0.07 y 0.08 mientras que para el resto de los modelos estos factores están en un rango de 0.1 a 0.71. el mayor FUE lo tiene el CPC+CRI con un valor de 0.71.



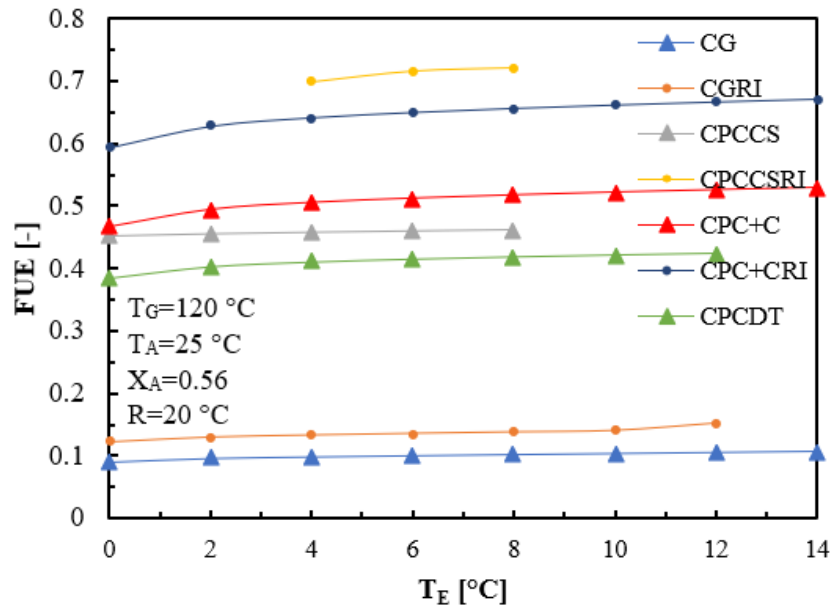
Gráfica 56. FUE en función de T_G .

La gráfica 58 muestra el comportamiento del FUE en función de T_A para todos los modelos presentados. Se puede apreciar que existen ligeros incrementos del factor de utilización de energía para el caso de los sistemas CPC+C (en sus dos versiones), puesto que al incrementar T_A el trabajo suministrado a la bomba se reduce, este cambio no es muy significativo ya que para este modelo con rectificación interna el FUE incrementa de 0.63 a 0.636 cuando T_A aumenta de 20 °C a 30 °C. Para el resto de los modelos este parámetro tiende a disminuir ligeramente ya que la disminución del trabajo de la turbina y del efecto de enfriamiento es mayor que la reducción del trabajo de la bomba.



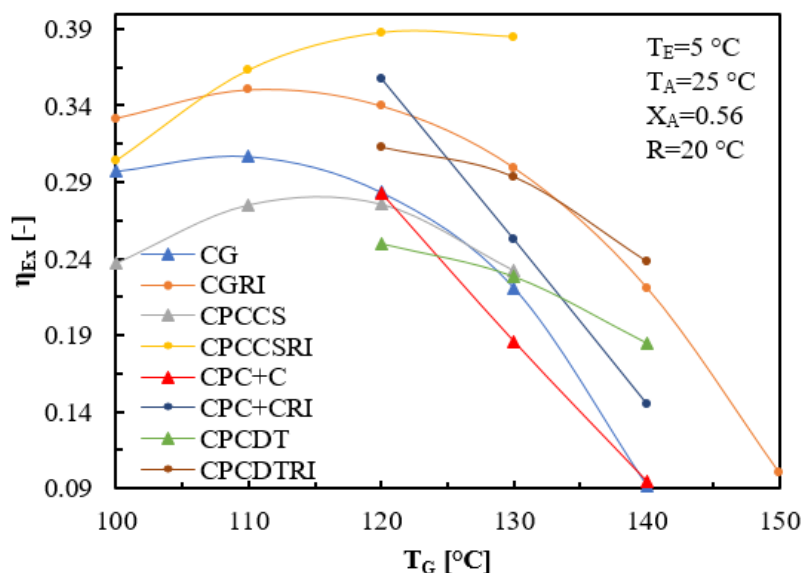
Gráfica 57. FUE en función de T_A .

En la gráfica 59 están representadas las tendencias de todos los modelos en función de la temperatura de evaporación. Con la variación de la temperatura de evaporación todos los modelos presentaron una mejora en el factor de utilización de energía. Donde el CPCCSRI mostró el mayor FUE con un valor de 0.72 evaporando a 8 °C, mientras que para ese valor de evaporación el CG presentó un valor de 0.1 en cuanto al factor de utilización de energía.



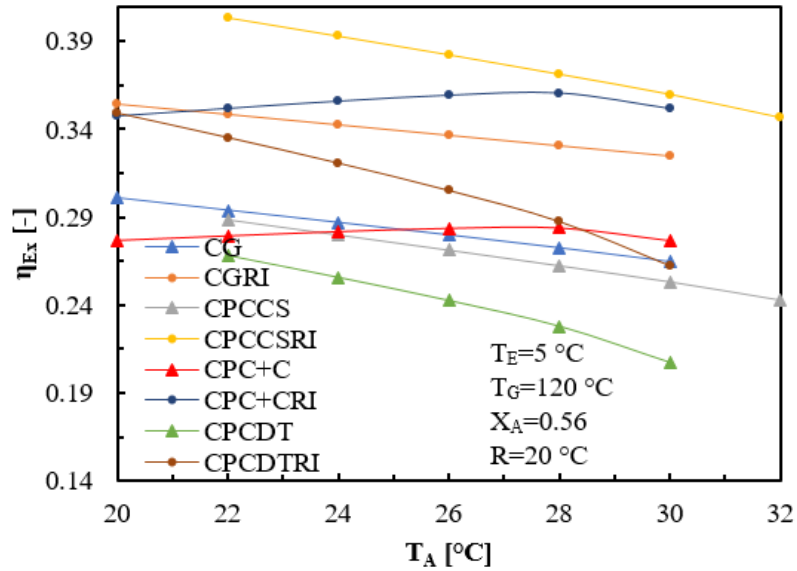
Gráfica 58. FUE en función de T_E .

En la gráfica 60 se muestra el comportamiento de la eficiencia exergética de los modelos propuestos con y sin rectificación interna, en función de la temperatura de generación. Donde claramente se puede apreciar que el CPCCS en su versión con rectificación interna logran un máximo valor cercano a 0.39. Por otra parte, se puede apreciar que en la mayoría de los modelos la eficiencia exergética tiende a incrementar hasta un punto máximo y después decae, resultado de que al tener mayores valores de T_G , la generación de vapor en el generador disminuye. Para el CPC+C aumentar de 120 °C a 140 °C hace que la eficiencia exergética se reduzca en un 68% llevando este parámetro desde 0.28 a 0.09. Así mismo se aprecia que al aplicar la rectificación interna se logren mayores valores de eficiencia exergética en todos los modelos.



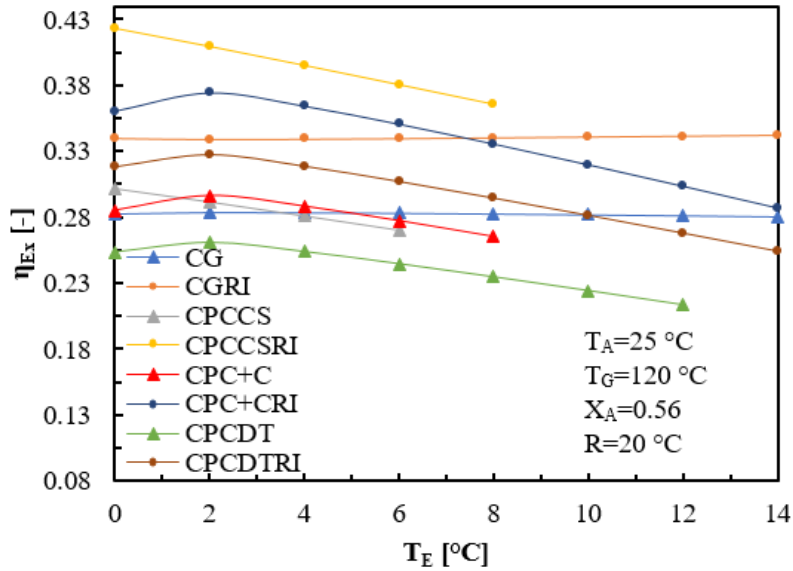
Gráfica 59. Eficiencia exergética en función de T_G .

Al incrementar la T_A comúnmente provocó que los procesos de expansión se limitaran en las turbinas y que el fluido entrara con mayor cantidad de energía a los evaporadores, con lo cual W_T y Q_E decrecían (ver gráficas 52 y 55). En la gráfica 61 se muestran las tendencias de los modelos presentados en sus dos versiones, donde nuevamente el CPCCSRI resalta por llegar valores cercanos a 0.40, mientras que el CPCDT es el sistema más afectado por el incremento de la temperatura de absorción, logrando el valor más bajo de la eficiencia exergética, es decir 0.20. Cuando T_A pasa de un valor de 22 °C a 32 °C la η_{Ex} disminuye de 0.40 a 0.34, casi un 15% para el caso del CPCCSRI, mientras que para un incremento de 8 °C pasando de 22 °C a 30 °C la eficiencia exergética del CPCDT disminuyó poco más de 23% llegando de un valor de 0.26 a 0.20.



Gráfica 60. Eficiencia exergética en función de T_G .

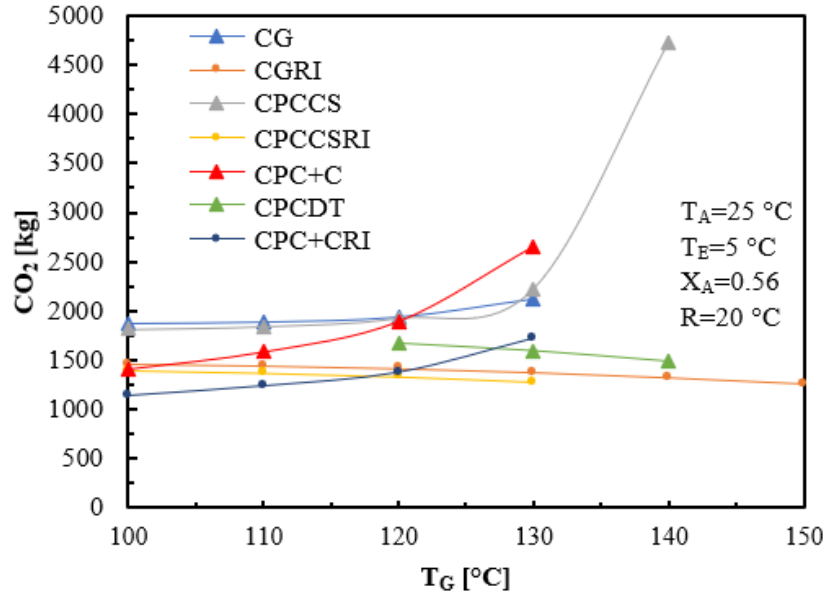
La gráfica 62 muestra el comportamiento de los modelos propuestos con y sin rectificación interna conforme se incrementa la temperatura de evaporación. Siempre que incrementa T_E el efecto de enfriamiento se ve beneficiado ya que se puede retirar una mayor cantidad de calor del medio que se desea enfriar (ver gráfica 56). Sin embargo, tener temperaturas de evaporación cercanas a la temperatura de referencia, en este caso el ambiente, propicia que la disponibilidad del efecto de enfriamiento se limite, por tal motivo la eficiencia exergética de los sistemas disminuye. En su versión con rectificación interna el modelo propuesto con el proceso de separación-compresión CPCCSRI presenta la mayor eficiencia exergética llegando hasta 0.42 a una temperatura de evaporación de 0 °C, pero al incrementar T_E hasta 8 °C propicia que la eficiencia exergética decaiga cerca de un 15% llegando hasta un valor de 0.36.



Gráfica 61. Eficiencia exergética en función de T_E .

Entre mayor sea la temperatura de generación, mayor cantidad de energía se suministra en el generador por tal motivo una mayor quema de combustible se debe realizar. Al quemar mayor combustible el dióxido de carbono que se emite es mayor, en la gráfica 63 se muestra que para todos los modelos presentados sin rectificación interna el incrementar T_G propicia que el CO_2 que se produce incremente. Para el ciclo Goswami pasar de 100 a 130 °C la emisión de CO_2 incrementaría de 1865 kg a 2172 kg. Por otra parte, se ha visto que aplicar el concepto de rectificación interna propicia que el calor suministrado en el generador disminuya, por tal motivo para el mismo caso de incremento en la temperatura de generación del ciclo Goswami, pero con rectificación interna las emisiones de CO_2 disminuyen de 1463 a 1374 kg pasando de una temperatura de 100 °C a 130 °C.

Cabe mencionar que si estos modelos operan con algún tipo de fuente térmica renovable o calor de desecho ese CO_2 mostrado estaría representando las emisiones que se están dejando de emitir al medio ambiente. Para tener una idea un poco más tangible de lo que conlleva utilizar fuentes térmicas renovables en este tipo de sistemas sería, si el ciclo Goswami opera a 100 °C y no tiene rectificación interna las emisiones que se dejan de emitir serían aproximadamente las capturadas por 155 árboles.



Gráfica 62. CO₂ en función de T_G.

En la tabla 14 se puede apreciar el costo de los productos, esto para las mismas temperaturas de operación del sistema, es decir T_G=120 °C, T_A=30 °C y T_E=5 °C.

Tabla 14. Costo de los productos obtenidos para todos los modelos.

Costo \$/kW						
CG	CGRI	CPCCS	CPCCSRI	CPC+C	CPC+CRI	CDT
0.1208	0.1192	0.03526	0.03372	0.05808	0.05803	0.06508

De acuerdo con la tabla 12 es claro que los mayores costos se tienen para el ciclo Goswami en sus dos versiones, es decir con y sin rectificación interna, mientras que los productos más baratos son los producidos con el ciclo termodinámico para generación simultanea de potencia y enfriamiento con dos turbinas.

7.3.1 Síntesis de la comparación.

Se ha probado en este capítulo que la aplicación de la rectificación interna beneficia tanto el factor de utilización de energía como la eficiencia exergética de cada uno de los modelos, por lo cual en este apartado se hace mención a la versión con rectificación interna de cada ciclo propuesto.

Siempre el ciclo Goswami resultó ser el modelo con mayor producción de potencia en la turbina entregando valores cercanos a 60 kW, dependiendo de que variable se estuviera analizando. Sin embargo, el modelo más próximo a estos valores de potencia fue el CPCCSRI, el cual casi siempre se encontró por debajo solo en 20 kW. La cercanía de este modelo a los valores producidos por la turbina del ciclo Goswami fue gracias a los procesos de separación y compresión que se le adicionaron al sistema. Por otra parte, el modelo enfocado a la refrigeración CPC+CRI, tiende a dar buenos resultados en cuanto a la

producción de trabajo, operando a temperaturas de generación cercanas a 100 °C ya que, si se aumenta más la temperatura, el flujo disminuye considerablemente y así mismo la generación de potencia. En cuanto al modelo con doble turbina los valores entregados de W_T se mantienen entre los valores del CPCCS y el CPC+C, es decir en un rango de 20 kW a 40 kW.

Desde el punto de vista de la potencia de enfriamiento, el ciclo Goswami es el sistema más deficiente ya que para las condiciones de comparación los valores máximos que este sistema puede producir son cercanos a 35 kW, mientras que con el modelo de doble turbina se pueden producir potencias de enfriamiento de 300 a 150 kW, no obstante, el modelo más apropiado para el efecto de enfriamiento fue el CPCCS, ya que este produce potencias entre 430 kW y 280 kW.

En resumen, para un proceso equilibrado donde se mantiene cierto balance entre potencia y enfriamiento el CPCCS es el modelo más apropiado ya que los valores de potencia son los más cercanos y en cuanto a enfriamiento es más de 10 veces mejor que el ciclo Goswami, así mismo los valores o el rango de operación son más amplios. Por ejemplo, el modelo con doble turbina para los datos analizados puede operar después de los 120 °C en temperatura de generación puesto que si se reduce este parámetro la relación de presión en el separador tiende a limitarse, en otras palabras, a temperaturas de generación más bajas la presión a la entrada y salida de la turbina de baja presión es mínima haciendo que no haya expansión. Otro dato que es importante mencionar en cuanto a rangos de operación, es que los sistemas presentan caídas notorias en cuanto a potencia de enfriamiento cuando la temperatura de absorción rebasa los 30 °C esto se debe a que el fluido entra con mayor cantidad de energía al evaporador, limitando el efecto de enfriamiento.

En cuanto al factor de utilización de energía tanto el CPCCS y el CPC+C son los modelos con mayores valores siempre por encima del 0.5 y muy cercanos al 0.7, mientras que el resto de los modelos está por debajo del 0.5. Cabe mencionar que el sistema con el peor factor de utilización de energía es el ciclo Goswami ya que oscila entre 0.1 y 0.15 esto producto del limitado efecto de enfriamiento que puede lograr. Por otra parte, la variable que más hace oscilar o afecta al factor de utilización de energía sin importar el modelo es la temperatura de generación ya que de esta depende el flujo másico para los procesos de generación de potencia en las turbinas y el efecto de enfriamiento, no es claro obtener un rango útil para todos los modelos ya que cada uno se comporta de manera distinta en función de esta variable.

En cuanto a la eficiencia exergética de los modelos se logró obtener valores cercanos a 0.4 por parte del ciclo con el proceso de separación compresión (CPCCSRI), mientras que el ciclo Goswami se coloca en tercer lugar, con valores cercanos a 0.34. Mientras que el peor sistema analizado en ese parámetro es el ciclo con doble turbina, ya que solo está entre valores de 0.34 y 0.28, cabe mencionar que esto es cuando se analiza desde la variación de la temperatura de absorción ya que si se analiza la temperatura de generación esto es completamente distinto. Lo único que se puede decir con exactitud es que todos los modelos después de operar a temperaturas por encima de 120 °C la eficiencia exergética decaerá por

la disminución de la potencia producida en la turbina, sin embargo, se siguen teniendo mayores valores para el CPCCSRI y los peores valores para el CPC+CRI.

Desde el punto de vista económico es claro que el costo de los productos obtenidos es mayor para el ciclo Goswami puesto que su beneficio en la parte de enfriamiento es mínimo, de manera contraria el sistema con los costos más accesibles es el ciclo con el proceso de separación compresión (CPCCSRI). Así mismo el costo de los productos del ciclo enfocado a enfriamiento y con doble turbina no tiene mucha variación.

Con respecto a las emisiones que se dejarían de emitir por el uso de este tipo de sistemas el que más benéfica es el ciclo enfocado a la refrigeración para temperaturas mayores a 120 °C, pero para temperaturas inferiores todos oscilan en valores cercanos a 1.5 Tn.

En la tabla 15 se pueden apreciar los rangos de operación de los principales parámetros de interés obtenidos de los distintos modelos cuando se les aplica el concepto de rectificación interna. Cabe mencionar que estos rangos son obtenidos para una variación de T_G desde 100 °C a 150 °C, $T_A=25$ °C, $T_E=25$ °C, $X_A=0.56$ y $\Delta R=20$ °C.

Es evidente que, en cuanto generación de potencia por parte de la turbina, el ciclo Goswami es el sistema más competitivo dando valores entre 47 kW y 55 kW, sin embargo, desde el punto de vista del enfriamiento, sus valores entregados son muy deficientes. Ya que solo puede retirar del medio a enfriar entre 12 kW y 31 kW. De los modelos propuestos el CPCCSRI presentó grandes ventajas de operación, ya que en cuanto a potencia de turbina se refiere su valor máximo entregado es de 42 kW, solo 10 kW por debajo de la mayor generación del ciclo Goswami, así mismo la potencia de enfriamiento del CPCCSRI ronda entre 283 kW y 413 kW, valores que son más de 10 veces mayores que los del CGRI. Cabe mencionar que los mejores rangos de eficiencia exergética y factor de utilización de energía también fueron obtenidos a través del CPCCSRI, del FUE entre 0.67 y 0.69, mientras que de eficiencia exergética entre 0.30 y 0.38.

Tabla 15. Principales rangos de operación de los modelos con RI.

Modelo	W_T [kW]	Q_E [kW]	FUE	η_{Ex}	Costo de los productos [\$/kW]	CO ₂ [kg]	Árboles
CGRI	47-55	12-31	0.09-0.11	0.09-0.33	0.13-0.22	1254-1463	104-121
CPCCSRI	12-42	283-413	0.62-0.67	0.30-0.38	0.027-0.04	1281-1394	106-116
CPC+CRI	4-28	331-393	0.51-0.71	0.09-0.28	0.053-0.064	1148-1722	95-143
CPCDTRI	22-26	27-1589	0.27-0.41	0.23-0.31	0.06-0.08	1493-1671	124-139

Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.

Conclusiones modelo 1 Ciclo Goswami.

- La producción de vapor con alta concentración de amoníaco en el generador disminuye con el incremento de la temperatura de generación del sistema. Sin embargo, la potencia de la turbina tiende a incrementar ya que el vapor producido contiene una cantidad mayor de energía, por lo cual el proceso de expansión es mayor. Sin embargo, existe un punto donde el trabajo tiende a disminuir ya que la reducción de flujo másico no ve compensado por el trabajo producido.
- Tanto el Factor de utilización de energía como la eficiencia exergética se ven beneficiados para los primeros incrementos de la temperatura de generación, sin embargo, llega un punto donde decaen resultado de la disminución de flujo producido en el generador y que el incremento del trabajo en la turbina no pueda compensarlo.
- La temperatura del absorbedor del ciclo Goswami es uno de los parámetros más importantes de análisis ya que esta limita tanto la producción de trabajo en la turbina y a su vez provoca que el fluido ingrese con mayor energía al enfriador disminuyendo el efecto de enfriamiento del ciclo.
- Siempre que incremente la temperatura en el absorbedor tanto el factor de utilización de energía como la eficiencia exergética del sistema van a disminuir, debido al decaimiento del efecto de enfriamiento y del trabajo producido en la turbina.
- Recalentar el fluido de trabajo antes de entrar a la turbina propicia que este dispositivo pueda generar una mayor cantidad de trabajo, sin embargo, provoca que el fluido ingrese más caliente al enfriador, limitando el efecto de enfriamiento.
- Al incrementar la temperatura del enfriador el efecto de enfriamiento tiende a incrementar, ya que el fluido retira una mayor cantidad de calor del medio.

Conclusiones modelo 2 Ciclo para potencia y enfriamiento con proceso de separación compresión CPCCS.

- La suma total del flujo másico decrece con el incremento de la temperatura de generación, produciendo un decaimiento de la carga de enfriamiento, pero incrementa la generación de potencia. El incremento de la potencia producida por la turbina es resultado de la presión a la entrada de la turbina y una expansión más grande.
- Cuando incrementa la temperatura de generación del sistema, el Factor de Utilización de Energía decrece debido al decaimiento de la potencia de enfriamiento, sin embargo, la eficiencia exergética debido al incremento de la potencia producida por la turbina.

- El aumento de las temperaturas del condensador y del absorbedor reduce la producción del fluido de trabajo, lo que reduce el efecto de enfriamiento y la potencia producida por el sistema.
- Recalentar el fluido antes de ingresar a la turbina solo mejora la potencia producida por el sistema, pero no tiene efecto sobre la carga de enfriamiento ya que la temperatura del condensador la limita.
- A $T_G = 120\text{ °C}$, $T_A = 30\text{ °C}$ y $T_E = 10\text{ °C}$, el factor de utilización de energía fue de 0.58 y la eficiencia exergética de 0.26. En estas condiciones, se observó que el generador, el absorbedor y el evaporador fueron los componentes con mayor destrucción de exergía. Mientras que el condensador y el absorbedor fueron los componentes más caros del sistema, contribuyendo con el 28.6% y el 7.98% del costo total, respectivamente.

Conclusiones del modelo 3, ciclo para generación simultanea de potencia y enfriamiento, enfocado al aumento de la carga de enfriamiento.

- Al incrementar la temperatura de generación del sistema se incrementa la fracción extra de flujo producido en el separador, mejorando el efecto de enfriamiento. Sin embargo, al incrementar T_G se limita la potencia producida por la turbina ya que se disminuye el flujo con la concentración deseada en el rectificador, además de que el fluido a la salida de la turbina tiene mayor presión. Incrementar T_G de 100 a 150 °C produjo que Q_E aumentara un 26.22% y que W_T disminuyera un 26.54%.
- Tanto el factor de utilización de energía como la eficiencia exergética se ven afectados con el incremento de la temperatura de generación ya que disminuye el trabajo producido por la turbina e incrementa el trabajo suministrado a la bomba y la energía en forma de calor que se requiere en el generador. Al pasar T_G de 100 a 150 °C y evaporando a 5 °C el FUE disminuyó de 0.54 a 0.31 y la eficiencia exergética de 0.37 a 0.11.
- El incrementar la temperatura en el absorbedor no afecta la producción de potencia por la turbina ya que esta está limitada por la presión a la salida del separador, pero por otra parte incrementar T_A hace que el fluido a la entrada del evaporador ingrese a una mayor temperatura limitando con ello el efecto de enfriamiento.
- Para los casos de temperaturas de evaporación menores a 10 °C se observó que no se puede operar a temperaturas de absorbedor arriba de 30 °C, ya que el fluido a la entrada del evaporador tiene mayor o igual temperatura que a la salida, por tal motivo no se puede llevar a cabo el efecto de enfriamiento.
- Al incrementar T_A se reduce el trabajo suministrado a la bomba y el calor suministrado en el generador, por tal motivo el factor de utilización de energía y la eficiencia exergética aumentan hasta llegar a un punto máximo y después decae, indicando que la temperatura del fluido a la entrada del evaporador es similar a la temperatura de salida. Para $T_E = 15\text{ °C}$ se obtuvo su máximo factor de utilización a

30 °C con un valor de 0.58, pero al incrementar T_A hasta 36 °C el FUE disminuyó a 0.52.

- Al incrementar la temperatura de evaporación en el sistema no se tiene incremento o disminución de la potencia de la turbina, sin embargo, esta se puede incrementar al recalentar el fluido a la salida del rectificador.
- Para cualquier caso de temperatura de evaporación analizado, el factor de utilización tiende a incrementar debido al aumento de la potencia de enfriamiento. Sin embargo, al recalentar el fluido se tienen menores valores de FUE, ya que el beneficio que se obtiene de recalentar el fluido es mínimo comparado con la energía que se utiliza.
- Recalentar el fluido mejora la eficiencia exergética ya que se obtiene mayor trabajo por la turbina, pero al incrementar la temperatura de evaporación la η_{Ex} disminuye ya que se tiene una menor cantidad de exergía disponible del fluido en el evaporador.
- La mayor eficiencia exergética del sistema obtenida de los datos analizados fue de 0.37, donde el FUE, W_T , Q_E y el costo de los productos tomaron valores de 0.54, 81.45 kW, 2096 kW y 0.042 \$/kW, respectivamente.
- Se determinó que el absorbedor y el generador son los mayores destructores de exergía aportando 132 kW y 99.69 kW, respectivamente. Mientras que del análisis económico se observó que el absorbedor es el componente más caro del sistema, aportando el 40 % al costo total.

Conclusiones del modelo 4, ciclo para generación simultanea de potencia y enfriamiento, enfocada a la generación de potencia.

- Incrementar la temperatura de generación del sistema por encima de 130 °C propicia un decaimiento en la generación de potencia por la mínima producción de vapor en el generador.
- Siempre que incrementó T_G el efecto de enfriamiento decayó por el bajo flujo de fluido de trabajo a través del evaporador.
- Tanto el factor de utilización de energía como la eficiencia exergética del modelo tienden a decaer por la disminución del efecto de enfriamiento y de la potencia entregada por las turbinas, resultado de la disminución de flujo másico producido en el generador, cuando incrementa la temperatura de generación.
- El incremento de la temperatura de absorción limita la potencia entregada por la turbina de baja presión por lo cual disminuye el trabajo de la turbina, así como el efecto de enfriamiento ya que el fluido entra a mayor temperatura al evaporador.
- Los mejores valores de operación del sistema en cuanto a temperatura de absorción se encuentran por debajo de los 25 °C, ya que después de estas temperaturas el

decaimiento del factor de utilización de energía y de la eficiencia exergética son bastante notorios, principalmente resultado de la disminución de W_T y Q_E .

- El recalentamiento del fluido a la entrada de la turbina de baja presión propicia una mejora en la potencia entregada, sin embargo, este proceso no tiene efecto alguno sobre la potencia de enfriamiento.
- El aumento de la temperatura de evaporación del sistema propicia que el efecto de enfriamiento se mejore, debido a que el fluido puede retirar mayor cantidad de calor del medio que se desea enfriar.
- El factor de utilización de energía se ve beneficiado con el aumento de la temperatura de evaporación, sin embargo, que T_E incremente provoca que la eficiencia exergética decaiga significativamente. Ya que al tener temperaturas similares a las de referencia limita el aprovechamiento de Q_E .
- El componente con mayor cantidad de irreversibilidades del sistema es el generador, mientras que el componente más caro es el absorbedor el cual aporta cerca del 48 % al costo total.

Conclusiones de la comparación de los modelos con y sin el concepto de rectificación interna.

- Cada uno de los modelos puede tener un punto óptimo en función de sus distintos parámetros de operación, por lo cual una medida correcta de comparación y que resultaría más acertada es considerando para todo un mismo suministro de energía.
- El incrementar la temperatura de generación del sistema propicia que la producción de flujo de vapor casi puro de amoníaco en el generador disminuya, por tal motivo tiende a decaer el efecto de enfriamiento y el trabajo realizado por la turbina.
- La variación de la temperatura de absorción de los sistemas propicia que disminuyan tanto el trabajo producido en las turbinas debido a una menor expansión y que el efecto de enfriamiento se limite ya que el fluido ingresa con mayor energía al evaporador.
- Para el CPC+C la variación de T_A no influye en el trabajo producido en la turbina, para este modelo en específico se debe realizar un análisis detallado de la relación de presión generador- separador ya que de esta depende la producción de W_T .
- La variación de la temperatura en el evaporador propicia que aumente el efecto de en todos los modelos ya que se puede tener un delta de temperatura mayor entre la

entrada y la salida del evaporador, por otra parte, cabe mencionar que el trabajo de la turbina no se ve afectado por este parámetro.

- Los mayores valores de potencia obtenidos fueron para el ciclo Goswami, mientras que los menores valores obtenidos de efecto de enfriamiento igual fueron obtenidos por el ciclo Goswami.
- De los modelos propuestos el CPCCSRI presentó los valores más cercanos al ciclo Goswami, en cuanto a potencia producida por la turbina, pero desde el punto de vista de enfriamiento es muy superior.
- El CPCCSRI resultó ser el modelo más eficiente ya que presentó los valores más altos de FUE y eficiencia exergética, alrededor de 0.67 y 0.38, respectivamente.
- Los sistemas con rectificación interna resultan presentar mayores factores de utilización de energía, sin importar la variación de T_G , T_A o T_E . Esto se debe a que al aplicar el concepto de rectificación interna la energía suministrada en el generador se reduce para todos los modelos.
- Es importante analizar las emisiones de dióxido de carbono que se producen por los sistemas de conversión de energía, muchas veces no se toman en cuenta desde el diseño teórico de estos sistemas y tener una relación que nos dé una conversión de cuantos arboles necesitaríamos plantar para mitigar las emisiones producidas nos puede dar un entendimiento más claro.

Recomendaciones para trabajos futuros.

- Evaluar los modelos presentados con otros fluidos de trabajo y comparar los resultados, lo cual podría resultar en un mejor rendimiento de los ciclos propuestos.
- Seleccionar alguno de los modelos y llevar a cabo un diseño teórico de cada uno de sus componentes.
- Seleccionar y estudiar alguna aplicación industrial que pueda ser solventada con alguno de estos modelos.
- Llevar a cabo la construcción de los modelos que presente mayores ventajas y evaluar su funcionamiento real con distintas mezclas de trabajo.

Referencias bibliográficas.

- [1] Organización de las Naciones Unidas. (2022, 15 de noviembre). Ya somos 8 mil millones de personas en el mundo. <https://onuhabitat.org.mx/index.php/ya-somos-8-mil-millones-de-personas>
- [2] IEA (International Energy Agency). (2019). World energy balances 2019. Paris: IEA.
- [3] IEA (2022), *Space Cooling*, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/space-cooling>, License: CC BY 4.0.
- [4] SENER (Secretaría Nacional de Energía). (2020). Balance Nacional de Energía.
- [5] Miró, L., Brückner, S., & Cabeza, L. F. (2015). Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 847-855.
- [6] Forman, C., Muritala, I. K., Pardemann, R., & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579.
- [7] Cullen, J. M., & Allwood, J. M. (2010). Theoretical efficiency limits for energy conversion devices. *Energy*, 35(5), 20
- [8] Çengel, Y. A., Boles, M. A., Pedraza, C. R. C., Chávez, N. A. M., & Cárdenas, J. L. (2006). *Termodinámica* (Vol. 10). São Paulo: McGraw-Hill.
- [9] Goswami, D. Y., & Xu, F. (1999). Analysis of a new thermodynamic cycle for combined power and cooling using low and mid temperature solar collectors. *Journal of Solar Energy Engineering*, 121(2), 91-97.
- [10] Xu, F., Goswami, D. Y., & Bhagwat, S. S. (2000). A combined power/cooling cycle. *Energy*, 25(3), 233-246.
- [11] Hasan, A. A., Goswami, D. Y., & Vijayaraghavan, S. (2002). First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source. *Solar Energy*, 73(5), 385-393.
- [12] Vijayaraghavan, S., & Goswami, D. Y. (2003). On evaluating efficiency of a combined power and cooling cycle. *Journal of Energy Resources Technology*, 125(3), 221-227.
- [13] Tamm, G., & Goswami, D. Y. (2003). Novel combined power and cooling thermodynamic cycle for low temperature heat sources, part II: experimental investigation. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING*, 125(2), 223-229.
- [14] Vijayaraghavan, S., & Goswami, D. Y. (2005). Organic working fluids for a combined power and cooling cycle. *Journal of Energy Resources Technology*, 127(2), 125-130.
- [15] Vidal, A., Best, R., Rivero, R., & Cervantes, J. (2006). Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method. *Energy*, 31(15), 3401-3414.
- [16] Ziegler, F. (2007, October). Novel cycles for power and refrigeration. In *1st European conference on polygeneration*. Tarragona, Spain (pp. 16-17).
- [17] Padilla, R. V., Demirkaya, G., Goswami, D. Y., Stefanakos, E., & Rahman, M. M. (2010). Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture. *Energy*, 35(12), 4649-4657.
- [18] Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., & Yari, M. (2012). Ammonia–water cogeneration cycle for utilizing waste heat from the GT-MHR plant. *Applied thermal engineering*, 48, 176-185.

- [19] Zare, V., Mahmoudi, S. S., Yari, M., & Amidpour, M. (2012). Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle. *Energy*, 47(1), 271-283.
- [20] Demirkaya, G., Besarati, S., Vasquez Padilla, R., Ramos Archibold, A., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. L. (2012). Multi-objective optimization of a combined power and cooling cycle for low-grade and midgrade heat sources. *Journal of energy resources technology*, 134(3).
- [21] Fontalvo, A., Pinzon, H., Duarte, J., Bula, A., Quiroga, A. G., & Padilla, R. V. (2013). Exergy analysis of a combined power and cooling cycle. *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2), 164-171.
- [22] Abed, H., Atashkari, K., Niazmehr, A., & Jamali, A. (2013). Thermodynamic optimization of combined power and refrigeration cycle using binary organic working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 36(8), 2160-2168.
- [23] López-Villada, J., Ayou, D. S., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2014). Modelling, simulation and analysis of solar absorption power-cooling systems. *international journal of refrigeration*, 39, 125-136.
- [24] Mendoza, L. C., Ayou, D. S., Navarro-Esbrí, J., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2014). Small capacity absorption systems for cooling and power with a scroll expander and ammonia based working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 72(2), 258-265.
- [25] Ayou, D. S., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2015). Combined absorption power and refrigeration cycles using low-and mid-grade heat sources. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(7), 934-943.
- [26] Muye, J., Ayou, D. S., Saravanan, R., & Coronas, A. (2016). Performance study of a solar absorption power-cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 97, 59-67.
- [27] Ventas, R., Lecuona, A., Vereda, C., & Rodriguez-Hidalgo, M. C. (2017). Performance analysis of an absorption double-effect cycle for power and cold generation using ammonia/lithium nitrate. *Applied Thermal Engineering*, 115, 256-266.
- [28] Ayou, D. S., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2017). Integration of a mechanical and thermal compressor booster in combined absorption power and refrigeration cycles. *Energy*, 135, 327-341.
- [29] Zhang, N., & Lior, N. (2007). Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1072-1085.
- [30] Zhang, N., & Lior, N. (2007). Development of a novel combined absorption cycle for power generation and refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology*, 129(3), 254-265.
- [31] Alexis, G. K. (2007). Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system. *International journal of refrigeration*, 30(6), 1097-1103.
- [32] Wang, J., Dai, Y., & Gao, L. (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied energy*, 85(11), 1071-1085.
- [33] Rossa, J., & Bazzo, E. (2009). Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption system associated with a microturbine. *International journal of thermodynamics*, 12(1), 38-43.
- [34] Vasquez Padilla, R., Ramos Archibold, A., Demirkaya, G., Besarati, S., Yogi Goswami, D., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. L. (2012). Performance analysis of a Rankine

- cycle integrated with the Goswami combined power and cooling cycle. *Journal of Energy Resources Technology*, 134(3).
- [35] Habibzadeh, A., Rashidi, M. M., & Galanis, N. (2013). Analysis of a combined power and ejector-refrigeration cycle using low temperature heat. *Energy Conversion and Management*, 65, 381-391.
- [36] Sun, L., Han, W., Jing, X., Zheng, D., & Jin, H. (2013). A power and cooling cogeneration system using mid/low-temperature heat source. *Applied energy*, 112, 886-897.
- [37] Yu, Z., Han, J., Liu, H., & Zhao, H. (2014). Theoretical study on a novel ammonia–water cogeneration system with adjustable cooling to power ratios. *Applied energy*, 122, 53-61.
- [38] Sun, L., Han, W., & Jin, H. (2015). Energy and exergy investigation of a hybrid refrigeration system activated by mid/low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 91, 913-923.
- [39] Boyaghchi, F. A., Chavoshi, M., & Sabeti, V. (2015). Optimization of a novel combined cooling, heating and power cycle driven by geothermal and solar energies using the water/CuO (copper oxide) nanofluid. *Energy*, 91, 685-699.
- [40] Rashidi, J., Ifaei, P., Esfahani, I. J., Ataei, A., & Yoo, C. K. (2016). Thermodynamic and economic studies of two new high efficient power-cooling cogeneration systems based on Kalina and absorption refrigeration cycles. *Energy conversion and management*, 127, 170-186.
- [41] Talukdar, K., & T. K. (2016). Exergy analysis of a combined vapor power cycle and boiler flue gas driven double effect water–LiBr absorption refrigeration system. *Energy conversion and management*, 108, 468-477.
- [42] Xia, J., Wang, J., Lou, J., Zhao, P., & Dai, Y. (2016). Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (CCP) system for engine waste heat recovery. *Energy conversion and management*, 128, 303-316.
- [43] Rostamzadeh, H., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., Amidpour, M., & Kheiri, R. (2017). Energy and exergy analysis of novel combined cooling and power (CCP) cycles. *Applied Thermal Engineering*, 124, 152-169.
- [44] Cao, L., Wang, J., Wang, H., Zhao, P., & Dai, Y. (2017). Thermodynamic analysis of a Kalina-based combined cooling and power cycle driven by low-grade heat source. *Applied Thermal Engineering*, 111, 8-19.
- [45] Ghaebi, H., Parikhani, T., Rostamzadeh, H., & Farhang, B. (2017). Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. *Energy*, 139, 262-276
- [46] Khaliq, A. (2017). Energetic and exergetic performance investigation of a solar based integrated system for cogeneration of power and cooling. *Applied Thermal Engineering*, 112, 1305-1316.
- [47] Seckin, C. (2018). Thermodynamic analysis of a combined power/refrigeration cycle: Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle. *Energy conversion and management*, 157, 631-643.
- [48] Yin, J., Yu, Z., Zhang, C., Tian, M., & Han, J. (2018). Thermodynamic analysis of a novel combined cooling and power system driven by low-grade heat sources. *Energy*, 156, 319-327.

- [49] Seyfour, Z., Ameri, M., & Mehrabian, M. A. (2018). Exergo-economic analysis of a low-temperature geothermal-fed combined cooling and power system. *Applied Thermal Engineering*, 145, 528-540.
- [50] Rostamzadeh, H., Ghaebi, H., Vosoughi, S., & Jannatkah, J. (2018). Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel dual-loop power/refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 138, 1-17.
- [51] Gogoi, T. K., & Saikia, S. (2019). Performance analysis of a solar heat driven Organic Rankine Cycle and Absorption Cooling System. *Thermal Science and Engineering Progress*, 100372.
- [52] Behnam, P., Faegh, M., & Shafii, M. B. (2019). Thermodynamic analysis of a novel combined power and refrigeration cycle comprising of EKalina and ejector refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*.
- [53] Elakhdar, M., Landoulsi, H., Tashtoush, B., Nehdi, E., & Kairouani, L. (2019). A combined thermal system of ejector refrigeration and Organic Rankine cycles for power generation using a solar parabolic trough. *Energy Conversion and Management*, 199, 111947.
- [54] Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., & Dincer, I. (2012). Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. *Renewable Energy*, 48, 161-172.
- [55] Wang, J., Zhao, P., Niu, X., & Dai, Y. (2012). Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy. *Applied Energy*, 94, 58-64.
- [56] Cho, H., Smith, A. D., & Mago, P. (2014). Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization. *Applied Energy*, 136, 168-185.
- [57] Liu, M., Shi, Y., & Fang, F. (2014). Combined cooling, heating and power systems: A survey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35, 1-22.
- [58] Chaiyat, N., & Kiatsiriroat, T. (2015). Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system. *Energy*, 91, 363-370.
- [59] Xu, X. X., Liu, C., Fu, X., Gao, H., & Li, Y. (2015). Energy and exergy analyses of a modified combined cooling, heating, and power system using supercritical CO₂. *Energy*, 86, 414-422
- [60] Wang, M., Wang, J., Zhao, P., & Dai, Y. (2015). Multi-objective optimization of a combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Energy Conversion and Management*, 89, 289-297.
- [61] Javan, S., Mohamadi, V., Ahmadi, P., & Hanafizadeh, P. (2016). Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications. *Applied Thermal Engineering*, 96, 26-38.
- [62] Javan, S., Mohamadi, V., Ahmadi, P., & Hanafizadeh, P. (2016). Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications. *Applied Thermal Engineering*, 96, 26-38.
- [63] Khalilzadeh, S., Nezhad, A. H., & Sarhaddi, F. (2019). Reducing the power consumption of cascade refrigeration cycle by a new integrated system using solar energy. *Energy Conversion and Management*, 200, 112083.
- [64] Rostamzadeh, H., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., & Shokri, A. (2019). Comparative study of two novel micro-CCHP systems based on organic Rankine cycle and Kalina cycle. *Energy conversion and management*, 183, 210-229.

- [65] Erickson, D. C., Anand, G., & Kyung, I. (2004). Heat-activated dual-function absorption cycle. *ASHRAE Transactions*, 110, 515.
- [66] Zheng, D., Chen, B., Qi, Y., & Jin, H. (2006). Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle. *Applied Energy*, 83(4), 311-323.
- [67] Shankar, R., & Srinivas, T. (2012). Solar thermal based power and vapor absorption refrigeration system. *Procedia engineering*, 38, 730-736.
- [68] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Development and analysis of a new integrated power and cooling plant using LiBr–H₂O mixture. *Sadhana*, 39(6), 1547-1562.
- [69] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Parametric optimization of vapor power and cooling cycle. *Energy Procedia*, 54, 135-141.
- [70] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Investigation on operating processes for a new solar cooling cogeneration plant. *Journal of Solar Energy Engineering*, 136(3), 031016.
- [71] Shankar, R., Srinivas, T., & Reddy, B. V. (2017). Thermodynamic evaluations of solar cooling cogeneration cycle using NaSCN–NH₃ mixture. *Applied Solar Energy*, 53(3), 267-275.
- [72] Shankar, R., Srinivas, T., & Reddy, B. V. (2018). Investigation of Solar Cooling Cogeneration Plant. *Applied Solar Energy*, 54(1), 65-70.
- [73] Shankar, R., & Srinivas, T. (2017). Cooling cogeneration cycle. *Applied Solar Energy (English Translation of Geliotekhnika)*, 53(1), 61-71. doi:10.3103/S0003701X17010145
- [74] Ramanujam, P. K., Shankar, R., & Srinivas, T. (2016). Investigation on aqua-ammonia based solar cooling cogeneration plant. *Management of Environmental Quality: An International Journal*.
- [75] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Development and analysis of a new integrated power and cooling plant using LiBr–H₂O mixture. *Sadhana*, 39(6), 1547-1562.
- [76] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Parametric optimization of vapor power and cooling cycle. *Energy Procedia*, 54, 135-141.
- [77] Shankar, R., & Srinivas, T. (2014). Investigation on operating processes for a new solar cooling cogeneration plant. *Journal of Solar Energy Engineering*, 136(3), 031016.
- [78] Shankar, R., & Srinivas, T. (2012). Solar thermal based power and vapor absorption refrigeration system. *Procedia engineering*, 38, 730-736.
- [79] Ayou, D. S., Saravanan, R., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2013). Analysis and simulation of modified ammonia/water absorption cycle for power and cooling applications. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 8(suppl_1), i19-i26.
- [80] Sun, L., Han, W., Zheng, D., & Jin, H. (2013). Assessment of an ammonia–water power/cooling cogeneration system with adjustable solution concentration. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 443-450.
- [81] Yang, X., Zheng, N., Zhao, L., Deng, S., Li, H., & Yu, Z. (2016). Analysis of a novel combined power and ejector-refrigeration cycle. *Energy conversion and management*, 108, 266-274.
- [82] Rashidi, J., & Yoo, C. (2018). Exergy, exergo-economic, and exergy-pinch analyses (EXPA) of the kalina power-cooling cycle with an ejector. *Energy*, 155, 504-520.
- [83] Rashidi, J., & Yoo, C. (2018). A novel Kalina power-cooling cycle with an ejector absorption refrigeration cycle: Thermodynamic modelling and pinch analysis. *Energy conversion and management*, 162, 225-238.
- [84] Rashidi, J., & Yoo, C. K. (2017). Exergetic and exergoeconomic studies of two highly efficient power-cooling cogeneration systems based on the Kalina and absorption refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 124, 1023-1037.

- [85] Barkhordarian, O., Behbahaninia, A., & Bahrampoury, R. (2017). A novel ammonia-water combined power and refrigeration cycle with two different cooling temperature levels. *Energy*, *120*, 816-826.
- [86] Ghaebi, H., Parikhani, T., & Rostamzadeh, H. (2017). Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a novel combined cooling and power system using low-temperature heat source and LNG cold energy recovery. *Energy conversion and management*, *150*, 678-692.
- [87] Parikhani, T., Ghaebi, H., & Rostamzadeh, H. (2018). A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Energy*, *153*, 265-277.
- [88] Cao, L., Lou, J., Wang, J., & Dai, Y. (2018). Exergy analysis and optimization of a combined cooling and power system driven by geothermal energy for ice-making and hydrogen production. *Energy conversion and management*, *174*, 886-896.
- [89] Han, B. C., Cheng, W. L., & Huang, Y. H. (2019). Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water power/cooling combined system with adjustable refrigeration-to-power ratio. *Energy Procedia*, *158*, 2462-2468.
- [90] Parikhani, T., Azariyan, H., Behrad, R., Ghaebi, H., & Jannatkah, J. (2020). Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a novel ammonia-water mixture combined cooling, heating, and power (CCHP) cycle. *Renewable Energy*, *145*, 1158-1175.
- [91] Rivera, W., Sánchez-Sánchez, K., Hernández-Magallanes, J. A., Jiménez-García, J. C., & Pacheco, A. (2020). Modeling of novel thermodynamic cycles to produce power and cooling simultaneously. *Processes*, *8*(3), 320.
- [92] Çengel, Y. A. (2019). Termodinámica.
- [93] Kalina, A. I. (1984). Combined-cycle system with novel bottoming cycle.
- [94] Shankar, R., & Rivera, W. (2021). Analysis of an integrated thermal separation and flashing cooling cogeneration cycle. *Applied Thermal Engineering*, *190*, 116773.
- [95] Abam, F. I., Briggs, T. A., Diemuodeke, O. E., Ekwe, E. B., Ujoatuonu, K. N., Isaac, J., & Ndukwu, M. C. (2020). Thermodynamic and economic analysis of a Kalina system with integrated lithium-bromide-absorption cycle for power and cooling production. *Energy Reports*, *6*, 1992-2005.
- [96] Kalan, A. S., Ghiasirad, H., Saray, R. K., & Mirmasoumi, S. (2021). Thermo-economic evaluation and multi-objective optimization of a waste heat driven combined cooling and power system based on a modified Kalina cycle. *Energy Conversion and Management*, *247*, 114723.
- [97] Ghaebi, H., Parikhani, T., Rostamzadeh, H., & Farhang, B. (2017). Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. *Energy*, *139*, 262-276.
- [98] Ghaebi, H., Parikhani, T., & Rostamzadeh, H. (2018). A novel trigeneration system using geothermal heat source and liquefied natural gas cold energy recovery: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Renewable Energy*, *119*, 513-527.
- [99] Interest rate. <http://www.anterior.banxico.org.mx/SieInternet/consultarDirectorioInternetAction.do?accion=consultarCuadroAnalitico&idCuadro=CA51§orDescripcion=Precios&locale=en> (accessed,13.02.2020).