

**ESTUDIO DE CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y LAS FUENTES DE CALOR INDUSTRIAL NO
APROVECHADO CON BAJAS TEMPERATURAS, EMPLEANDO DIFERENTES
FLUIDOS TÉRMICOS DE OPERACIÓN, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA
ELÉCTRICA.**

DANIEL SANIN VILLA

Ingeniero Mecánico

ADRIAN FELIPE MARTINEZ

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

Maestría en Ingeniería con Énfasis en Sistemas Energéticos

Medellín

2015

**ESTUDIO DE CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y LAS FUENTES DE CALOR INDUSTRIAL NO
APROVECHADO CON BAJAS TEMPERATURAS, EMPLEANDO DIFERENTES
FLUIDOS TÉRMICOS DE OPERACIÓN, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA
ELÉCTRICA.**

DANIEL SANIN VILLA

Ingeniero Mecánico

ADRIAN FELIPE MARTINEZ

Ingeniero Mecánico

**Trabajo de Grado Para Optar por el Título de
Magister en Ingeniería**

ALAN FRANCIS HILL BETANCOURT

Magister en Gestión Tecnológica

Director

Grupo de Investigación de energía y termodinámica



UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

Maestría en Ingeniería con Énfasis en Sistemas Energéticos

Medellín

2015

Medellín, 24 de Noviembre de 2015

DECLARACIÓN ORIGINALIDAD

"Declaro que esta tesis (o trabajo de grado) no ha sido presentada para optar a un título, ya sea en igual forma o con variaciones, en esta o cualquier otra universidad". Art. 82 Régimen Discente de Formación Avanzada, Universidad Pontificia Bolivariana.

FIRMA AUTOR (ES) David Sosa V. Alvaro F. Méndez
C.C. 1128.281.478 C.C. 98607328

*A todas las personas que
Nos apoyaron en este
Proceso, especialmente...*

A nuestras familias...

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Director Msc. Alan Francias Hill por la oportunidad brindada, además del apoyo constante y la asesoría prestada para el desarrollo satisfactorio del presente trabajo.

La Universidad Pontificia Bolivariana por ser mediadora y encargada de nuestra formación integral.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	18
OBJETIVOS	21
OBJETIVO GENERAL	21
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
1. FLUIDOS TÉRMICOS Y SUS PROPIEDADES	22
2. LOS CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE FUENTES DE BAJA TEMPERATURA	57
2.1 CICLOS DE POTENCIA	57
2.1.1 Ciclo Kalina	57
2.1.2 Ciclo Goswami	58
2.1.3 Ciclo Flash Trilateral	59
2.2 EL CICLO RANKINE Y EL CICLO BRAYTON PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA	60
2.2.1 Ciclo Rankine	61
2.2.2 Ciclo Brayton Supercrítico (SBC)	65
3. FUENTES DE CALOR DE BAJA TEMPERATA	68
3.1 ENERGÍA TERMO SOLAR	68
3.1.1 Calor transferido en un colector solar	69
3.1.2 Tipos de concentradores solares	70
3.2 FUENTES DE CALOR DE DESECHO INDUSTRIAL	72
4. MODELACIÓN MATEMÁTICA DE LOS CICLOS DE POTENCIA	75
4.1 ECUACIONES DE CONSERVACION	75
4.1.1 Conservación de la masa	75
4.1.2 Conservación de la energía	77
4.2 ECUACIONES DE DISEÑO PARA LOS EQUIPOS	77
4.2.1 Eficiencias e irreversibilidades	78
4.2.2 Equipos intercambiadores de calor	80

4.2.3	Relación de retroceso (BWR)	83
5.	SIMULACIONES DE LOS CICLOS Y ANALISIS DE RESULTADOS	84
5.1	VALIDACIÓN DE RUTINAS DE SIMULACIÓN	85
5.2	PARÁMETROS DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	86
5.2.1	Ciclo Rankine Orgánico	87
5.2.2	Ciclo Rankine Transcrítico	97
5.2.3	Ciclo Brayton supercrítico	108
5.3	CLASIFICACIÓN DE LOS NIVELES DE TEMPERATURA EN LA APLICACIÓN DE LOS CICLOS.	119
5.4	ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY	121
6.	EVALUACIÓN DE PREFACTIBILIDAD ECONÓMICA	124
6.1	ESTIMACIÓN DE LOS COSTOS DE LOS EQUIPOS	124
6.1.1	Intercambiadores de calor	124
6.1.2	Sistema de impulsión de fluido	125
6.1.3	Turbina	125
6.2	ESTIMACIÓN DEL COSTO TOTAL DE INVERSIÓN	125
6.3	ESTIMACIÓN DE LA DISMINUCIÓN DE CONTAMINACIÓN AMBIENTAL	126
6.4	ANÁLISIS FINANCIERO Y FLUJO DE CAJA	127
7.	CONCLUSIONES	137
	BIBLIOGRAFÍA	140
	ANEXOS	144
	ANEXO A. CÓDIGO IMPLEMENTADO EN EES PARA LOS CICLOS	145
	ANEXO B. CUADRO DE FLUJO DE CAJA PARA CASO DE MAYOR TIR.	158
	ANEXO C. ARTÍCULO	161

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación ASHRAE segun estandar número 34.	41
Figura 2. Diagrama T-s para (a) húmedo, (b) isentrópico y (c) seco.	43
Figura 3. Cambio de la densidad con la temperatura en estado líquido saturado.	56
Figura 4. Configuración del ciclo Kalima.	58
Figura 5. Configuración del ciclo Goswami.	59
Figura 6. Esquema y diagrama T-s del ciclo Flash Trilateral.	60
Figura 7. Ciclo Rankine Ideal.	61
Figura 8. Ciclo Rankine orgánico.	62
Figura 9. Ciclo Rankine Transcrítico para el CO ₂	65
Figura 10. Ciclo Brayton Supercrítico.....	65
Figura 11. Esquema del ciclo Brayton de CO ₂ supercrítico estudiado por Inverson et al.	66
Figura 12. Radiación solar en la superficie terrestre.	68
Figura 13. Configuración de captadores de energía solar térmica.	71
Figura 14. Colector solar acoplado a un ORC.....	72
Figura 15. Eficiencia vs. Temperatura de entrada en la turbina para el R134a (Referencias).	85
Figura 16. Eficiencia vs. Temperatura de entrada en la turbina para el R134a (Elaboración propia).....	86
Figura 17. Simulación para ORC – caso 1.....	87
Figura 18. Zona de trabajo para SBC.	109
Figura 19. Simulación para SBC – caso 1.....	110
Figura 20. Simulación para SBC – caso 2.....	114
Figura 21. Eficiencia e primera ley.....	122
Figura 22. Generación de irreversibilidades.....	122

Figura 23. Eficiencia de segunda ley.	123
Figura 24. Evaluación financiera para varias potencias de generación.	130
Figura 25. Variación de la TIR respecto a la variación del incremento de los costos fijos.	132
Figura 26. Variación de la TIR respecto al precio de la energía eléctrica.	132
Figura 27. Variación de la TIR respecto a la variación del incremento anual de los costos de energía eléctrica.	133
Figura 28. Variación de la TIR respecto a la tasa representativa del mercado (TRM). ..	133
Figura 29. Variación de la TIR respecto al porcentaje de inversión financiado.	134
Figura 30. Variación de la TIR respecto a la tasa de interés del crédito.	134
Figura 31. Generación de CO2 con fuentes convencionales para diferentes potencias.	136

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación por “familias” para potenciales fluidos de trabajos.	24
Tabla 2. Fluidos preseleccionados por “familias” para potenciales fluidos de trabajos.	25
Tabla 3. Familia de Hidrocarburos.	28
Tabla 4. Familia CFC.	29
Tabla 5. Familia HFC.	30
Tabla 6. Familia HCFC.	31
Tabla 7. Familia Siloxanos.	32
Tabla 8. Familia Alcoholes.	33
Tabla 9. Fluidos Inorgánicos.	34
Tabla 10. Familia PCF.	35
Tabla 11. Gráficas de Presión de enfriamiento.	38
Tabla 12. Tabla de preclasificación de fluidos según presión de enfriamiento.	38
Tabla 13. Tabla de impacto ambiental de los fluidos.	39
Tabla 14. Tabla clasificación de seguridad de los fluidos.	41
Tabla 15. Selección de fluidos a estudiar con el ciclo recomendado.	42
Tabla 16. Relación $\Delta s/\Delta T$ para fluidos seleccionados. a) Etano. b) Propano. c) Isobutano. d) N-Butano. e) Metano. f) R-32. g) R-41. h) R-134a. i) R-236ea. j) R-245fa. k) R-124. l) Amoniac. m) CO ₂	44
Tabla 17. Clasificación según tipo de fluido.	49
Tabla 18. Ciclos de potencia para los fluidos seleccionados.	50
Tabla 19. Resumen clasificación de fluidos.	55
Tabla 20. Comparación entre el Ciclo Rankine de Vapor y el Orgánico.	63
Tabla 21. Temperatura de gases industriales.	73
Tabla 22. Ecuaciones características de los equipos.	78
Tabla 23. Irreversibilidades aplicadas a los proceso de cada uno de los equipos.	79

Tabla 24. Pinch Point.....	82
Tabla 25. Clasificación de fluidos para las simulaciones de los ciclos.....	84
Tabla 26. Rango de temperatura de trabajo ORC caso 1.	88
Tabla 27. ORC - Caso 1 - Fluidos húmedos (wet). a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Relación de presiones. f) Flujo másico. g) Trabajo de compresión. h) Calidad en la salida de la expansión. i) Relación de trabajo de retroceso.....	89
Tabla 28. ORC - Caso 1 Fluidos isentrópicos y secos (dry). a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Relación de presiones. f) Flujo másico. g) Trabajo de compresión. h) Calidad en la salida de la expansión. i) Relación de trabajo de retroceso.....	90
Tabla 29. Eficiencia fluidos húmedos ORC - caso 1.	91
Tabla 30. Eficiencia fluidos secos ORC - caso 1.....	92
Tabla 31. Simulación para ORC – caso 2.	93
Tabla 32. ORC - Caso 2. Fluidos húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.....	94
Tabla 33. ORC - Caso 2. Fluidos Isentrópicos y secos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.	95
Tabla 34. Eficiencia fluidos húmedos ORC - caso 2.	96
Tabla 35. Eficiencia fluidos secos ORC - caso 2.....	97
Tabla 36. Simulación para TRC – caso 1.....	98
Tabla 37. TRC - caso 1 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.....	99
Tabla 38. TRC - caso 1 Secos e isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.	100
Tabla 39. Eficiencia fluidos húmedos TRC - caso 1.....	102
Tabla 40. Eficiencia fluidos secos TRC - caso 1.	102
Tabla 41. Simulación para TRC – caso 2.....	104

Tabla 42. TRC - caso 2 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.....	105
Tabla 43. TRC - caso 2 Isentrópicos y secos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.....	106
Tabla 44. Eficiencia fluidos húmedos TRC - caso 2.....	107
Tabla 45. Eficiencia fluidos secos TRC - caso 2.....	108
Tabla 46. SBC - caso 1 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.....	111
Tabla 47. SBC - caso 1 Secos e Isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.....	112
Tabla 48. Eficiencia fluidos húmedos SBC - caso 1.....	113
Tabla 49. Eficiencia fluidos secos SBC - caso 1.....	114
Tabla 50. SBC - caso 2 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.....	115
Tabla 51. SBC - caso 2 Secos e Isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.....	116
Tabla 52. Eficiencia fluidos húmedos SBC - caso 2.....	117
Tabla 53. Eficiencia fluidos secos SBC - caso 2.....	118
Tabla 54. Fuentes térmicas inferiores a 100°C.....	119
Tabla 55. Fuentes térmicas entre los 100°C y 180°C.....	119
Tabla 56. Fuentes térmicas superiores a 180°C e inferiores a 230°C.....	120
Tabla 57. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo ORC.....	121
Tabla 58. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo TRC.....	121
Tabla 59. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo SBC.....	122
Tabla 60. Dióxido de carbono emitido por kWh de energía generado.....	126
Tabla 61. Costo de inversión de equipos.....	129
Tabla 62. Valores de TIR para cada uno de los casos.....	129

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. CÓDIGO IMPLEMENTADO EN EES	145
Anexo B. CUADRO DE FLUJO DE CAJA PARA CASO DE MAYOR TIR	161
Anexo C. ARTÍCULO	158

GLOSARIO

Fuente: Deposito de energía térmica que se encuentra a alta temperatura

Sumidero: Deposito de energía térmica que se encuentra a baja temperatura

Isentrópico: Proceso en el cual la entropía permanece constante

Bomba: Dispositivo mecánico para elevar la presión de fluidos en estado líquido.

Compresor: Dispositivo mecánico para elevar la presión de fluidos en estado gaseoso

Condensador: Intercambiador en el cual se rechaza calor desde el fluido hacia el fluido de enfriamiento y tiene como función llevar el fluido de estado gaseoso a líquido.

Evaporador: Intercambiador en el cual ingresa calor desde la fuente térmica y tiene como función llevar el fluido de estado líquido a una mezcla de vapor y líquido saturado, vapor saturado o vapor sobrecalentado.

Relación de presión: La relación que se produce entre la presión de salida y la presión de entrada en los dispositivos mecánicos como turbinas, compresores y bombas.

Punto crítico: Punto en el cual coinciden los estados de líquido saturado y vapor saturado

Irreversibilidad: Factores que causan que un proceso sea irreversible.

Reviews: Artículos científicos que presentan un resumen de un tema específico.

Flamabilidad: Porcentaje que se le asigna a una sustancia, respecto a la característica que tiene de quemarse o prenderse mientras está expuesto a llamas y se considera para la menor temperatura a la cual en contacto con el aire pueden prenderse o inflamarse.

Toxicidad: Grado de efectividad de una sustancia tóxica

SIGLAS

RC	Rankine Cycle
BC	Brayton Cycle
ORC	Organic Rankine Cycle
TRC	Transcritical Rankine Cycle
SBC	Supercritical Brayton Cycle
EES	Engineering Equation Solver
CFC	Clorofluorocarbonos
GWP	Global Warming Potential
ODP	Ozone Defletion Potential
ALT	Atmospheric Life Time
PCF	Perfluorocarbono
CFC	Clorofluorocarbono
HFC	Hidrofluorocarbono
HCFC	Hidroclorofluorocarbono
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning
BWR	Back work ratio
USD	Dólar Americano

SÍMBOLOS

T	Temperatura.
T_0	Temperatura ambiente
T_{ref}	Temperatura de referencia.
T_b	Temperatura de ebullición.
T_c	Temperatura crítica.
φ	Volumen de fluido.
ϑ	Superficie que encierra un fluido.
ρ	Densidad.
\vec{n}	Vector normal unitario.
t	Tiempo.
\vec{V}	Velocidad.
m	Masa.
V	Volumen.
g	Gravedad.
P	Presión.
E	Energía.
h	Entalpia sensible.
C_p	Calor específico.
A	Es el área de la sección transversal de la tubería.

Operadores

$\int dx$	Integral.
dx	Diferencial de x .
$\frac{d}{dx}$	Derivada.
$\frac{\partial}{\partial t}$	Derivada parcial.
∇	Gradiente.
$\frac{D}{Dt}$	Derivada material – sustancial.

RESUMEN

En este trabajo se busca estudiar los ciclos de potencia Rankine Orgánico (ORC), Rankine Transcrítico (TRC) y Brayton Supercrítico (SBC) y su aplicación al aprovechamiento de fuentes térmicas con temperaturas por debajo de los $<230^{\circ}\text{C}$ para la generación de energía eléctrica.

Iniciando con el estudio y posterior selección de algunos fluidos térmicos que presenten el mayor potencial de aprovechamiento, en el rango de temperatura mencionado. Después de identificar dichos fluidos, se estudian los equipos necesarios para el funcionamiento de los ciclos, básicamente se consideraran equipos de compresión, expansión e intercambiadores de calor. Una vez identificado y seleccionados los fluidos y ciclos, es decir, acoplado cada uno de los equipos con el fluido térmico respectivo, se realiza una parametrización del balance de masa y energía sobre cada sistema.

Con los datos obtenidos se busca evaluar la generación de energía eléctrica, relacionando el consumo de energía térmica del ciclo con las irreversibilidades. Además determinar el grado de implementación y el impacto que puede tener la aplicación de los ciclos de potencia, en el aprovechamiento de fuentes solares térmicas y desechos térmicos industriales, realizando un análisis de prefactibilidad económica donde se determine si estas tecnologías son viables.

PALABRAS CLAVES: CICLO RANKINE ORGANICO, CICLO RANKINE TRANSCRITICO, CICLO BRAYTON SUPERCRITICO, BALANCE DE ENERGIA, BALANCE DE MASA, GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA.

INTRODUCCIÓN

“En general, la energía es una cantidad requerida para realizar un cambio, una manifestación cuantificable de la naturaleza. Su efecto se traduce en producir un cambio bien sea espacial, en la naturaleza o en el estado de las sustancias” (Hill, 2007).

En la cadena energética es necesario realizar una serie de transformaciones, desde la extracción y explotación de los recursos de fuentes primarias, hasta la obtención de formas de energía con un alto nivel de utilización, como lo es la energía eléctrica. En estos procesos de transformación intervienen equipos y sistemas que determinan los niveles de aprovechamiento de la fuente y La eficiencia del proceso.

El estudio de estos sistemas se ha centrado principalmente en el aprovechamiento de fuentes primarias de origen fósil, debido al auge en la exploración y explotación de dichos combustibles y al desarrollo de la tecnología utilizada en el aparato productivo mundial alrededor de dicha fuente.

La generación de energía eléctrica a partir de fuentes térmicas de alta temperatura, es bien conocida por la industria energética y muy utilizada en una gran cantidad de países alrededor del mundo, basándose principalmente en la utilización de los ciclos de potencia Rankine y Brayton, los cuales permiten en su funcionamiento la combinación de diferentes equipos, fluidos y fuentes térmicas de origen fósil. Es así como la energía térmica continúa siendo un pilar importante del desarrollo de la humanidad.

Pero, con los problemas de los altos niveles de contaminación, el cambio climático asociado con el uso intensivo de estos combustibles y, además, el acelerado crecimiento de la población mundial, sinónimo de elevados niveles de consumo de energía, se debe impulsar el desarrollo y aprovechamiento de nuevas fuentes de

generación de energía, que permitan tener una transición viable entre los combustibles fósiles y las energías alternativas.

Existe una gran cantidad de fuentes de energía térmica que se consideran como desechos en algunas industrias, sin embargo, *“los desechos de energía se deben categorizar de acuerdo al contenido o capacidad de producir un efecto o un cambio. Aquel que posea alto contenido energético, será un desecho de alto nivel y susceptible de transformar algo y, por ende, de ser aprovechado por su contenido energético”* (Chejne Janna, 2007). Se han realizado estudios de algunas alternativas para el aprovechamiento de dichas fuentes, como son el ciclo Kalina, el ciclo Rankine Orgánico, el ciclo Rankine Transcrítico y el ciclo Brayton Supercrítico (Chen H G. D., 2010). Estas alternativas exigen un estudio detallado de los cambios en las propiedades de sus fluidos de trabajo y el funcionamiento de los equipos que configuran el sistema, con el objetivo de permitir el aprovechamiento de niveles de energía térmica, que hasta el momento se desechan o no son aprovechados. [(Sabharwall P, 2011.) (Utamura M, 2007) (Turchi CS, 2012) (Qiu K, 2012.)]

En el panorama mundial existen pocas señales de cambio en cuanto al papel de los hidrocarburos como fuentes primarias de generación de energía térmica y eléctrica, por lo tanto, es importante estudiar la aplicación de tecnologías que permitan un mayor aprovechamiento en el uso de esta fuente y un menor impacto ambiental, es decir, que disminuya los niveles de desperdicio en las transformaciones que se presentan en la actualidad para la obtención de energía. (Wang E, 2012.)

Por lo anterior, se pretende estudiar los ciclos Rankine Orgánico (ORC), Rankine transcrítico (TRC) y Brayton supercrítico (SBC), como alternativas para el aprovechamiento de fuentes térmicas con temperaturas por debajo de los $<230^{\circ}\text{C}$, estudiando el comportamiento de algunos fluidos de trabajo y comparados con el agua, además, estudiar la posibilidad de aprovechamiento de energías alternativas, como la solar térmica, para la generación de energía eléctrica.

Actualmente la energía se convierte en una materia prima vital para el desarrollo y la competitividad de los países y Colombia no es la excepción; si se considera la poca atención que se la ha dado en el país al aprovechamiento de las fuentes de energía térmica para la generación de energía eléctrica, y el desaprovechamiento de energía que esto ha representado para la industria nacional, se encuentra un ambiente propicio para comenzar a pensar en el uso intensivo de las fuentes de energía térmica potencialmente disponibles.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un análisis de ciclos de potencia Rankine Orgánico (ORC), Rankine Transcrítico (TRC) y Brayton supercrítico (SBC), para aprovechamiento de la energía solar térmica y las emisiones de calor industrial no aprovechado con temperaturas inferiores de 230°C, empleando diferentes fluidos térmicos de operación, para la generación de energía eléctrica.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Documentar propiedades de diferentes fluidos térmicos que pueden ser utilizados en los ciclos de potencia para el aprovechamiento de fuentes térmicas de bajas temperaturas (<230°C).
- Realizar los balances de masa y energía utilizando la primera y segunda ley de la termodinámica sobre los ciclos de potencia seleccionados.
- Evaluar la energía solar térmica y el calor industrial no aprovechado, como fuentes térmicas para la generación de energía eléctrica.
- Realizar un análisis económico comparativo de los diferentes fluidos térmicos dentro de los ciclos de potencia, para la generación de energía eléctrica.

1. FLUIDOS TÉRMICOS Y SUS PROPIEDADES

Desde la prehistoria el hombre ha desarrollado sus habilidades y fomentado su innovación a partir de los elementos que le ofrece la naturaleza, en un comienzo la piedra y los metales, ahora la energía eléctrica.

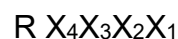
El aprovechamiento de las fuentes térmicas de baja temperatura, tiene en la selección del fluido de trabajo uno de sus principales retos, debido a que este fluido debe acoplarse eficientemente a las condiciones permitidas por los equipos utilizados en los ciclos de potencia y las condiciones de trabajo propuestos.

Es posible considerar fuentes aprovechables para rangos entre 80°C, (procedentes de potencial geotérmicos o colectores solares), hasta 500°C (procedentes de la biomasa) (Junjiang Bao, 2013), en los cuales es necesario realizar una adecuada selección del fluido de trabajo, considerando la configuración que permita obtener la mayor eficiencia posible entre la fuente de energía térmica y el ciclo termodinámico de trabajo.

Para este caso, la fuente térmica a considerar tiene valores de temperatura iguales o inferiores a 230°C ($T_{fuente} \leq 230^{\circ}C$), como pueden ser desechos industriales y aplicaciones de colectores solares, considerados en algunos trabajos consultados (Tchanche, Lambrinos, Papadakis, 2011). Además, el ciclo a utilizar se puede ver limitado por las condiciones atmosféricas del sitio de funcionamiento, por lo tanto se considera que la temperatura ambiente es de 20°C ($T_{amb} = 20^{\circ}C$), luego el sumidero de calor para cualquier ciclo que se pueda evaluar se encuentra a dicha temperatura.

La preocupación de algunos sectores industriales sobre el desperdicio de energía en sus procesos, despierta el interés sobre el aprovechamiento de las fuentes térmicas de baja temperatura, al considerar las estimaciones realizadas en Europa, las cuales pronostican valores cercanos a los 2.7 GW de potencia total que puede alcanzarse a partir de las fuentes de desecho industrial y el beneficio ambiental que se genera al reducir cerca de 8.1 millones de toneladas de emisión en gases efecto invernadero al considerar ciclos termodinámicos cerrados en los cuales los fluidos de trabajo seleccionado se convierte en un componente esencial para los resultados obtenidos. Por la importancia que implica la selección del fluido se considera el filtro realizado por algunos autores que sugieren listas ya evaluadas en desarrollos similares a la propuesta en este trabajo. (Peris, 2015)

Por lo tanto, para seleccionar el fluido de trabajo, se considera una preclasificación, realizada por Junjiang Bao, (Junjiang Bao, 2013), en la cual se sugiere la lista de fluidos potenciales, mostrado en la Tabla 1 clasificados por “familias” según su composición química. Es necesario aclarar que los fluidos se pueden encontrar caracterizados de acuerdo al nombre completo o con una clasificación alternativa establecida a partir de su fórmula química, para la cual se tiene la siguiente convención:



La letra R se refiere a que se está trabajando con un fluido refrigerante.

Luego se debe realizar la lectura de derecha a izquierda, considerando que:

- ✓ El primer dígito hace referencia al número de átomos de flúor (F)
- ✓ El segundo dígito es el número de átomos de hidrógeno más uno (H+1)

- ✓ El tercer dígito es el número de carbonos menos uno (C-1), si el número es cero (0) se omite.
- ✓ El cuarto dígito es el número de enlaces carbono (C) no saturados, si el número es cero (0) se omite.
- ✓ En algunas ocasiones puede contener una letra antes de la primera posición, leyendo de derecha a izquierda, la cual indica que se trata de un isómero.

Aunque se pueden presentar algunas variaciones, se considera esta descripción como un paso básico para identificar la sustancia de trabajo. (Designation and Safety Classification of Refrigerants, ANSI/ASHRAE Standard 34-2013)

Tabla 1. Clasificación por “familias” para potenciales fluidos de trabajos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa
Hydrocarbons (HCs)		Perfluorocarbons (PCFs)	
Ethane	R-170	Hexafluoroethane	R-116
Propene	R-1270	Octafluoropropane	R-218
Propane	R-290	Perfluoro-N-pentane	PF-5050
Cyclopropane	HC-270	Decafluorobutane	R-3-1-10
Propyne		Dodecafluoropentane	R-4-1-12
Isobutane	R-600a	Chlorofluorocarbons (CFCs)	
Isobutene		Trichlorofluoromethane	R-11
N-butane	R-600	Dichlorodifluoromethane	R-12
Neopentane		Trichlorotrifluoroethane	R-113
Isopentane	R-601a	Dichlorotetrafluoroethane	R-114
N-pentane	R-601	Chloropentafluoroethane	R-115
Isohexane		Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)	
N-hexane		Dichlorofluoromethane	R-21
N-heptane		Chlorodifluoromethane	R-22
Cyclohexane		1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123
N-octane		2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124
Benzene		1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b
Methane	R-50	1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b
Hydrofluoroolefins (HFOs)		Hydrofluorocarbons (HFCs)	
2,3,3,3-Tetrafluoropropene	HFO-1234yf	Difluoromethane	R-32

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa
Alcohols		Fluoromethane	R-41
Methanol		Pentafluoroethane	R-125
Ethanol		1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a
Fluorinated ethers		1,1,1-Trifluoroethane	R-143a
Pentafluorodimethylether	RE125	1,1-Difluoroethane	R-152a
Bis-difluoromethyl-ether	RE134	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea
2-Difluoromethoxy-1,1,1-trifluoroethane	RE245	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa
Pentafluoromethoxyethane	RE245mc	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea
Heptafluoropropyl-methyl-ether	RE347mcc	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa
Ethers		1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca
Dimethyl-ether	RE170	Octafluorocyclobutane	RC-318
Diethyl-ether	R-610	1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutane	R-338mccq
Inorganics		1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc
Ammonia	R-717	Siloxanes	
Water	R-718	Hexamethyldisiloxane	MM
Carbon dioxide	R-744	Octamethyltrisiloxane	MDM

Para realizar un análisis más detallado de los fluidos de trabajo, se realiza una preselección mostrada en la Tabla 2, en la cual se descartan de la Tabla 1, los fluidos que no se encuentran en la base de datos del software EES®. Los fluidos resaltados se adicionan a la tabla (tomados del software) con el objetivo de tener la posibilidad de identificar una tendencia del comportamiento, por lo cual, de ser posible se graficarán mínimo tres fluidos de trabajo por familia. Los fluidos adicionales solo se utilizan para las gráficas de tendencia.

Tabla 2. Fluidos preseleccionados por “familias” para potenciales fluidos de trabajos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa
Hydrocarbons (HCs)		Chlorofluorocarbons (CFCs)	
Ethane	R-170	Trichlorofluoromethane	R-11
Propane	R-290	Dichlorodifluoromethane	R-12
Isobutane	R-600a	Trichlorotrifluoroethane	R-113

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa
Isobutene		1,2-Dichlorotetrafluoroethane	R114
N-butane	R-600	Hydrofluorocarbons (HFCs)	
Neopentane		Difluoromethane	R-32
Isopentane	R-601a	Fluoromethane	R-41
N-pentane	R-601	Pentafluoroethane	R-125
Isohexane		1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a
N-hexane		1,1,1-Trifluoroethane	R-143a
N-heptane		1,1-Difluoroethane	R-152a
Cyclohexane		1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea
N-octane		1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa
Benzene		1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea
Methane	R-50	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)		Octafluorocyclobutane	RC-318
Chlorodifluoromethane	R-22	1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123	Siloxanes	
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	Hexamethyldisiloxane	MM
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	Octamethyltrisiloxane	MDM
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	Tetradecamethylhexasiloxane	MD4M
Inorganics		Octamethylcyclotetrasiloxane	D4
Ammonia	R-717	Decamethylcyclopentasiloxane	D5
Water	R-718	Alcohols	
Carbon dioxide	R-744	Methanol	
Hydrogen		Ethanol	
Neon		Isopropanol	
Argon		Perfluorocarbons (PCFs)	
Helium		Hexafluoroethane	R-116
		Octafluoropropane	R-218

Inicialmente se busca identificar gráficamente la tendencia que puede presentarse, al relacionar la masa molar de las diferentes sustancias con la temperatura crítica, presión crítica y volumen crítico.

Para este efecto se construyeron una serie de gráficas por familias, en las cuales se presenta en el eje horizontal los fluidos de trabajo, en el eje vertical izquierdo la masa molar y en el eje vertical derecho uno de los valores en el punto crítico

(temperatura, presión o volumen), además, se incluye el agua para compararla con los fluidos de cada familia seleccionados. Debido a que el agua es el fluido más utilizado en la actualidad para la generación de energía en ciclos térmicos de potencia, inclusive se presentan algunos casos en los cuales se utiliza el estado supercrítico del agua para la generación (Salazar-Pereyra, Lugo-Leyte, Zamora-Mata, Ruiz-Ramírez, & González-Oropeza., 2011). También se construyen las gráficas de masa molar (eje horizontal) contra temperatura crítica, presión crítica y volumen crítico (eje vertical). Además se grafican las campanas de cada uno de los fluidos, incluida el agua en todas las familias y se calcula el área bajo la campana utilizando la siguiente relación:

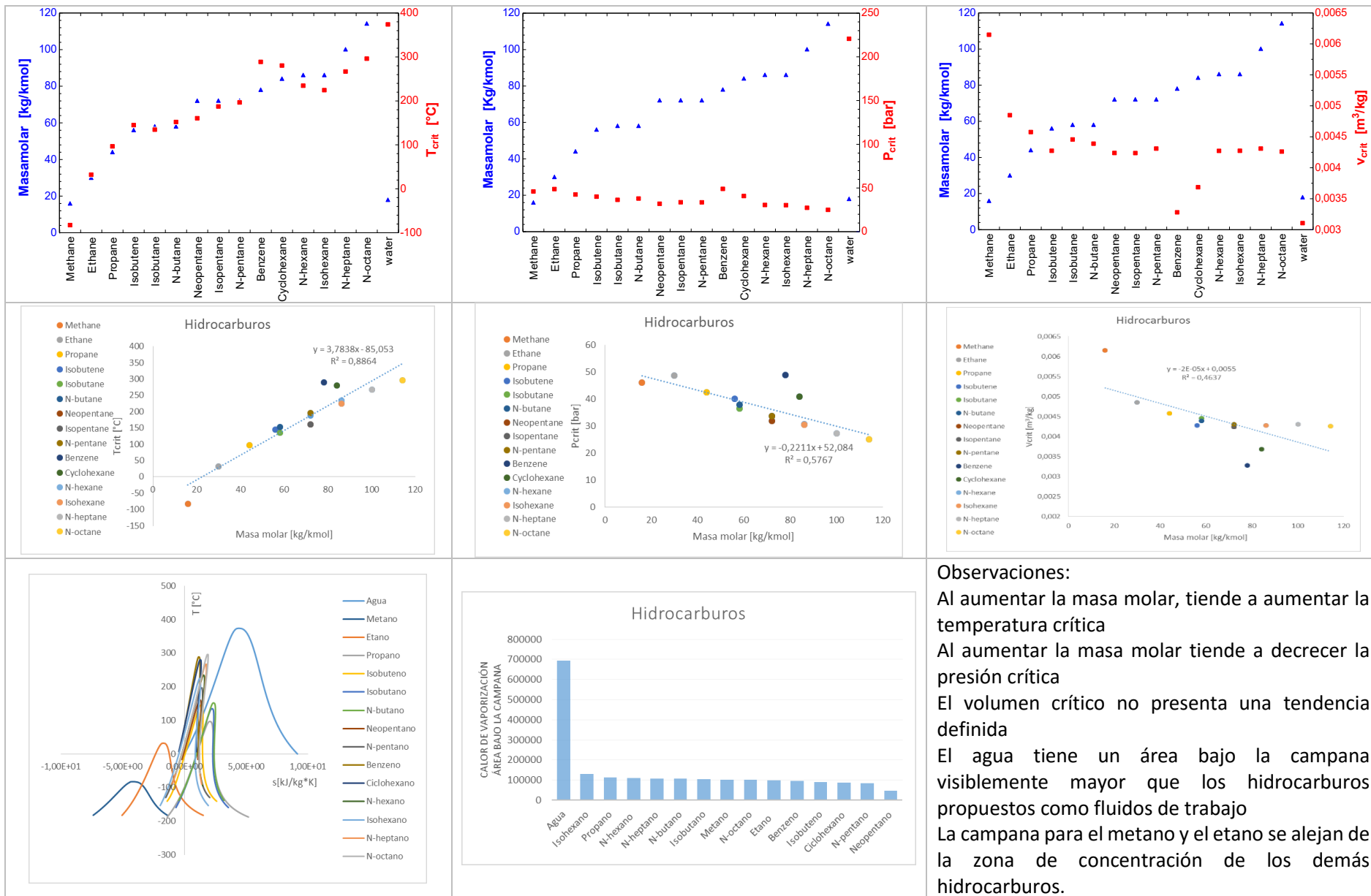
$$\Delta q = T\Delta s = h_{fg} \quad (1)$$

Luego mediante un diagrama de barras se gráfica el valor obtenido para cada fluidos propuesto. En cada una de las siguientes tablas se realizan las gráficas de:

- a) Masa molar de los fluidos y temperatura critica.
- b) Masa molar de los fluidos y presión critica.
- c) Masa molar de los fluidos y volumen crítico.
- d) Temperatura critica vs. Masa Molar.
- e) Presión critica vs Masa molar.
- f) Volumen critico vs Masa Molar.
- g) Curvas de saturación en un diagrama T- s para cada fluido de la familia.
- h) Estimación de la energía de vaporización para cada uno de los fluidos.
- i) Cuadro de observaciones y comentarios.

La nomenclatura de las gráficas en la tabla comienza desde la letra “a” de izquierda a derecha, y continua en orden alfabético en la fila inferior siguiendo la misma secuencia. Esto mismo es aplicable para todas aquellas tablas con análoga estructura.

Tabla 3. Familia de Hidrocarburos.



Observaciones:

Al aumentar la masa molar, tiende a aumentar la temperatura crítica

Al aumentar la masa molar tiende a decrecer la presión crítica

El volumen crítico no presenta una tendencia definida

El agua tiene un área bajo la campana visiblemente mayor que los hidrocarburos propuestos como fluidos de trabajo

La campana para el metano y el etano se alejan de la zona de concentración de los demás hidrocarburos.

Tabla 4. Familia CFC.

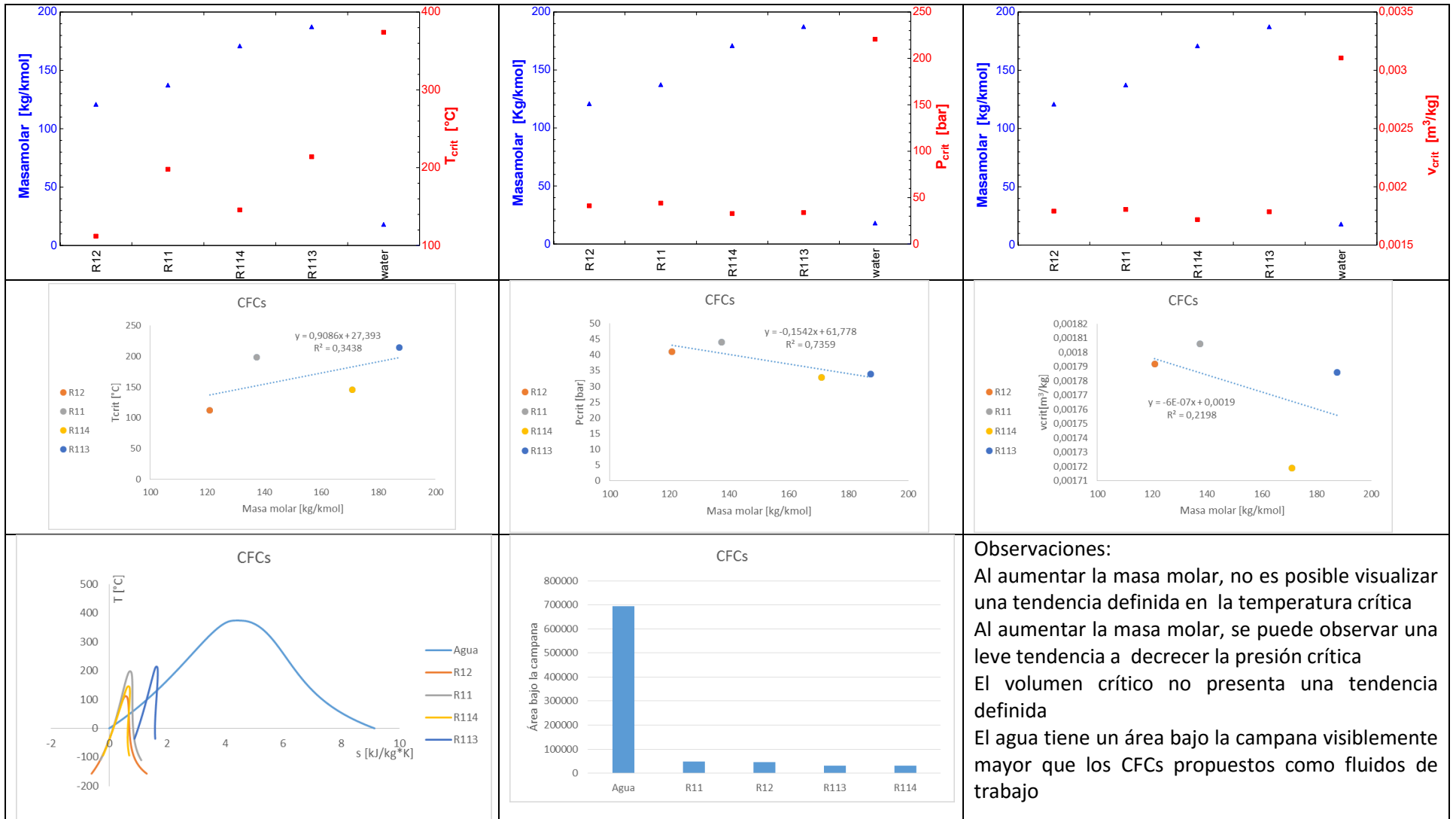
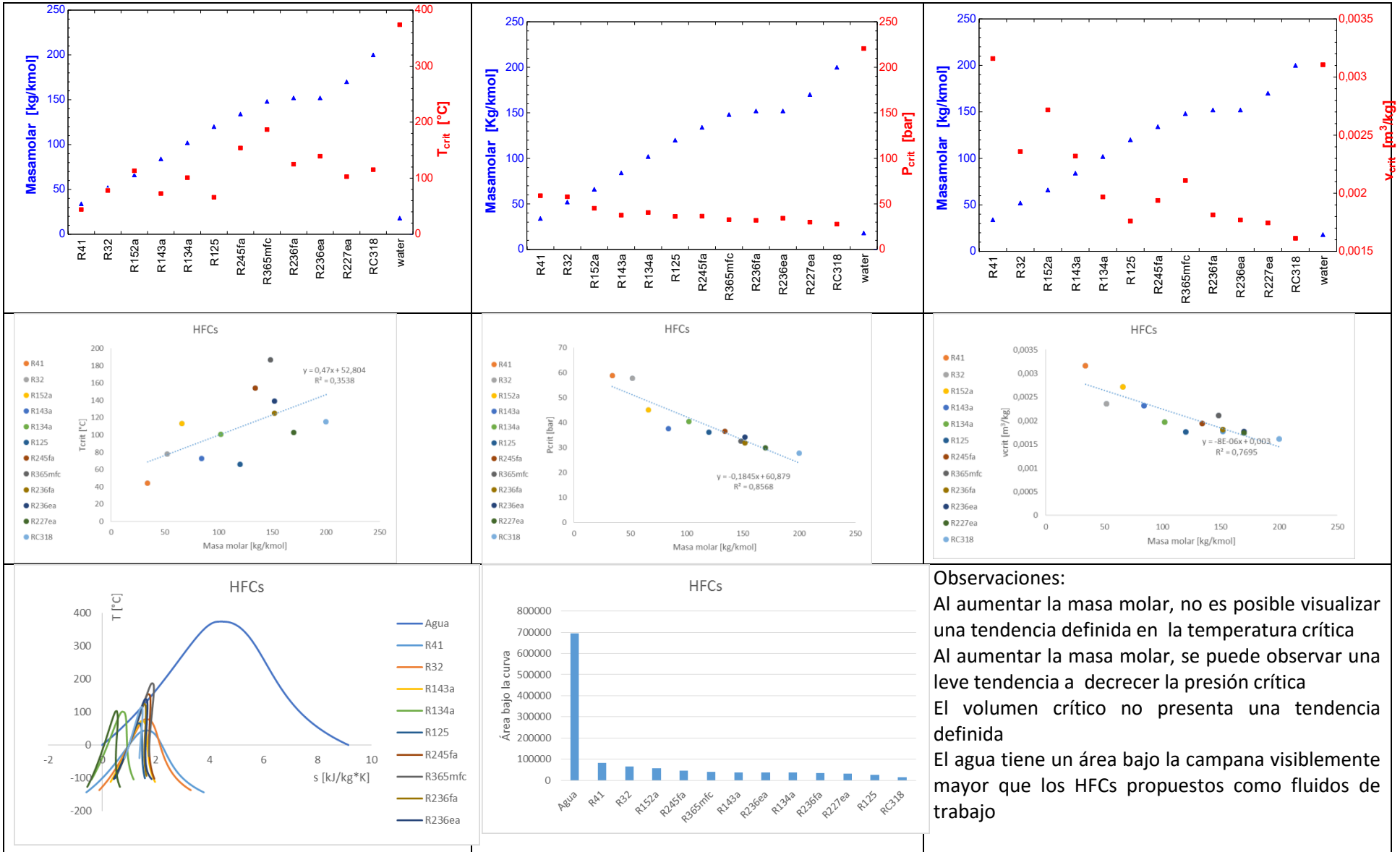
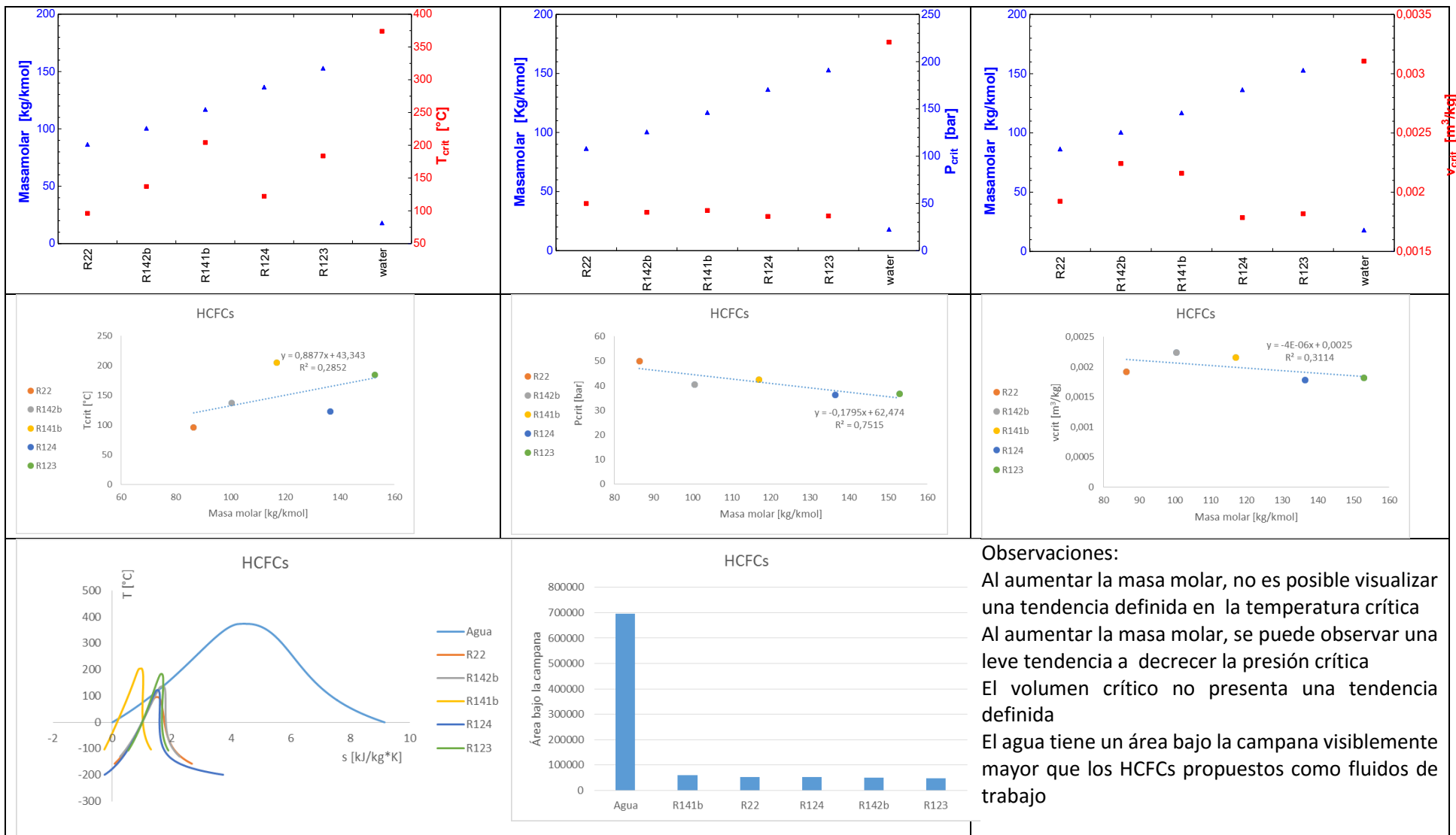


Tabla 5. Familia HFC



Observaciones:
 Al aumentar la masa molar, no es posible visualizar una tendencia definida en la temperatura crítica
 Al aumentar la masa molar, se puede observar una leve tendencia a decrecer la presión crítica
 El volumen crítico no presenta una tendencia definida
 El agua tiene un área bajo la campana visiblemente mayor que los HFCs propuestos como fluidos de trabajo

Tabla 6. Familia HCFC.



Observaciones:
 Al aumentar la masa molar, no es posible visualizar una tendencia definida en la temperatura crítica
 Al aumentar la masa molar, se puede observar una leve tendencia a decrecer la presión crítica
 El volumen crítico no presenta una tendencia definida
 El agua tiene un área bajo la campana visiblemente mayor que los HCFCs propuestos como fluidos de trabajo

Tabla 7. Familia Siloxanos.

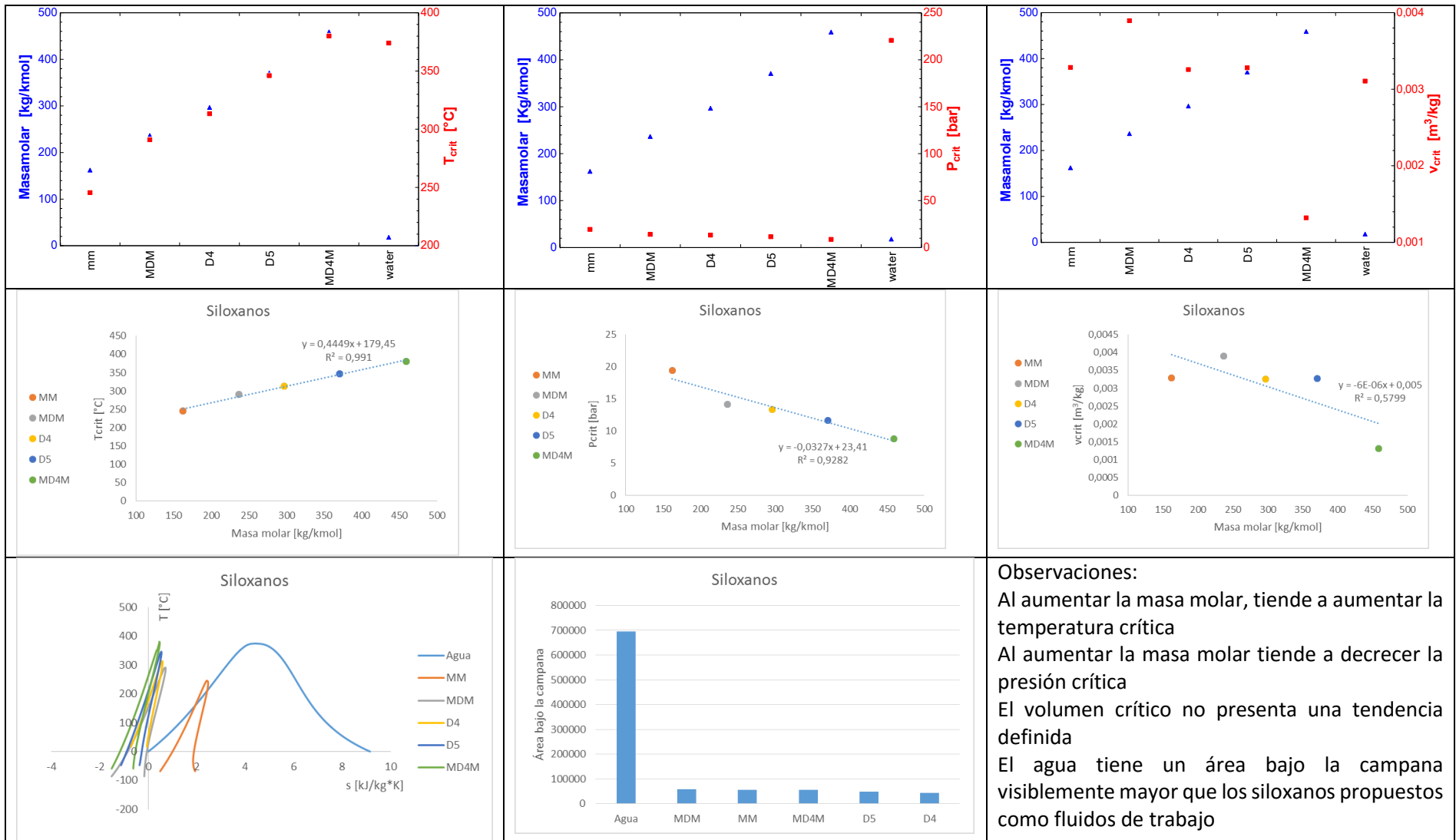


Tabla 8. Familia Alcoholes.

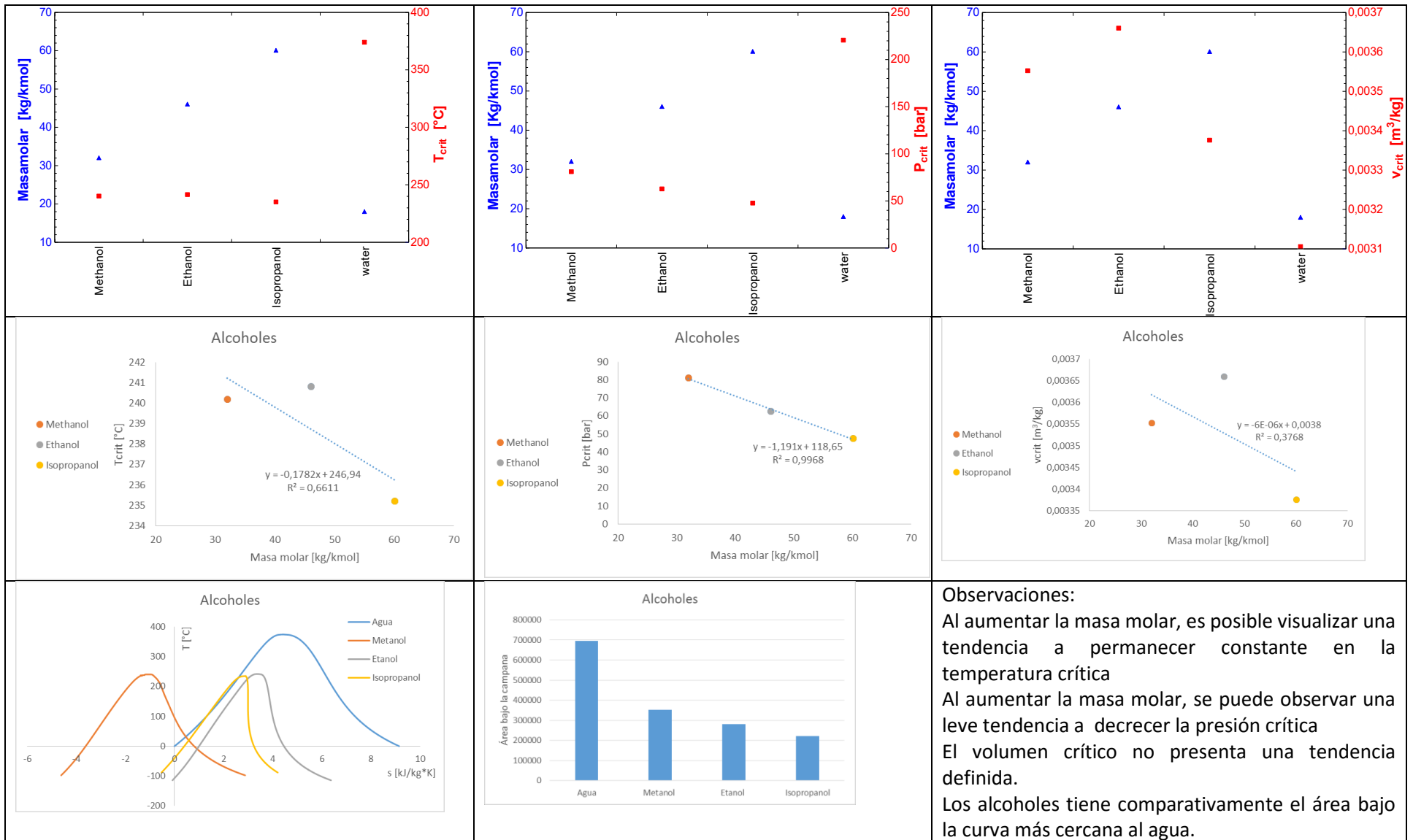


Tabla 9. Fluidos Inorgánicos.

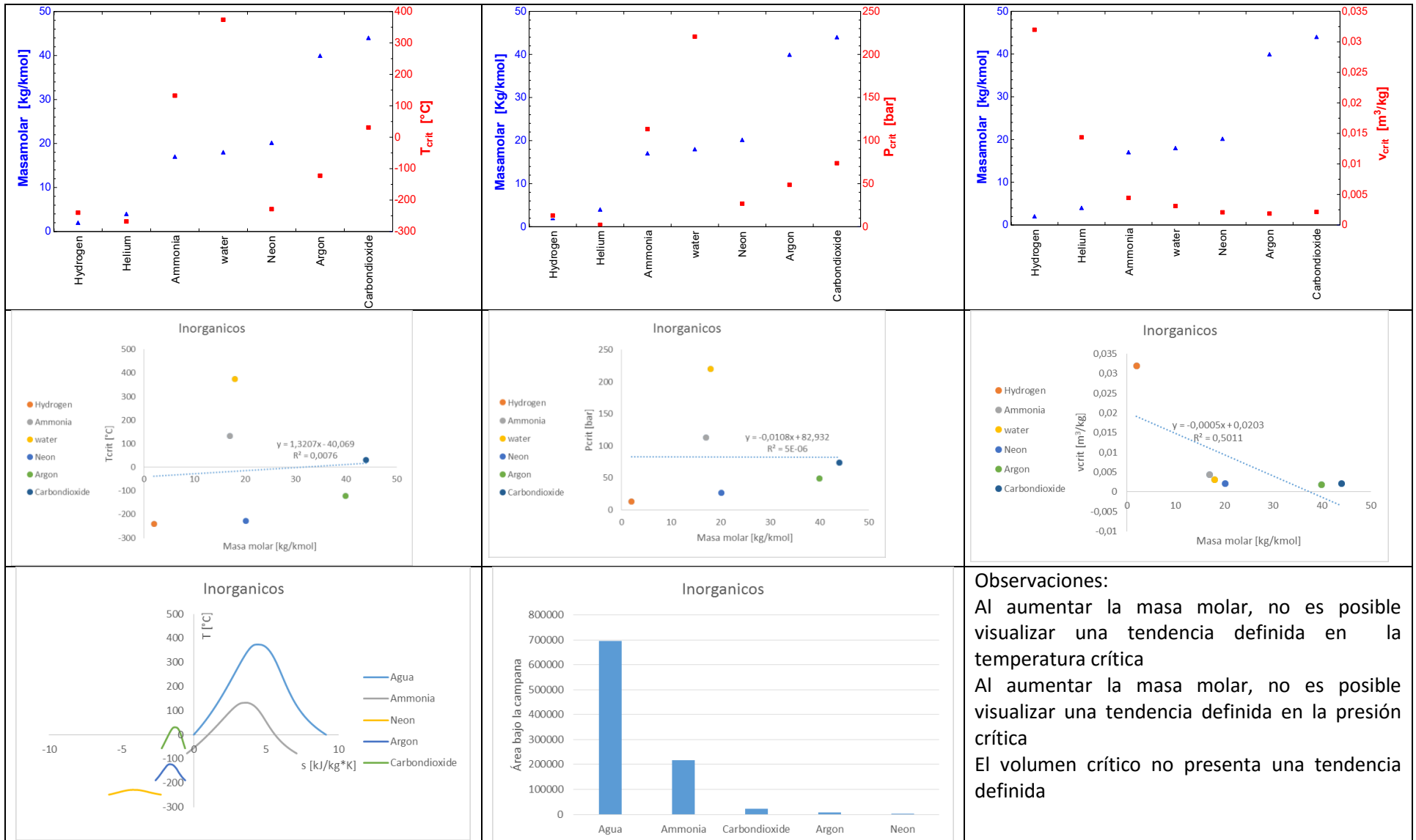
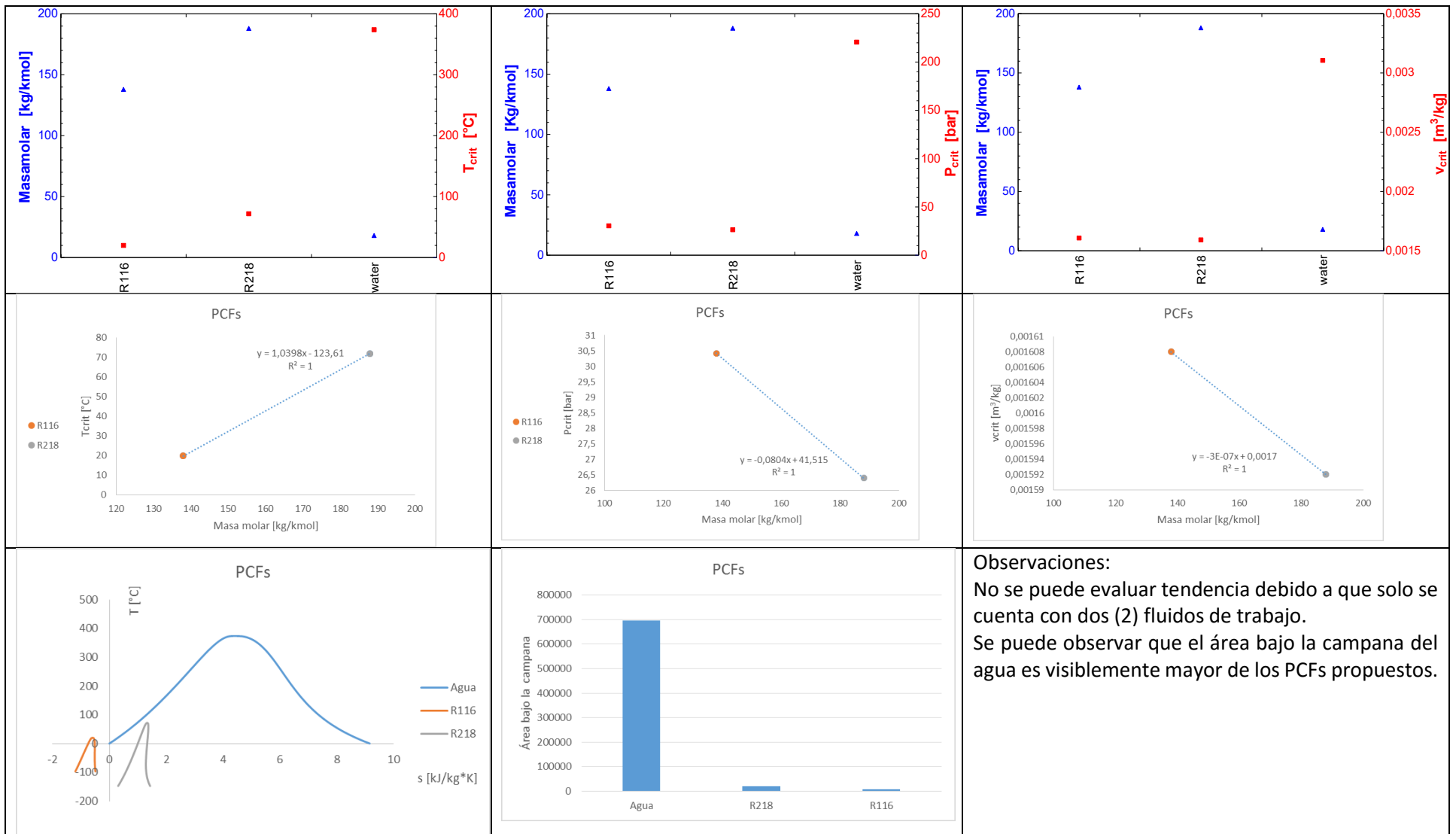


Tabla 10. Familia PCF.



Por lo tanto, se pueden evaluar dos (2) comportamientos opuestos, el agua tiene una baja masa molecular, pero presenta una temperatura crítica alta, permitiendo absorber grandes cantidades de energía en forma de calor antes de evidenciar un cambio de fase, lo cual sugiere fuentes térmicas de altas temperaturas y gran contenido energético para su aprovechamiento.

Por otro lado, se encuentran los fluidos orgánicos, con valor de masa molecular mayor o igual que el agua, pero temperaturas críticas más bajas, que implica el posible aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura y menor contenido de energía.

Los fluidos orgánicos al tener una alta masa molecular presentan una ventaja funcional, debido a que se reduce el deterioro en las partes de la turbina comparados con el agua.

Cuando se emplean los fluidos orgánicos, las temperaturas necesarias para la correcta operación del ciclo son inferiores a las del agua, esto debido a sus bajos puntos de ebullición.

En las gráficas se puede observar una tendencia común a una gran parte de los fluidos, al aumentar la masa molar disminuye la presión crítica. Excepto para el agua que comparada con los demás fluidos en cada familia presenta una masa molar baja y una presión crítica alta.

Después de realizar un análisis similar para el volumen crítico, no es posible encontrar ninguna tendencia en los valores encontrados.

Para los fluidos orgánicos, la diferencia entre la entropía de líquido saturado y vapor saturado es inferior que para el caso del agua, por esta razón, la entalpía de vaporización para estos fluidos será menor que la del agua; debido a lo anterior, con el fin de lograr iguales valores de calor en el evaporador, es necesario incrementar el flujo másico de fluido orgánico respecto al flujo si se empleara agua como fluido de trabajo; lo que conlleva a un incremento en el consumo del sistema de bombeo

Además, en las turbinas de vapor es común encontrar más de una etapa de expansión, esto debido a la alta caída de presión y al gran cambio de entalpía en el agua. Para el caso de los fluidos orgánicos, como la caída de presión no es tan elevada, ni el cambio de entalpía es tan drástico, no resulta necesaria emplear varias etapas para este proceso, lo que se traduce en costos de inversión, operación y mantenimiento.

Presión de enfriamiento

Se considera que los equipos deben operar en todos los puntos del proceso por encima de la presión atmosférica, con el fin de evitar problemas de filtración de aire húmedo en las tuberías, los problemas asociados a la humedad y pérdidas de energía que se podrían presentar.

Se construyen las gráficas de la Tabla 11 y se considera la presión de saturación, de la lista de fluidos propuesta, a la temperatura de enfriamiento, debido a que en este punto se encuentra la presión más baja del ciclo de trabajo, luego se evalúa que dicha presión se encuentre por encima de la presión atmosférica a nivel del mar.

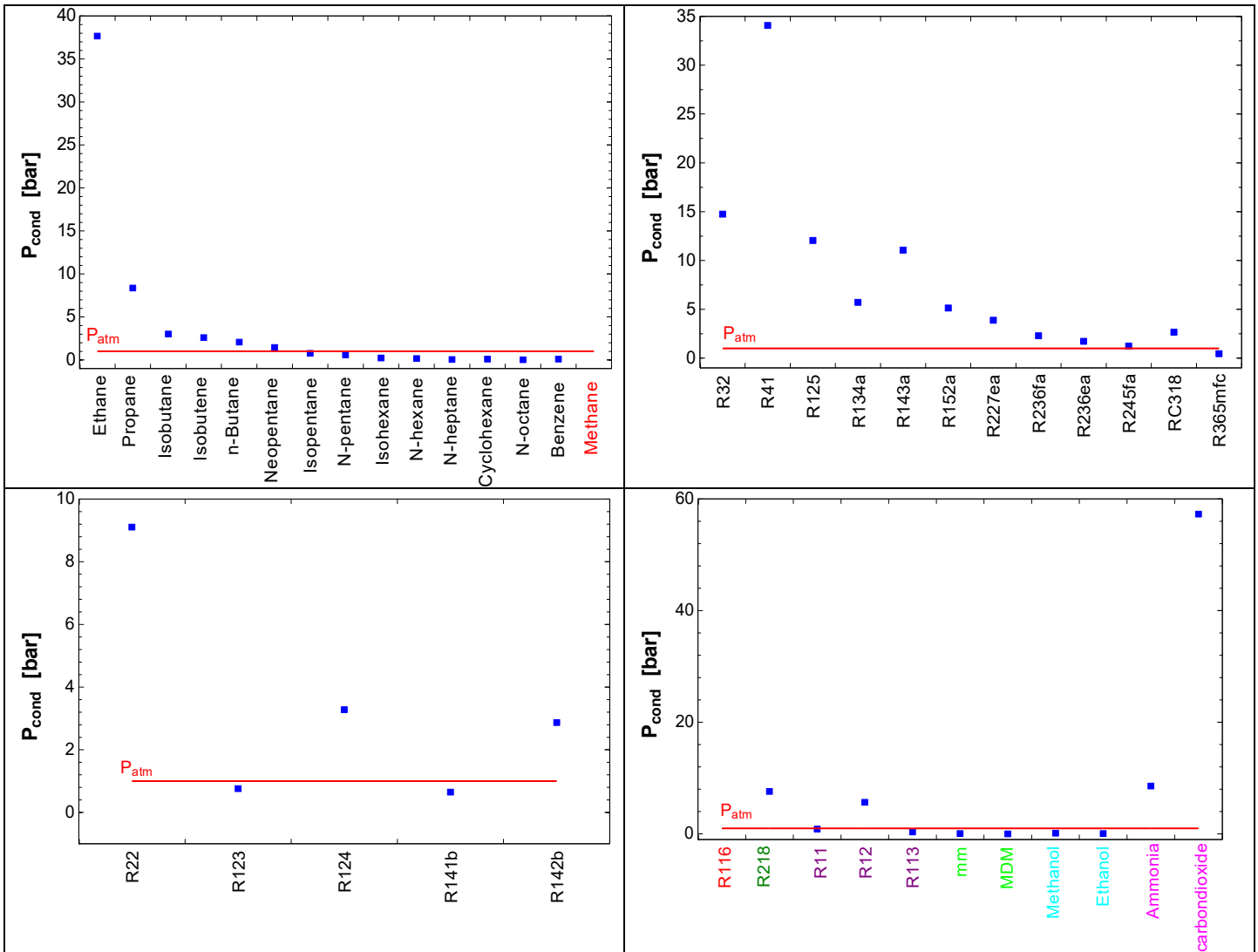
Para los hidrocarburos se puede observar que el etano, propano, isobutano, n-butano y neo pentano tienen una presión de saturación mayor a la atmosférica para una temperatura de 20°C, además el metano es una particularidad en este grupo de fluidos de trabajo debido a que para las condiciones mencionadas se encuentra por encima de su punto crítico, por lo tanto, se considera como un fluido de trabajo a tener en cuenta pero para un ciclo de trabajo que no requiera de cambio de fase en su funcionamiento, como el SBC. Los demás hidrocarburos se descartan de esta selección.

En la siguiente gráfica para los fluidos agrupados (PCFs, CFCs, siloxanos, alcoholes e inorgánicos) se puede observar que el R218, R12, amoníaco y el CO₂, para la temperatura de enfriamiento 20°C, se encuentran por encima de la presión atmosférica, para el R116 la temperatura propuesta de enfriamiento se encuentra por encima de su temperatura crítica, por lo tanto, no se presenta cambio de fase en el fluido durante el ciclo de trabajo propuesto, así se puede considerar para el SBC. Los demás fluidos de trabajo se pueden descartar de esta selección.

Para los HFCs, se puede observar que por debajo de la presión atmosférica para la temperatura de enfriamiento propuesta, se encuentra el R365mfc, por lo tanto este fluido de trabajo se descarta de la selección y se siguen considerando los demás fluidos propuestos.

Para los HCFCs se puede observar que el R22, R124 y R124b, tienen presiones de saturación para los 20°C por encima de la presión atmosférica, los demás fluidos propuestos R123 y R141b se descartan de esta selección.

Tabla 11. Gráficas de Presión de enfriamiento.



Resumiendo los resultados encontrados a partir de la Tabla 11, para la selección de los fluidos de trabajo al considerar la presión de enfriamiento, se tiene:

Tabla 12. Tabla de preclasificación de fluidos según presión de enfriamiento.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Enfriamiento		Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Enfriamiento	
		OK	N/A			OK	N/A
Hydrocarbons (HCs)				Chlorofluorocarbons (CFCs)			
Ethane	R-170	X		Trichlorofluoromethane	R-11		X
Propane	R-290	X		Dichlorodifluoromethane	R-12	X	
Isobutane	R-600a	X		Trichlorotrifluoroethane	R-113		X
Isobutene		X		Hydrofluorocarbons (HFCs)			

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Enfriamiento		Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Enfriamiento	
		OK	N/A			OK	N/A
N-butane	R-600	X		Difluoromethane	R-32	X	
Neopentane	R-601b	X		Fluoromethane	R-41	X	
Isopentane	R-601a		X	Pentafluoroethane	R-125	X	
N-pentane	R-601		X	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	X	
Isohexane			X	1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	X	
N-hexane			X	1,1-Difluoroethane	R-152a	X	
N-heptane			X	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	X	
Cyclohexane			X	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	X	
N-octane			X	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	X	
Benzene			X	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	X	
Methane	R-50	X		Octafluorocyclobutane	RC-318	X	
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)				1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc		X
Chlorodifluoromethane	R-22	X		Siloxanes			
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123		X	Hexamethyldisiloxane	MM		X
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	X		Octamethyltrisiloxane	MDM		X
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b		X	Alcohols			
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	X		Methanol			X
Inorganics				Ethanol			X
Ammonia	R-717	X		Perfluorocarbons (PCFs)			
Water	R-718		X	Hexafluoroethane	R-116	X	
Carbon dioxide	R-744	X		Octafluoropropane	R-218	X	

Desde el punto de vista ambiental, para mitigar el calentamiento global se considera importante evaluar tres (3) aspectos, Ozone Depletion Potential (ODP), Global Warming Potential (GWP) y Atmospheric Lifetime (ALT) que permiten cuantificar el impacto potencial que pueden tener los fluidos de trabajo sobre el medio ambiente. Los valores para cada fluido se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13. Tabla de impacto ambiental de los fluidos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Impacto ambiental		
		GWP	ODP	ALT
Hydrocarbons (HCs)				
Ethane	R-170	5,5	0	12
Propane	R-290	3,3	0	12
Isobutane	R-600a	3	0	12
Isobutene*		N/A		
N-butane	R-600	4	0	12
Neopentane*	R601b	20	0	N/A

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Impacto ambiental		
		GWP	ODP	ALT
Methane	R-50	25	0	12
Perfluorocarbons (PCFs)				
Hexafluoroethane	R-116	12200	0	10000
Octafluoropropane	R-218	8830	0	2600
Chlorofluorocarbons (CFCs)				
Dichlorodifluoromethane	R-12	10900	1	100
Hydrofluorocarbons (HFCs)				
Difluoromethane	R-32	675	0	4,9
Fluoromethane	R-41	92	0	2,4
Pentafluoroethane	R-125	3500	0	29
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	1430	0	14
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	4470	0	52
1,1-Difluoroethane	R-152a	124	0	1,4
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	3220	0	42
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	9810	0	240
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	1410	0	11
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	1030	0	7,6
Octafluorocyclobutane	RC-318	10250	0	3200
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)				
Chlorodifluoromethane	R-22	1810	0,055	12
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	619	0,02	5,8
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	2310	0,07	17,9
Inorganics				
Ammonia	R-717	0	0	0
Carbon dioxide	R-744	1	0	30-95

Global Warming Potential (GWP)

Debido al gran impacto que tiene el dióxido de carbono en el calentamiento global, se establece un parámetro comparativo para medir otras sustancias, llamado Potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés), el cual se define como la relación entre la capacidad de generar calentamiento global que produce 1kg de una sustancia respecto a 1kg de dióxido de carbono en un periodo de tiempo de 100 años. Pero se debe aclarar que las sustancias que tiene un potencial de calentamiento global mayor que el dióxido de carbono se encuentran en menor proporción en la atmosfera por lo tanto su impacto es menos notorio. (Xinxin, Maogang, & Jingfu, 2014)

Ozone Deflection Potential (OPD)

Se define como la relación del impacto de una sustancia sobre la degradación de la capa de ozono en la atmosfera, comparado con una masa similar de CFC-11 (R-11). (Xinxin, Maogang, & Jingfu, 2014)

Atmospheric Lifetime (ALT)

Intenta medir el tiempo de vida que tiene una sustancia en la atmosfera, además de medir el tiempo que tarda en restablecer el equilibrio de una sustancia presente en la atmosfera después de registrarse un aumento o descenso en su concentración (Jacob, 1999)

Además se deben considerar algunos factores recomendados según la ASHRAE estándar 34, como son la inflamabilidad y toxicidad del fluido clasificados como se muestra en la Figura 1 (Xinxin, Maogang, & Jingfu, 2014):

Figura 1. Clasificación ASHRAE según estandar número 34.

	Lower toxicity	Higher toxicity
Higher flammability	A3	B3
Lower flammability	A2	B2
No flame propagation	A1	B1

Tabla 14. Tabla clasificación de seguridad de los fluidos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	ASHRAE 34 safety group	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	ASHRAE 34 safety group
Hydrocarbons (HCs)			Hydrofluorocarbons (HFCs)		
Ethane	R-170	A3	Difluoromethane	R-32	A2
Propane	R-290	A3	Fluoromethane	R-41	A1
Isobutane	R-600a	N/A	Pentafluoroethane	R-125	A1
Isobutene*		N/A	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	A1
N-butane	R-600	A3	1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	A2
Neopentane*	R601b	N/A	1,1-Difluoroethane	R-152a	A2
Methane	R-50	A3	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	A1
Chlorofluorocarbons (CFCs)			1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	A1
Dichlorodifluoromethane	R-12	A1	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	A1
Perfluorocarbons (PCFs)			1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	B1
Hexafluoroethane	R-116	A1	Octafluorocyclobutane	RC-318	A1
Octafluoropropane	R-218	A1	Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)		

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	ASHRAE 34 safety group	Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	ASHRAE 34 safety group
Inorganics			Chlorodifluoromethane	R-22	A1
Ammonia	R-717	B2Lr	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	A1
Carbon dioxide	R-744	N/A	1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	A2

La tabla de seguridad se utiliza para tener en cuenta el manejo que se le debe dar al fluido en el momento de tener contacto con lubricantes y otros fluidos auxiliares necesarios para el funcionamiento del ciclo, o para advertir de los cuidados en su manipulación y almacenamiento.

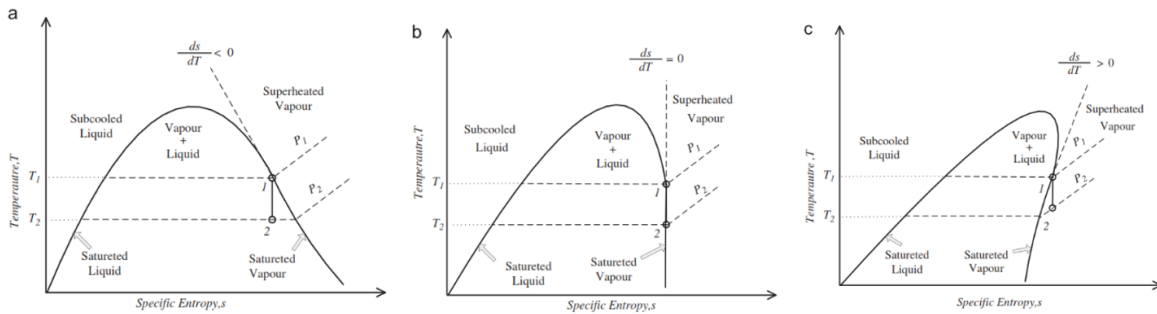
Considerando como criterio de selección los parámetros dados por el R134a, debido a que es un refrigerante que se encuentra actualmente aceptado por las autoridades ambientales, pero bajo advertencia de ser retirado en los próximos años, se consideran los fluidos de trabajo de la Tabla 15, como los más indicados para realizar un estudio detallado de su comportamiento en los ciclos de potencia propuestos.

Tabla 15. Selección de fluidos a estudiar con el ciclo recomendado.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa
Hydrocarbons (HCs)	
Ethane	R-170
Propane	R-290
Isobutane	R-600a
N-butane	R-600
Methane	R-50
Hydrofluorocarbons (HFCs)	
Difluoromethane	R-32
Fluoromethane	R-41
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)	
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124
Inorganics	
Ammonia	R-717
Carbon dioxide	R-744

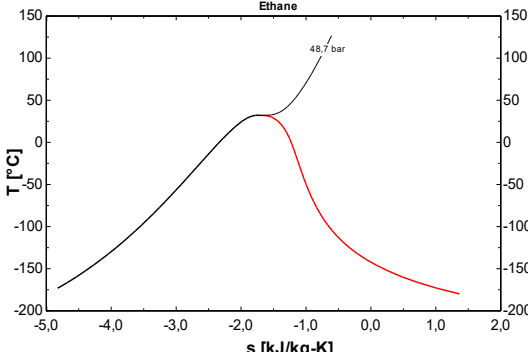
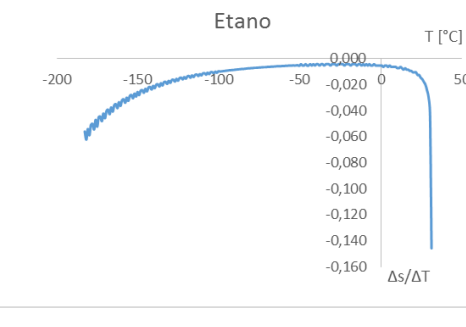
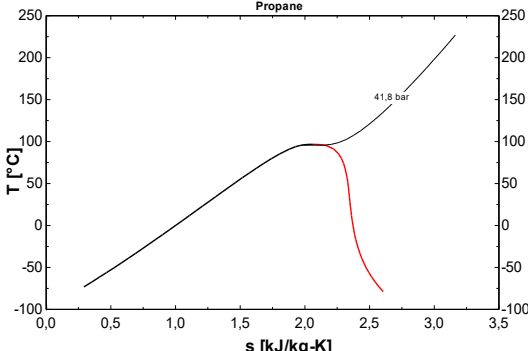
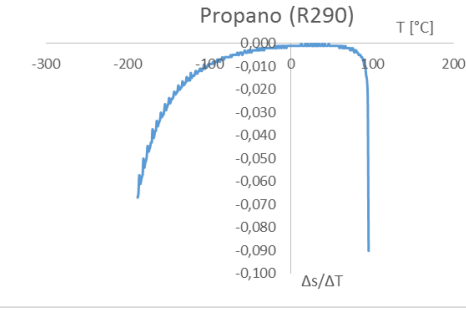
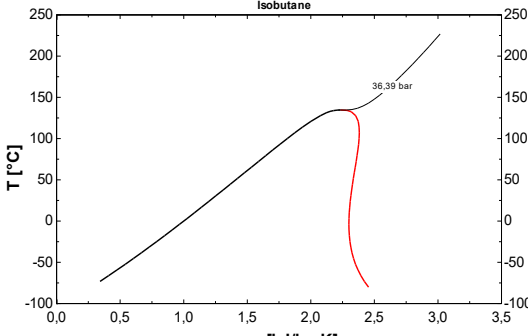
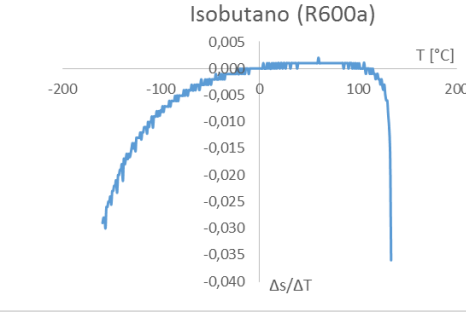
Estudios previos [(Hung TC S. T., 1997), (Badr O, 1985), (Chen H G. D., 2010)] sugieren clasificarlos, de acuerdo a la variación de la entropía en función de la temperatura (ds/dT) evaluada en la línea de vapor saturado para el diagrama T-s del fluido a estudiar. De acuerdo a esta variación se consideran tres (3) tipos de fluidos: húmedos (wet), con valores de relación (ds/dT) negativa; secos (dry), con valores de relación positiva e isentrópicos (isentropic), con valores de relación cero; como se ilustra en la Figura 2.

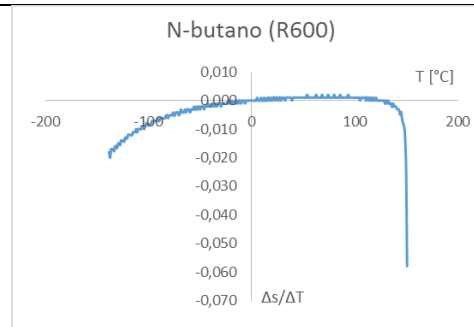
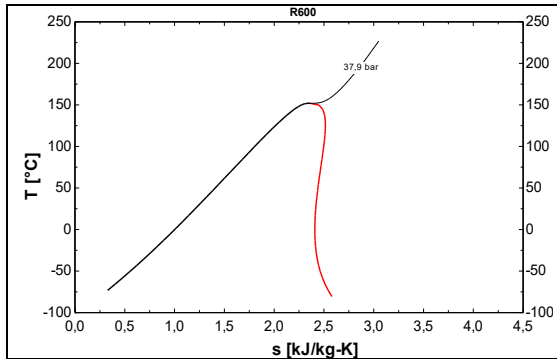
Figura 2. Diagrama T-s para (a) húmedo, (b) isentrópico y (c) seco. (Badr O, 1985)



Para realizar una clasificación de los fluidos seleccionados para trabajar, según el tipo de fluido (húmedo, seco o isentrópico), se utiliza el software EES®, para obtener los diagramas T-s, además se grafica la relación $\Delta s/\Delta T$ para la curva de vapor saturado y luego se evalúan el comportamiento de esta relación en los intervalos de temperatura propuestos, como se pueden observar en la Tabla 16.

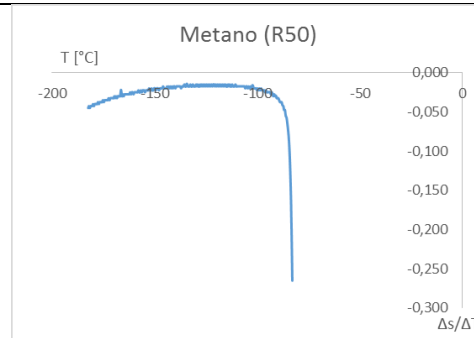
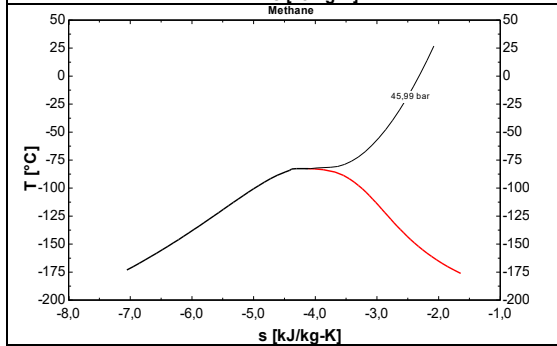
Tabla 16. Relación $\Delta s/\Delta T$ para fluidos seleccionados. a) Etano. b) Propano. c) Isobutano. d) N-Butano. e) Metano. f) R-32. g) R-41. h) R-134a. i) R-236ea. j) R-245fa. k) R-124. l) Amoniaco. m) CO2

		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el etano como un fluido humedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.</p>
		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el propano como un fluido humedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.</p>
		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ es positiva para el intervalo de temperatura aproximado entre 0°C y 100°C, por lo tanto, se puede clasificar el isobutano como un fluido seco (dry), para el rango de temperatura mencionado.</p>



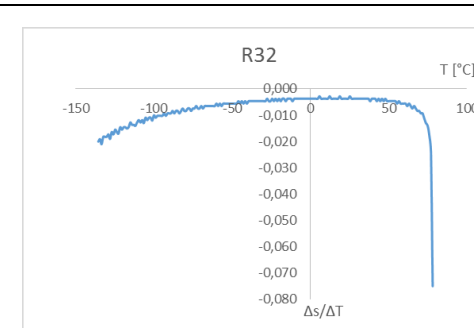
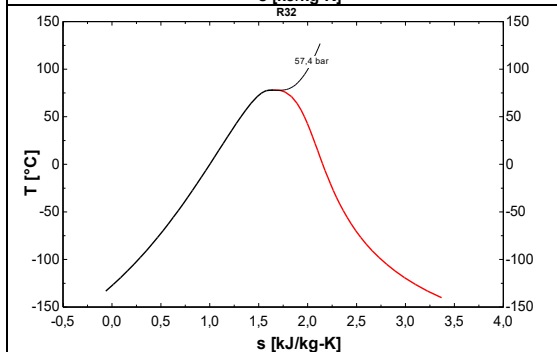
Observaciones:

La relación $\Delta s/\Delta T$ es positiva para el intervalo de temperatura aproximado entre 0°C y 120°C, por lo tanto, se puede clasificar el n-butano como un fluido seco (dry), para el rango de temperatura mencionado.



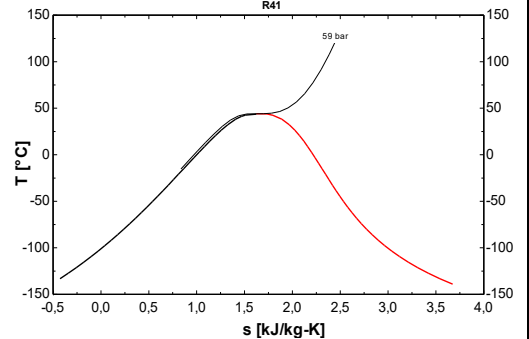
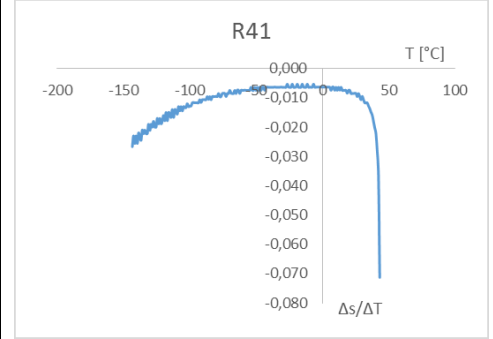
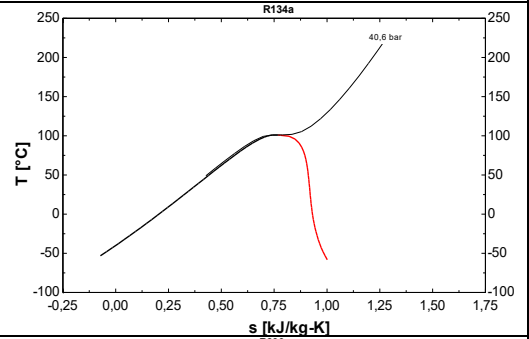
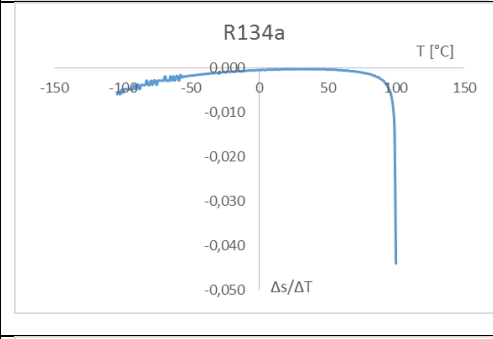
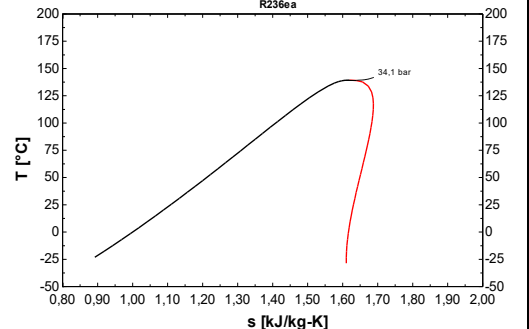
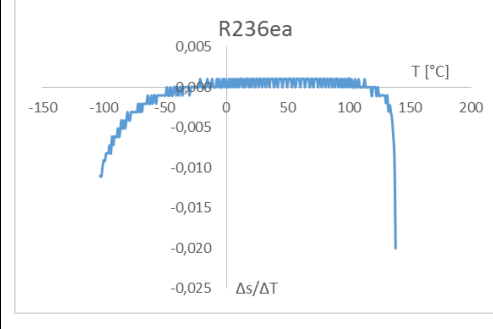
Observaciones:

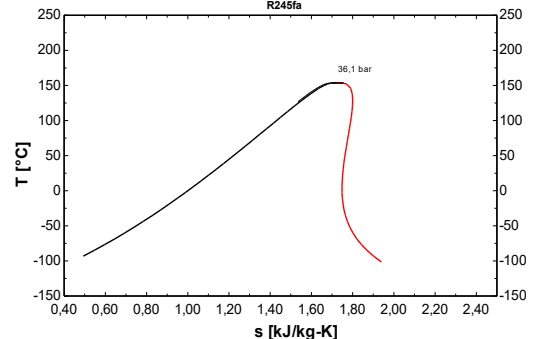
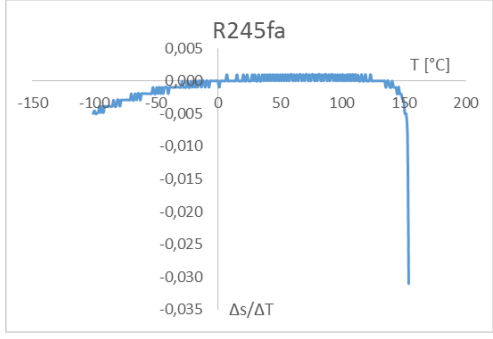
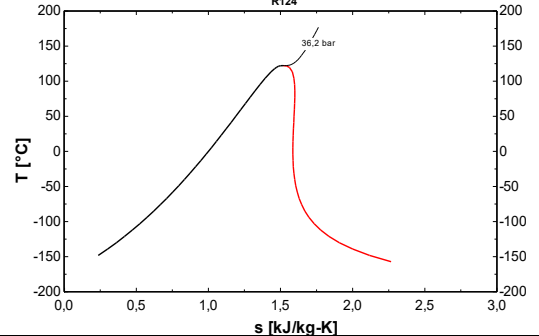
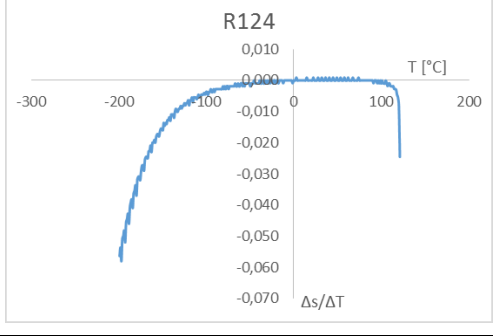
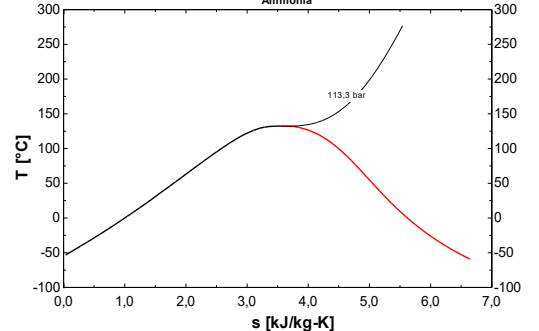
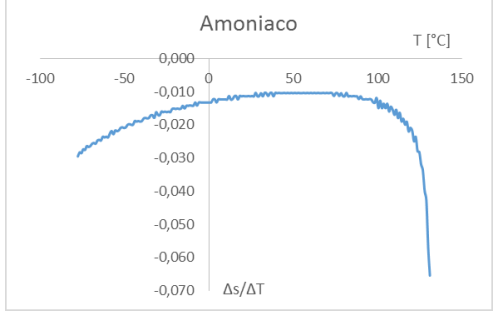
La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el metano como un fluido húmedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.

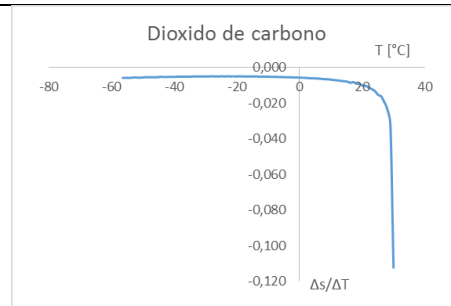
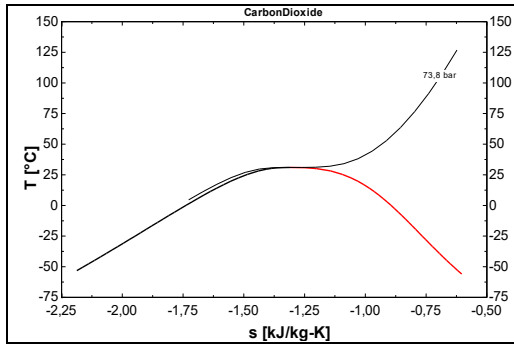


Observaciones:

La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el R32 como un fluido húmedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.

		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el R41 como un fluido humedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.</p>
		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el R134a como un fluido humedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.</p>
		<p>Observaciones: La relación $\Delta s/\Delta T$ permanece cercana a cero (0) para el intervalo de temperatura aproximado entre -20°C y 110°C, por lo tanto, se puede clasificar el R236ea como un fluido isentrópico, para el rango de temperatura mencionado.</p>

		<p>Observaciones:</p> <p>La relación $\Delta s/\Delta T$ permanece cercana a cero (0) para el intervalo de temperatura aproximado entre 5°C y 130°C, por lo tanto, se puede clasificar el R245fa como un fluido isentrópico, para el rango de temperatura mencionado.</p>
		<p>Observaciones:</p> <p>La relación $\Delta s/\Delta T$ es positiva para el intervalo de temperatura aproximado entre -10°C y 80°C, por lo tanto, se puede clasificar el R124 como un fluido seco (dry), para el rango de temperatura mencionado.</p>
		<p>Observaciones:</p> <p>La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el amoníaco como un fluido húmedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.</p>



Observaciones:

La relación $\Delta s/\Delta T$ es negativa para todo el intervalo de temperatura mostrado, por lo tanto, se puede clasificar el dióxido de carbono como un fluido húmedo (wet), para todo rango de temperatura propuesto.

En la Tabla 17 se pueden ver la clasificación de los fluidos de trabajo según la relación $\Delta s/\Delta T$ en la gráfica T-s,

Tabla 17. Clasificación según tipo de fluido.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Tipo de fluido
Hydrocarbons (HCs)		
Ethane	R-170	Humedo (wet)
Propane	R-290	Humedo (wet)
Isobutane	R-600a	Seco (dry)
N-butane	R-600	Seco (dry)
Methane	R-50	Humedo (wet)
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)		
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	Seco (dry)
Hydrofluorocarbons (HFCs)		
Difluoromethane	R-32	Humedo (wet)
Fluoromethane	R-41	Humedo (wet)
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	Humedo (wet)
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	Isentropico
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	Isentropico
Inorganics		
Ammonia	R-717	Humedo (wet)
Carbon dioxide	R-744	Humedo (wet)

Definir el tipo de fluido, permite considerar si durante el ciclo, se debe sobrecalentar para la entrada al dispositivo de expansión, lo cual influye en la selección de la fuente de energía térmica y las características de los equipos a utilizar, lo que conlleva a necesitar equipos con materiales más resistentes a la temperatura y a incrementar los costos de instalación del ciclo. (Hung TC, 2001)

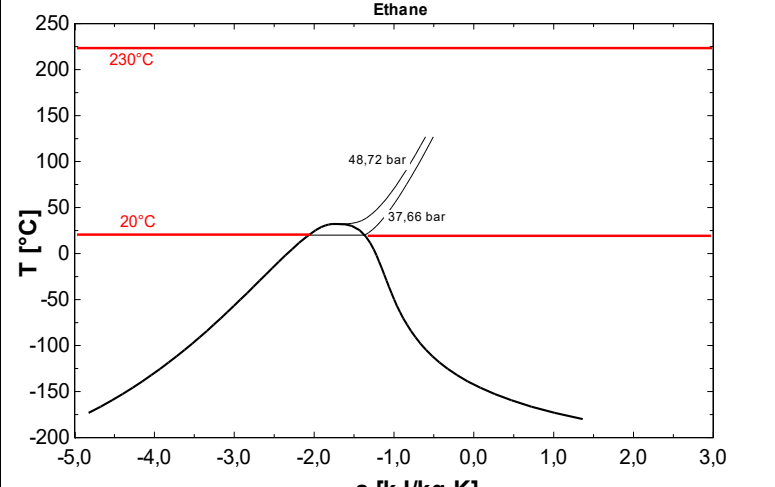
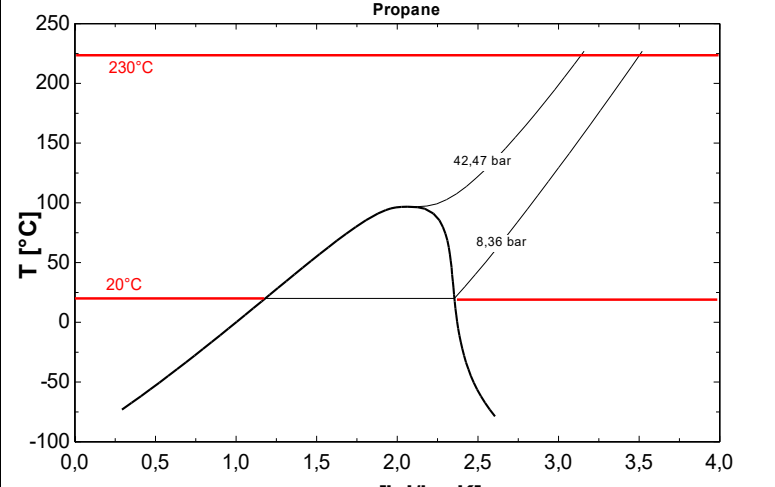
La importancia de definir los tipos de fluidos a trabajar, radica en las condiciones de entrada al dispositivo de expansión, debido a que, para los fluidos secos, se puede comenzar la expansión desde el estado de vapor saturado y salir del proceso de expansión como vapor sobrecalentado, evitando el problema de la condensación durante el proceso. Los fluidos isentrópicos por su parte mantiene las condiciones de entrada a la etapa de expansión, es decir, si en la entrada se tiene vapor saturado, se debe esperar en la salida, vapor saturado a una presión más baja. Para los fluidos húmedos se debe considerar la generación de condensados durante la etapa de expansión, según investigaciones realizadas, se recomienda mantener la

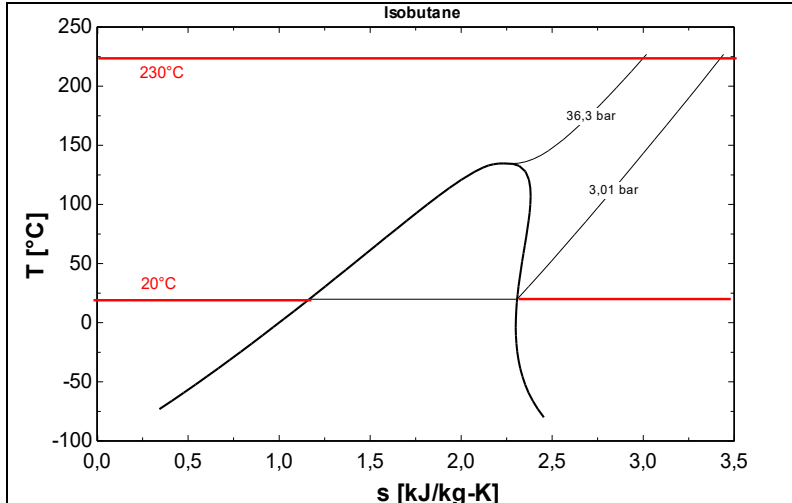
calidad a la salida por encima del 85%, para evitar deterioro excesivo del dispositivo de expansión (turbina). Por lo tanto, la entrada a la turbina de este tipo de fluido debe darse en un estado de sobrecalentamiento. (Desai & Bandyopadhyay, 2009). Las consideraciones mencionadas se deben tener en cuenta en el análisis termodinámico del ciclo a evaluar.

El hecho de no ser necesario el sobrecalentamiento para estos fluidos, y la falta de condensación en la expansión, se reduce el riesgo de corrosión en las aspas de las turbinas y se extiende el tiempo de vida útil de los equipos hasta en un 50 % respecto a los empleados con vapor. (Bundela & Chawla, 2010).

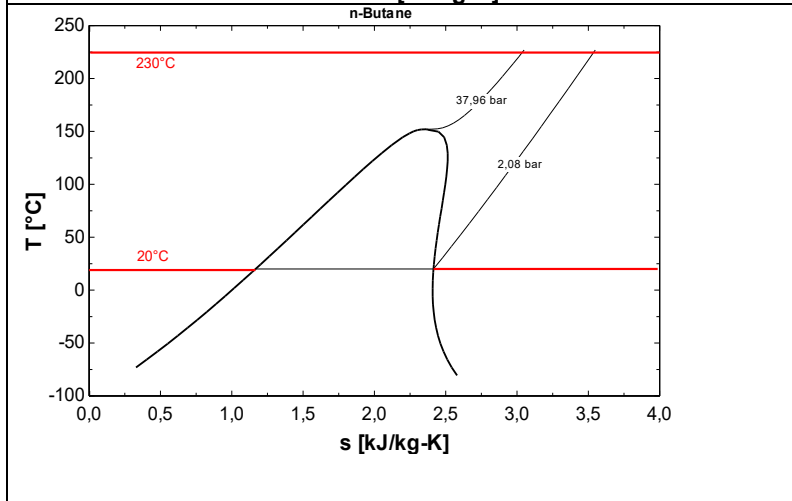
Para seleccionar los ciclos sugeridos a cada fluido se construyen las gráficas de la campana y el rango de temperatura de trabajo, entre 20°C y 230°C.

Tabla 18. Ciclos de potencia para los fluidos seleccionados.

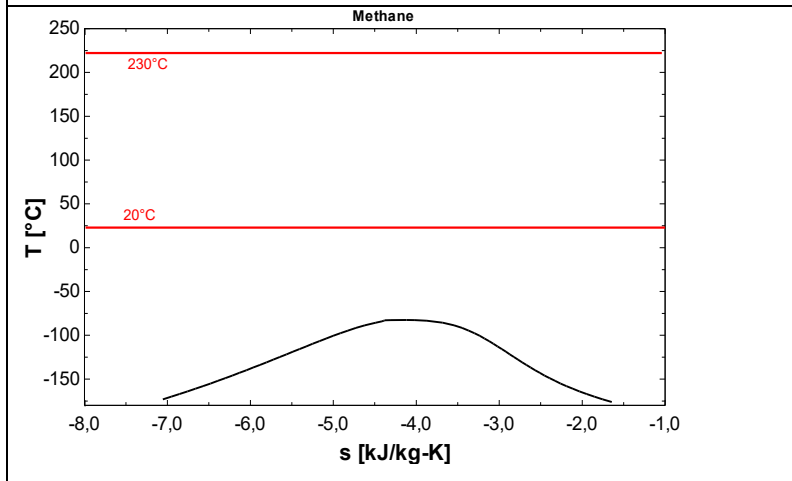
	<p>Observaciones:</p> <p>Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC) o ciclo Brayton supercrítico (SBC)</p> <p>Se descarta el ciclo Rankine orgánico (ORC), por la cercanía de las condiciones de enfriamiento al punto crítico</p>
	<p>Observaciones:</p> <p>Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).</p>



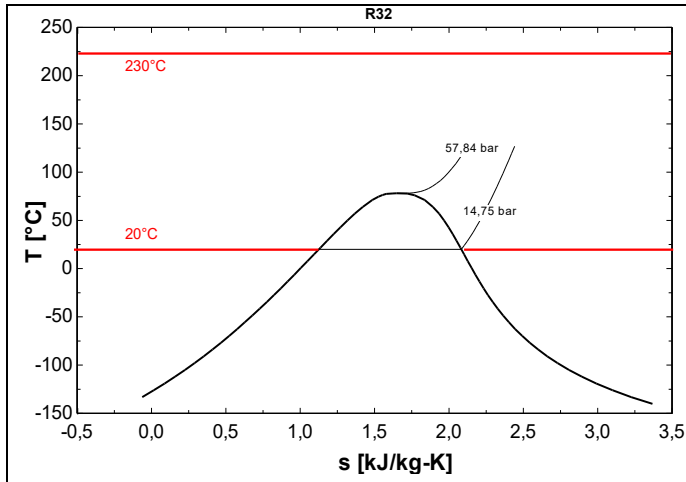
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).

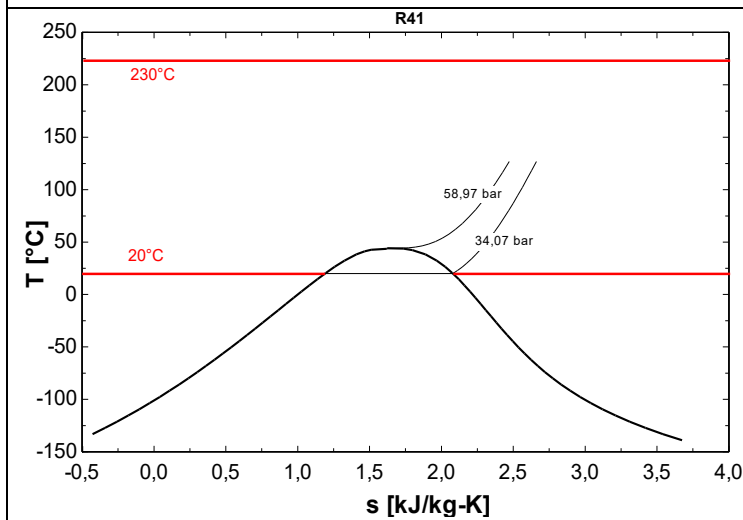


Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Brayton supercrítico (SBC)



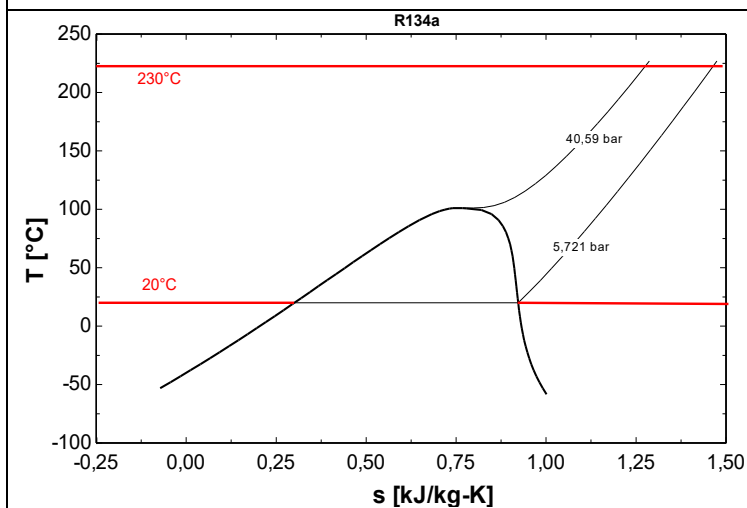
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC) o ciclo Brayton supercrítico (SBC)

 Se descarta el ciclo Rankine orgánico (ORC), por la cercanía de las condiciones de enfriamiento al punto crítico

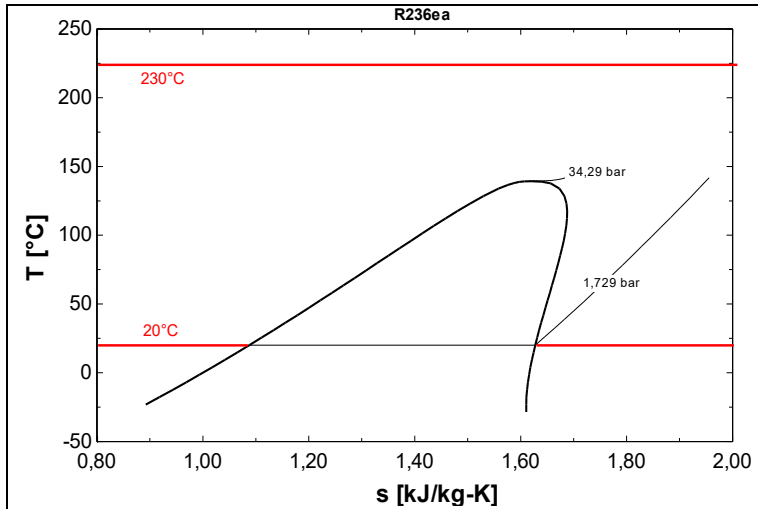


Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC) o ciclo Brayton supercrítico (SBC)

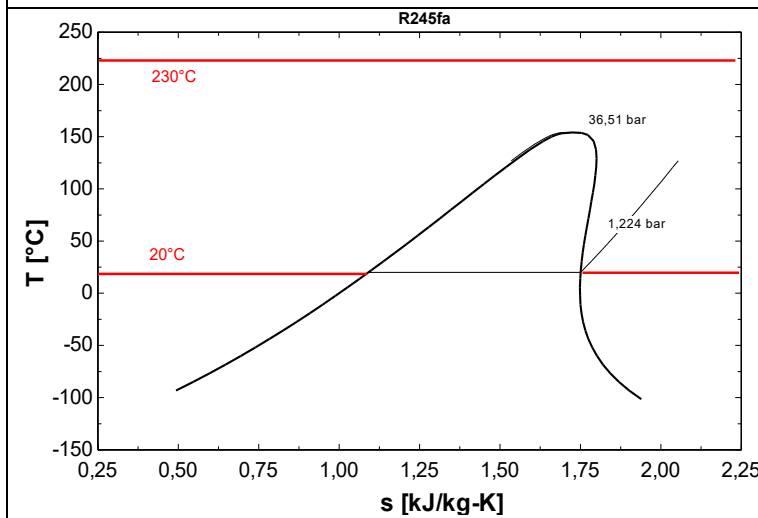
 Se descarta el ciclo Rankine orgánico (ORC), por la cercanía de las condiciones de enfriamiento al punto crítico



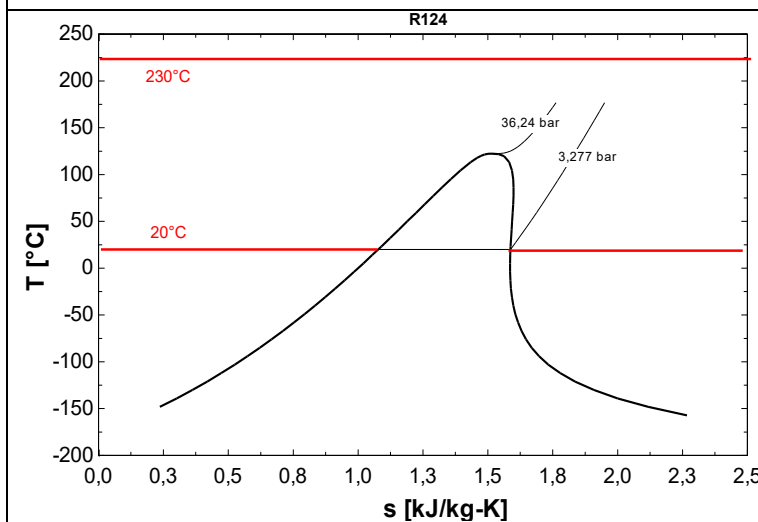
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



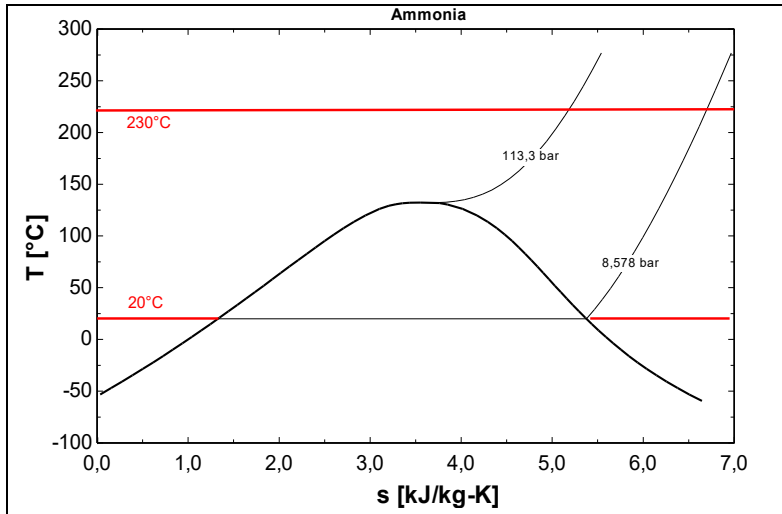
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



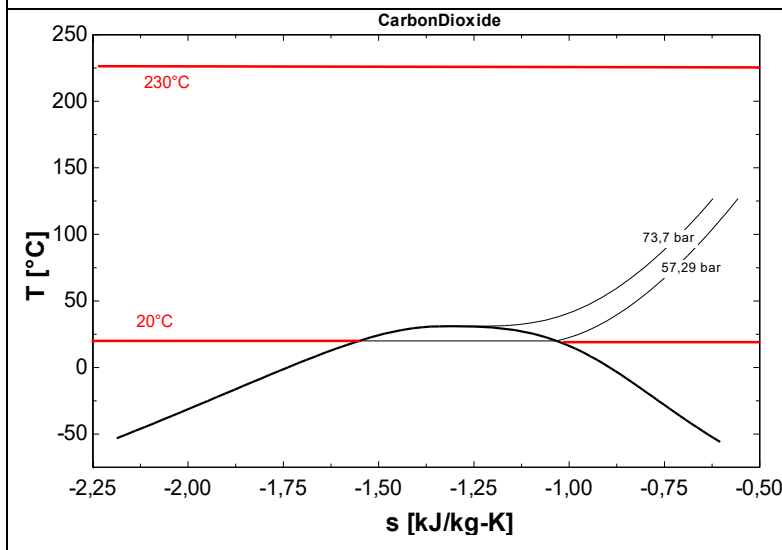
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC), ciclo Brayton supercrítico (SBC) y ciclo Rankine orgánico (ORC).



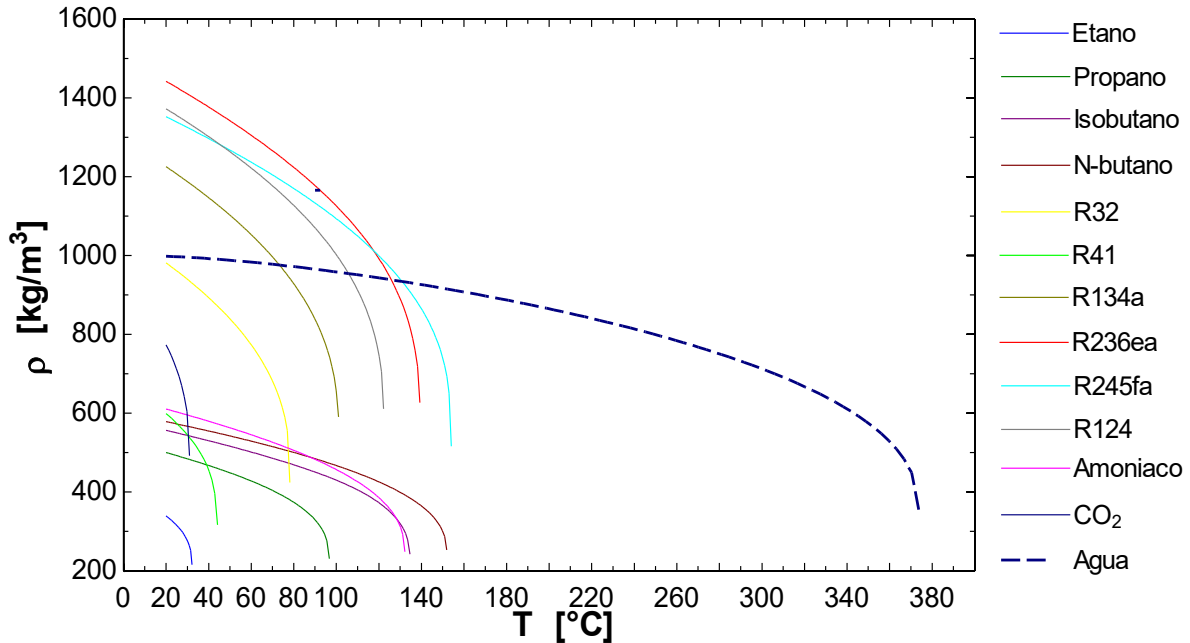
Observaciones:
 Se pueden utilizar un ciclo Rankine Transcrítico (TRC) o ciclo Brayton supercrítico (SBC)
 Se descarta el ciclo Rankine orgánico (ORC), por la cercanía de las condiciones de enfriamiento al punto crítico

Tabla 19. Resumen clasificación de fluidos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Tipo de fluido	Ciclo recomendado		
			ORC	TRC	SBC
Hydrocarbons (HCs)					
Ethane	R-170	Humedo (wet)		X	X
Propane	R-290	Humedo (wet)	X	X	X
Isobutane	R-600a	Seco (dry)	X	X	X
N-butane	R-600	Seco (dry)	X	X	X
Methane	R-50	Humedo (wet)			X
Hydrofluorocarbons (HFCs)					
Difluoromethane	R-32	Humedo (wet)		X	X
Fluoromethane	R-41	Humedo (wet)		X	X
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	Humedo (wet)	X	X	X
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	Isentrópico	X	X	X
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	Isentrópico	X	X	X
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)					
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	Seco (dry)	X	X	X
Inorganics					
Ammonia	R-717	Humedo (wet)	X	X	X
Carbon dioxide	R-744	Humedo (wet)		X	X

Se construye la Figura 3, en la cual se tiene la variación de la densidad en la línea de líquido saturado, de los fluidos de trabajo seleccionados con la temperatura desde los 20°C definidos para el enfriamiento hasta la temperatura crítica de cada fluido, debido a que por encima de estas condiciones el fluido cambia su comportamiento y presenta dificultades para ser bombeado por medios convencionales. La información suministrada es válida para el ORC y el TRC, debido a que el SBC no presenta cambio de fase del fluido de trabajo durante el ciclo.

Figura 3. Cambio de la densidad con la temperatura en estado líquido saturado.



Para los ciclos de vapor, la densidad del fluido es pequeña en las zonas de baja presión. Al tener baja densidad, es necesario incrementar el flujo volumétrico que circula por las tuberías y los intercambiadores con el fin de mantener el flujo másico. El incremento del flujo volumétrico, implica un incremento en la velocidad del fluido, lo cual implica una mayor caída de presión (la caída de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad). Es por esta razón que el área de las tuberías debe ser mayor y la turbina también debe incrementar su tamaño.

La potencia de consumo de los equipos impulsores de fluido es proporcional a la diferencia de presión entre la entrada y salida del equipo y al flujo volumétrico impulsado. Con el fin de comparar estos valores para diferentes fluidos, es posible emplear la razón de trabajo de retroceso (BWR por sus siglas en inglés), en la cual se relaciona el consumo del equipo elevador de presión sobre la potencia generada por la turbina. Debido a que la entalpía de vaporización de los fluidos orgánicos es inferior a la del agua, los valores de potencia de bombeo se tienden a incrementar respecto a la potencia producida por la turbina, lo anterior genera que para estos fluidos, el BWR sea superior que para el ciclo de vapor.

2. LOS CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE FUENTES DE BAJA TEMPERATURA

2.1 CICLOS DE POTENCIA

Las diferentes actividades, transporte, alimentación, diversión, etc., que desarrolla el hombre en su día a día generan una demanda de energía, que debe ser abastecida por la transformación de las fuentes primarias en formas más útiles de energía, como lo es la energía eléctrica, térmica, mecánica, etc.

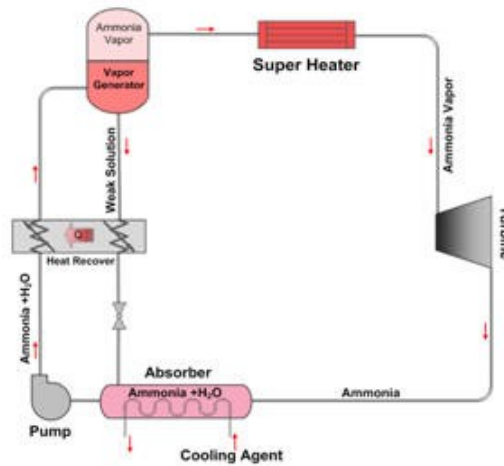
Debido a la dificultad presentada hasta el momento para generar energía eléctrica a partir de fuentes de baja temperatura en los ciclos de potencia convencionales, surge la posibilidad de estudiar otros ciclos termodinámicos alternativos para dicho fin, como son: *Ciclo Rankine Orgánico (ORC)* y el ciclo Karina (DiPippo, 2004), Ciclo Rankine supercrítico, ciclo Rankine Transcrítico, ciclo Goswami, ciclo Flash Trilateral y ciclo Brayton supercrítico.

A continuación se presenta una descripción breve del el ciclo Kalina, el Goswami y el Flash Trilateral, sin embargo estos ciclos no se trataran con mayor profundidad que la presentada en esta sección.

2.1.1 Ciclo Kalina

Este ciclo de potencia fue desarrollado por Aleksandr Kalina a finales de la década de los 70s y principios de los 80s y utiliza como fluido de operación normalmente una mezcla de agua y amoníaco. La relación entre los dos componentes varía en las diferentes partes del ciclo, con el fin de disminuir las irreversibilidades termodinámicas e incrementar la eficiencia (Xinxin Zhang, 2012.). En la Figura 4 se muestra la configuración básica de este ciclo.

Figura 4. Configuración del ciclo Kalina. (P.A. Lolos, 2009.)



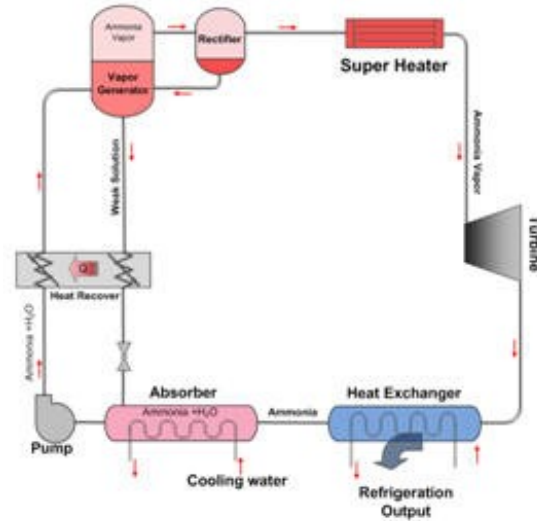
Varios estudios muestran que el ciclo Kalina tiene un desempeño mejor que el ciclo Rankine de vapor (P.A. Lolos, 2009.) (El-Sayed YM, 1985). Sin embargo, una de sus desventajas es la corrosión debido al amoníaco y las impurezas en el amoníaco en estado líquido, tales como aire o CO₂ pueden causar agrietamientos por corrosión en los materiales de las tuberías como acero, cobre y zinc.

En la actualidad varias ciudades emplean este ciclo para aprovechar fuentes geotérmicas de baja temperatura, un ejemplo de esto es Husavik en Islandia, la cual cuenta con una planta de 2 MW de energía eléctrica, empleando como fuente de calor 90 kg/s de vapor a una temperatura de 120°C, y con esto se abastece cerca del 80% del consumo eléctrico de la ciudad.

2.1.2 Ciclo Goswami

Fue propuesto por Yogi Goswami en 1998, y es un ciclo que emplea una mezcla de dos sustancias para producir energía y refrigeración simultáneamente en un solo *loop*. Es una combinación entre el ciclo Rankine y uno de refrigeración por absorción. Dentro de sus ventajas se encuentra el hecho de producir simultáneamente tanto energía eléctrica como refrigeración, la utilización de fuentes de baja temperatura y la posibilidad de implementar un solo sistema con dos fines, en lugar de dos ciclos diferentes y separados. En la Figura 5 se observa una representación de este ciclo.

Figura 5. Configuración del ciclo Goswami. (Goswami., 1998)

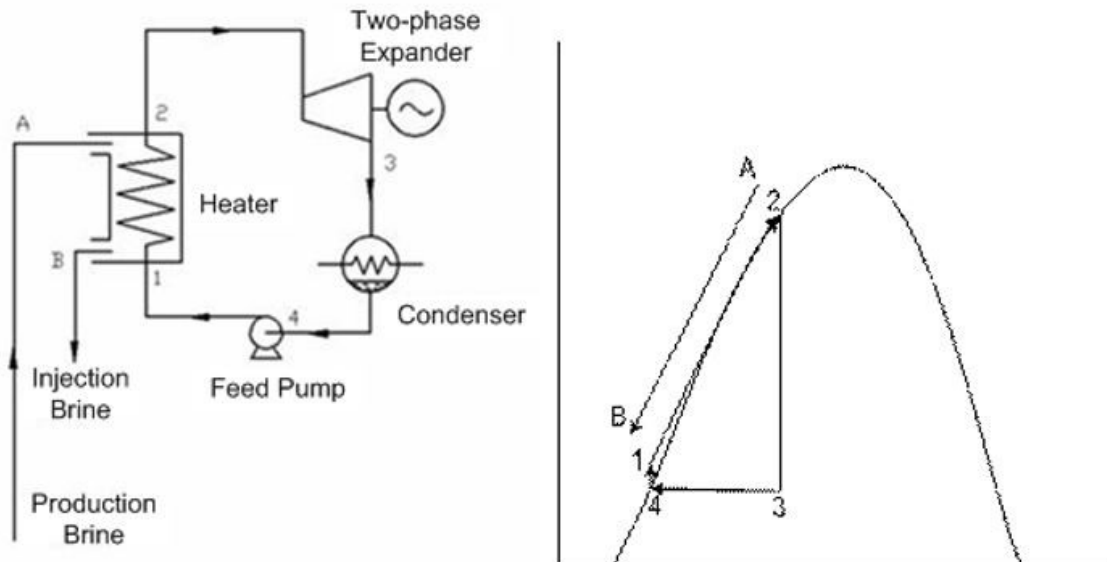


La mezcla de las dos sustancias (puede ser agua-amoniaco), es bombeada hacia la caldera (pasando por una zona de precalentamiento). Luego pasa por un rectificador para eliminar sustancias en estado líquido, y permitir el paso del vapor, posteriormente, este vapor se sobrecalienta y se expande en una turbina, que permite generar la energía eléctrica. Debido a que la mezcla se condensa por absorción, es posible expandirlo hasta llegar a temperatura inferiores a las del ambiente.

2.1.3 Ciclo Flash Trilateral

En este ciclo, la expansión ocurre cuando la sustancia se encuentra en estado líquido en vez de vapor (Fischer, 2011) Debido a que se encuentra en fase líquida, la transferencia de calor ocurre con mayor eficiencia. En la Figura 6 se muestra un esquema del ciclo y un diagrama T-s respectivamente.

Figura 6. Esquema y diagrama T-s del ciclo Flash Trilateral. (Fischer, 2011)



El mayor problema para el desarrollo de este ciclo, consiste en la falta de equipos de expansión de dos fases con altas eficiencias, y en la actualidad existen modelos funcionales de este ciclo pero solo a pequeña escala, que emplean tornillos de expansión con eficiencias relativamente bajas (inferiores al 50%) (Chen., 2014.).

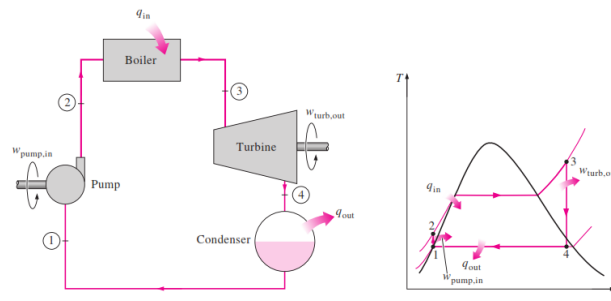
2.2 EL CICLO RANKINE Y EL CICLO BRAYTON PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

En este capítulo se estudian los ciclos Rankine Orgánico, Rankine transcrito y Brayton supercrítico, los cuales son sistemas que permiten combinar equipos mecánicos, fluidos térmicos de trabajo y sus propiedades termodinámicas. Estos tres ciclos será sujetos de análisis al estudiar su operación bajo diferentes condiciones y fluidos previamente seleccionados en el Capítulo 1.

2.2.1 Ciclo Rankine

El *Ciclo Rankine* es un ciclo termodinámico empleado para la generación de energía eléctrica donde comúnmente se emplea el agua como fluido de trabajo. A continuación se ilustra el ciclo ideal compuesto de los siguientes cuatro procesos.

Figura 7. Ciclo Rankine Ideal. (Cengel & Boles, 2008)



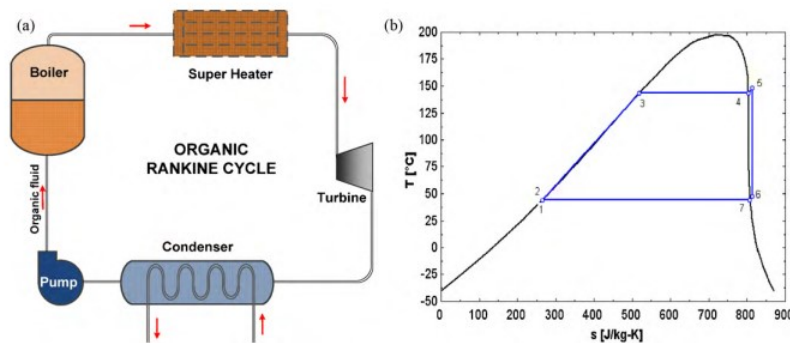
- 1-2 Compresión isentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

La energía es suministrada al ciclo a través de un intercambiador de calor (en este caso una caldera), que logra la evaporación del fluido de trabajo. Posteriormente, la entalpía ganada en ese proceso es transformada en energía cinética mediante la turbina de manera adiabática. El fluido continúa el proceso llegando a una etapa de baja presión y es condensado a través de otro intercambiador de calor, cediendo energía en forma de calor a otro medio; finalmente, el fluido ya condensado es bombeado de manera adiabática y se reinicia el ciclo.

2.2.1.1 Ciclo Rankine Orgánico (ORC)

El fluido de trabajo entra a la turbina como vapor saturado o sobrecalentado, luego de la expansión en la turbina, en el fluido se presenta una caída de presión y de acuerdo a la relación de presiones y las características del fluido, puede salir de la turbina como vapor sobrecalentado o como mezcla liquido-vapor a la presión de salida. Luego el fluido se condensa para que lo impulse la bomba hacia el generador de vapor del ciclo, en este proceso nuevamente se aumenta la presión del fluido y se recibe el calor de la fuente térmica para llevarlo de la fase líquida a vapor saturado o sobrecalentado, si se requiere se debe instalar un recalentador para lograr el sobrecalentamiento del fluido. En este ciclo el fluido de trabajo siempre se mantiene por debajo de su punto crítico.

Figura 8. Ciclo Rankine orgánico. (Chen H G. D., 2010).



Existen varias ventajas de usar el ciclo Rankine orgánico, tales como la menor necesidad de calor, temperatura y presión durante el proceso evaporativo, el proceso de expansión termina en la región de vapor y el sobrecalentamiento no es necesario, disminuyendo el riesgo de erosión, por último, las menores diferencias de temperaturas entre el evaporador y el condensador indican una menor relación de presión por lo cual es posible usar turbinas de una sola etapa, reduciendo los costos de implementación.

Según estudios realizados por (DiPippo, 2004) entre el ciclo Kalina y el ORC, bajo iguales condiciones de temperatura y con igual sistema de enfriamiento, el primero presenta una diferencia en el desempeño solo en un 3% por encima del segundo,

lo cual no compensa los inconveniente y gastos en el mantenimiento de los equipos del ciclo Kalina.

La desventaja más importante de este ciclo termodinámico es que su eficiencia global es menor que la de un ciclo Rankine tradicional, debido a las menores temperaturas en la que éste opera. Además, por el momento, el estudio de su utilización está reducido a plantas de pequeña escala, con una generación de 200 [kW] a 10 [MW] (Hassani V, 2001). Algunos autores como Chen (Tchance BF, 2011) estudiaron diferentes fluidos de trabajo para utilizar en el ciclo Rankine orgánico, sin embargo solo se enfocaron con fluidos puros, sin llegar a conclusiones claras de cuál de ellos era el más indicado; otros trabajos realizaron *reviews* de este ciclo (G., 2012.) (Vélez F, 2012.). La selección del fluido orgánico es de suma importancia, pues con sus propiedades se pueden determinar las condiciones de operación, eficiencias del sistema, dimensionamiento de los componentes, etc. En los rangos de temperaturas inferiores a 230 °C es posible encontrar gran variedad de fluidos orgánicos que se puedan emplear en este ciclo, ejemplos comunes son los hidrocarburos aromáticos, CFCs, alcoholes e inclusive fluidos inorgánicos con similares características.

En la Tabla 20 se presenta una comparación cualitativa entre el ciclo de vapor y el ciclo con fluido orgánico:

Tabla 20. Comparación entre el Ciclo Rankine de Vapor y el Orgánico.

	Ciclo Rankine de Vapor	Ciclo Rankine Orgánico
Fluido	Agua	Orgánico
Presión crítica, temperatura crítica y punto de ebullición	Alto	Bajo
Calor específico	Alto	Bajo
Viscosidad	Bajo	Relativamente alta
Flamabilidad	No	Si, depende del fluido
Toxicidad	No	Si, depende del fluido

	Ciclo Rankine de Vapor	Ciclo Rankine Orgánico
Fluido	Agua	Orgánico
Impacto ambiental	No	Si, depende del fluido
Costo	Bajo	Alto

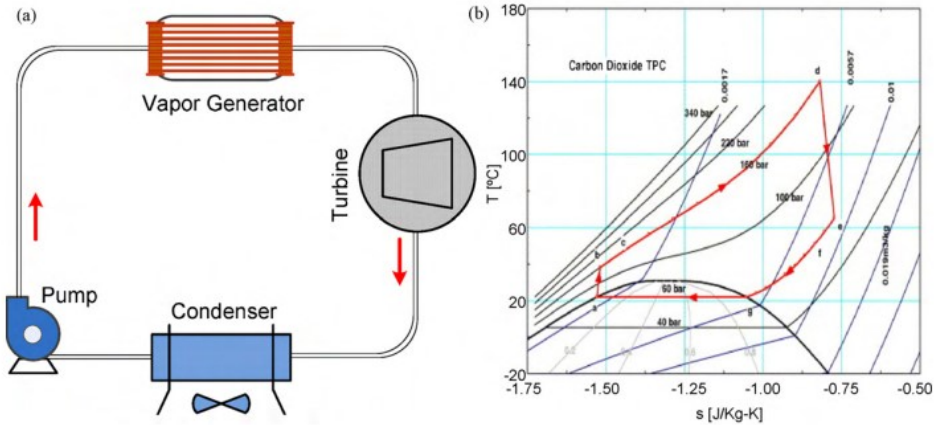
Teniendo en cuenta lo anterior y la gran diversidad de estudios encontrados, el desarrollo de investigaciones alrededor de este ciclo termodinámico es de gran importancia, pues permite acoplarse a fuentes de bajas temperaturas y obtener energía eléctrica a partir de ellas, generando un impacto positivo al medioambiente y ahorros económicos en las empresas dispuestas a implementarlos.

Una de las ventajas de este tipo de sistemas es que la utilización de fluidos orgánicos permite una operación a presiones más bajas que las requeridas por ciclos operados con agua y esto permite emplear temperaturas de operación en el campo de colectores solares de hasta 230°C (Hassani V, 2001).

2.2.1.2 Ciclo Rankine Transcrítico (TRC)

En la Figura 9 se observa que el fluido de trabajo ingresa a la turbina (d) como vapor sobrecalentado por encima del punto crítico, luego de la expansión en la turbina (e), el fluido permanece como vapor sobrecalentado y se sigue manteniendo por encima del punto crítico (e-g). Se somete a un proceso de enfriamiento hasta alcanzar la región de mezcla de líquido-vapor (g-a) en la cual se busca condensarlo completamente (a) hasta tener un líquido saturado, para luego ser presurizado (b) con un sistema de bombeo y a partir de este punto se adiciona energía térmica de la fuente seleccionada, hasta lograr nuevamente las condiciones de entrada a la turbina (b-d).

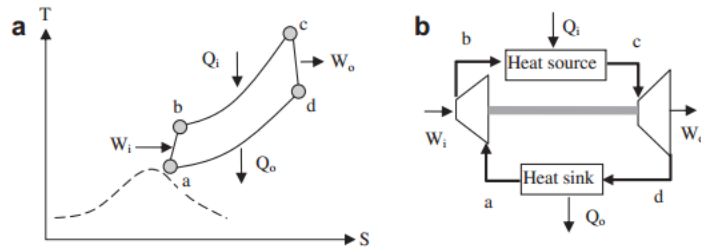
Figura 9. Ciclo Rankine Transcrito para el CO₂. (Chen Y, 2006)



2.2.2 Ciclo Brayton Supercrítico (SBC)

En la Figura 10 se muestra como el fluido de trabajo ingresa a la turbina como vapor sobrecalentado por encima del punto crítico (c), luego de la expansión en la turbina, el fluido permanece en la misma región del diagrama (d). Luego se enfría el fluido sin permitir que se genere condensación (a) y se mantiene por encima del punto crítico, después se presuriza (a-b), y se le suministra calor de la fuente térmica seleccionada (b-c), lo que permite llevar el fluido nuevamente a las condiciones de entrada a la turbina (c). En este ciclo el fluido de trabajo se mantiene en un solo estado (vapor sobrecalentado o gas) por encima del punto crítico.

Figura 10. Ciclo Brayton Supercrítico. (Ferreiro Garcia, 201)

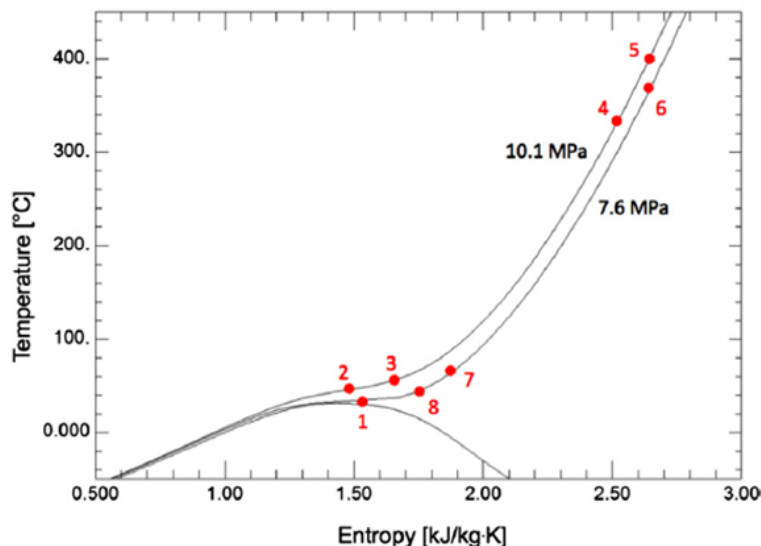
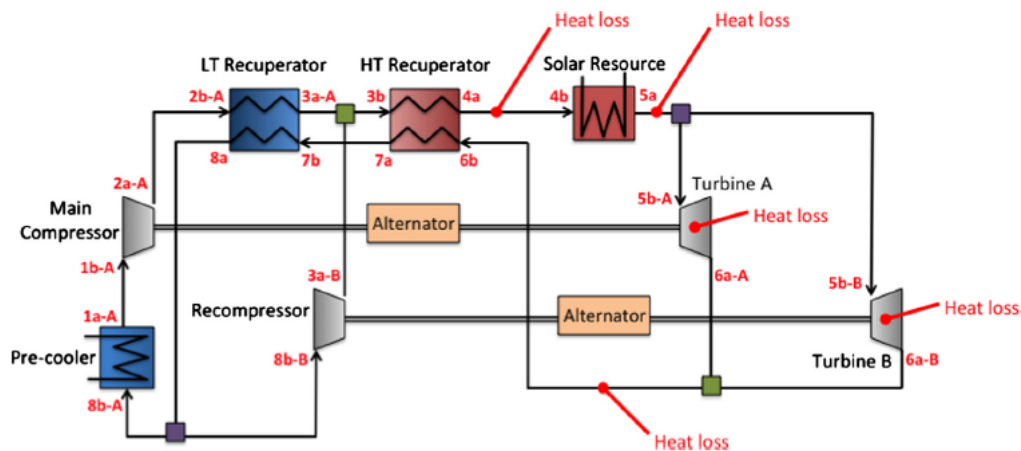


En cuanto al ciclo Brayton, algunos autores han investigado empleando el CO₂ en estados supercríticos; ellos emplearon diferentes fuentes de temperaturas como la nuclear (Kim ES, 2011) (Dostal A, 2004.) (Hejzlar P, 2006.), la geotérmica (Chen H G. D., 2010) y la solar (Tamura Y, 2006.) (Ma Z T. C., 2012.). Sin embargo, las

tecnologías necesarias para su implementación se encuentran en fase de desarrollo (Conboy TM, 2011.) (Pasch J, 2011.) y se espera que a corto plazo se desarrollen en mayor medida. (Ma Z T. C., 2011)

Inverson et al al (Brian D. Iverson, 2013.), han probado un equipo ubicado en Sandia National Laboratories, donde se emplea el ciclo Brayton de CO₂ supercrítico, encontrando que con este ciclo se pueden obtener mejores eficiencias con temperaturas de operación superiores a los 600 °C. A continuación, se muestra un esquema del ciclo estudiado por Inverson junto con un diagrama T-S de su operación.

Figura 11. Esquema del ciclo Brayton de CO₂ supercrítico estudiado por Inverson et al. (Brian D. Iverson, 2013.)



El proceso comienza con el calentamiento del CO_2 empleando un colector solar, el cual eleva su temperatura hasta los $400\text{ }^\circ\text{C}$ (como se indica en el diagrama T-s), posteriormente el fluido se separa en dos y se expande en las turbinas A y B, para unirse y precalentar el fluido que se encuentra en las etapas 2 y 3, de esta manera disminuye su temperatura y se vuelve a separar en dos, una parte pasa directamente al compresor B (conectado por medio de un alternador a la turbina B) y la otra parte llega a un intercambiador (8b-A) donde se enfría y posteriormente se comprime en el compresor principal (conectado con un alternador a la turbina A). Ambas ramas de flujo se comunican nuevamente en el punto 3 y el ciclo comienza nuevamente en el punto 4.

De acuerdo con el diagrama T-s de la Figura 11 se observa que el ciclo puede ser trabajado a temperaturas menores de los $400\text{ }^\circ\text{C}$ y se presume que se puede obtener una generación de trabajo neta positivo, es por esto que se realizaron los análisis necesarios para determinar el trabajo neto producido por un ciclo Brayton empleando el CO_2 como fluido de trabajo y temperaturas inferiores a los $300\text{ }^\circ\text{C}$, en una zona supercrítica.

3. FUENTES DE CALOR DE BAJA TEMPERATA

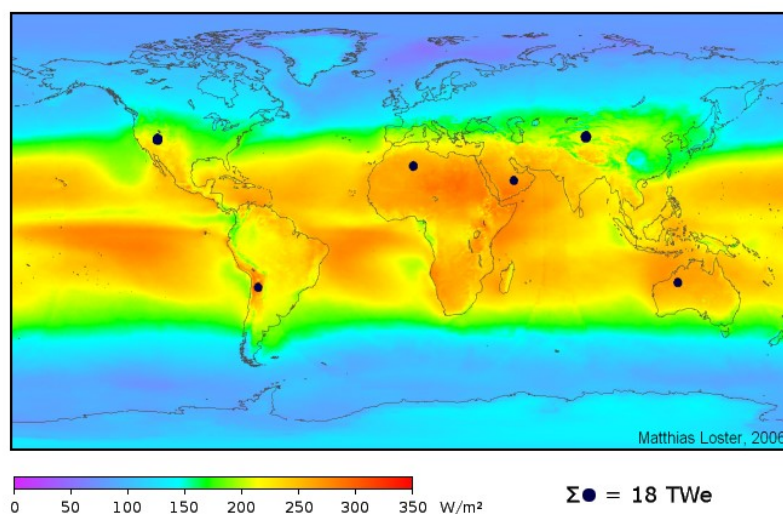
3.1 ENERGÍA TERMO SOLAR

La combinación de colectores solares térmicos con los diferentes ciclos de potencia puede convertirse en una alternativa de generación de energía eléctrica.

En las plantas termosolares de concentración se utiliza luz solar concentrada obtenida mediante diversas configuraciones de lentes y espejos para generar calor a alta temperatura. Esta energía en forma de calor se transfiere a un fluido, que es el medio utilizado en plantas de potencia habituales para generar energía mecánica y esta se transforma en energía eléctrica mediante un sistema de alternadores. En el caso que la energía suministrada por el sol no sea la suficiente, es posible calentar estos fluidos de transporte mediante la combustión de otros elementos.

La luz procedente del sol proporciona energía térmica en forma de radiación en la superficie de la tierra. La siguiente imagen (Loster, 2010) muestra la distribución de radiación solar (W/m^2):

Figura 12. Radiación solar en la superficie terrestre. (Loster, 2010)



Los puntos negros en la imagen indican los lugares que podrían abastecer la energía total demandada en la tierra si la radiación solar fuera empleada para ello.

Esta gran cantidad de energía suministrada por el sol puede ser aprovechada mediante captadores de concentración, estos dispositivos concentran la radiación solar sobre superficies con geometrías lineales o puntuales. En el lugar donde es concentrado el haz de luz normalmente circula un fluido de transporte, el cual absorbe esta energía e incrementa su temperatura. Los concentradores más empleados son los de tipo parabólico, los concentradores lineales y sistemas de captación central en torres; estos últimos requieren mayor infraestructura y tiene mayor capacidades de recoger energía. Los concentradores de captación central y los que tienen formas de disco parabólico, tienen factores de concentración mayor y temperaturas de operación más altas, es por esta razón que estos equipos pueden ser empleados para ciclos convencionales donde los fluidos de trabajo sean vapor o aire. En el caso de los concentradores lineales, las temperaturas que se alcanzan son inferiores (del orden de cientos de grados).

Estos colectores buscan minimizar las pérdidas de energía por transferencia de calor con el medio exterior (aire ambiente), al disminuir su área de contacto. Estos equipos se caracterizan principalmente por la relación de concentración, la cual relaciona el área de apertura y el área de absorción. A medida que aumenta el factor de concentración también lo hace la temperatura de la energía producida, pero se requiere mayor inversión en los componentes ópticos y, si fuese el caso, en un sistema de seguimiento de la posición solar. Por lo tanto, el costo de la energía producida aumentaría con la temperatura empleada para producirla.

3.1.1 Calor transferido en un colector solar

Con el fin de determinar el calor total transmitido al fluido de trabajo por el equipo de captación, se asume que el sol se comporta como un cuerpo negro a una temperatura (T_{sol}) y distancia (D_{sol}) dada. Con el fin de conocer la cantidad de calor que llega a la tierra es posible determinar un parámetro que relaciona la energía

emitida desde el sol en forma de radiación, y la energía absorbida en la superficie de la tierra (se ignora el efecto atmosférico).

$$G_0 = \sigma T_{sol}^4 \left(\frac{r_{sol}}{D_{sol}} \right)^2 \quad (2)$$

Donde σ es la constante de radiación o constante de Stefan-Boltzmann y r_{sol} representa el radio del sol. La T_{sol} se puede obtener al comparar el espectro de luz teórico de Planck con los valores medidos de manera experimental; este valor es del orden de los 6000 K.

El valor de G_0 es aproximadamente $1.3 \times 10^3 \text{ W/m}^2$. (Solar Engineering of Thermal Processes, 2006)

De esta manera, es posible obtener el valor de energía recibida por el colector solar como:

$$E_{colector} = G_0 A_{colector} \quad (3)$$

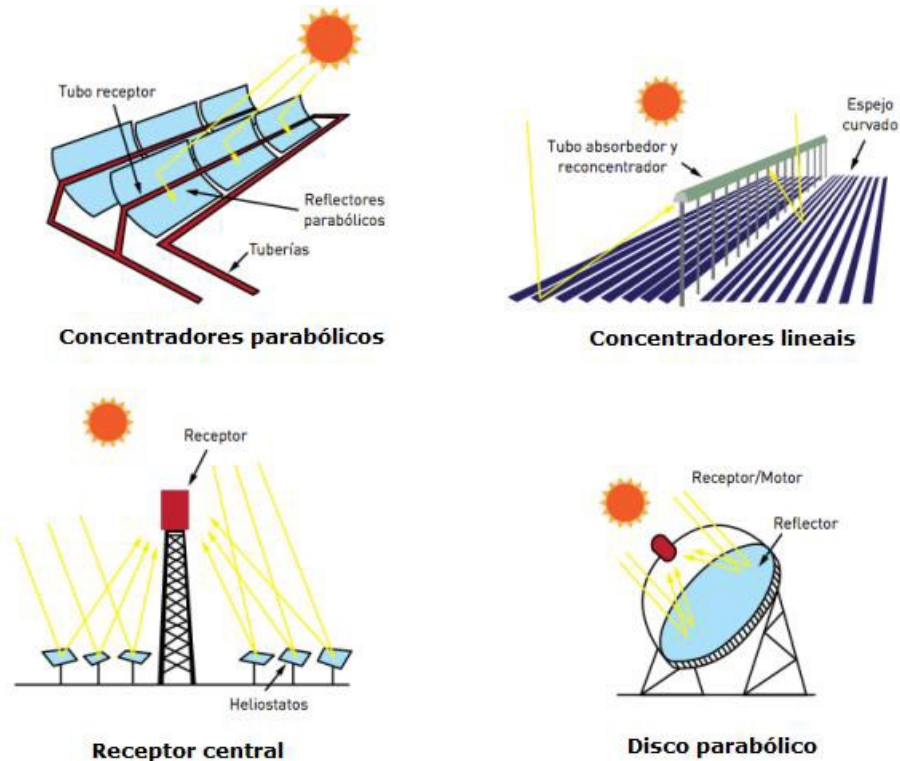
Sin embargo, parte de la energía absorbida por el colector es cedida a los alrededores en forma de calor (radiación, convección y conducción). Sin embargo, para efectos del presente trabajo se considerara que la energía absorbida por el colector será igual a la transmitida al ciclo por el fluido de trabajo, de esta manera, se supone que no existen pérdidas de energía en forma de calor.

3.1.2 Tipos de concentradores solares

En el caso de los concentradores lineales y los de tipo parabólico, los fluidos de trabajo pueden alcanzar temperaturas entre 100°C y 300°C , siendo adecuados para trabajar los ciclos de potencia estudiados en el presente trabajo. El funcionamiento es relativamente simple, y se basa en el empleo de paneles: lentes o espejos, que concentran la luz en una pequeña área. En el lugar donde se concentra la luz, el fluido de trabajo circula a través de unos ductos y es posible alcanzar las

temperaturas necesarias para su posterior utilización en el ciclo de generación de energía eléctrica. En la Figura 13 se presentan los arreglos de paneles de captación explicados anteriormente.

Figura 13. Configuración de captadores de energía solar térmica. (IDAE, 2011)



En el país de Lesotho, ubicado en el África Meridional, se instaló un sistema de colectores solares acoplado a un ciclo Rankine Orgánico, con una potencia instalada de 1 kW, en la Figura 14 se observa el sistema implementado, el cual reemplazó la generación de energía eléctrica a partir de combustible Diésel.

Figura 14. Colector solar acoplado a un ORC. (López & Muñoz, 2013)



3.2 FUENTES DE CALOR DE DESECHO INDUSTRIAL

Muchas actividades en las industrias de manufactura rechazan calor a bajas temperaturas, en las grandes industrias el desperdicio de energía en forma de calor es tan alto que es difícil reutilizarlo o emplearlo nuevamente para los procesos productivos propios de las empresas. Esta energía es rechazada normalmente a la atmosfera, generando polución y contaminación.

La recuperación de este calor, permite reducir el impacto negativo en el ambiente y ahorrar dinero. Según un estudio realizado por (Bailey & Worrell, 2005), en Estados Unidos cerca de 750 MW podrían ser recuperados para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes de desecho industrial, 500 MW en Alemania y alrededor de 3000 MW en toda Europa.

Existen algunas empresas que presentan particularmente mayores potenciales para el uso de energía en forma de calor de desecho, tal es el caso de las cementeras, donde se desperdicia gran parte del calor producto de los gases de combustión. Estos gases no son empleados y pueden alcanzar temperas entre 215°C y 315°C. (Engin & Ari, 2005).

Los motores de combustión interna convencionales solo convierten alrededor de un tercio de la energía disponible en movimiento. Desperdiciando la temperatura de los gases de combustión que pueden alcanzar los 400°C. (Chammas & Clodic, 2005). Los ciclos de potencia que empleen como fuente de energía estas bajas temperaturas, son una buena alternativa para incrementar la eficiencia global de los procesos, ahorrar energía y disminuir el consumo de fuentes fósiles de alta contaminación para el planeta.

Los ciclos de refrigeración también son candidatos adecuados para utilizar el calor que se desecha en las unidades condensadoras, donde el acople de los ciclos de potencia analizados permitirían la suficiente generación de energía para utilizarla en el bombeo o en sistemas auxiliares de los sistemas de frío. Un caso particular, se presenta en la instalación de la Clínica León XIII de la ciudad de Medellín, donde se está diseñando una central de frío con una capacidad de 500 TR. La cantidad de energía desperdiciada en forma de calor, a través del enfriamiento evaporativo, asciende a cerca de 4 kW.

En la

Tabla 21 se resumen algunas de las temperaturas de gases industriales que pueden ser empleadas para la generación de electricidad. (Peris, 2015)

Tabla 21. Temperatura de gases industriales.

Tipo de industria	Proceso	Temperatura (°C)
Cementera	Gases del exosto del horno	200 - 350
	Gases de enfriamiento del horno	200 - 300
Acero	Hornos de arco eléctrico	250
	Laminadores	300 - 450
	Chimenea de hornos de Coke	190
	Estufas de altos hornos	250 - 300
Vidrio	Contenedores de vidrio fundido	160 - 200

Tipo de industria	Proceso	Temperatura (°C)
	Vidrios Planos	160 - 200
	Fundición de fibra de vidrio	140 - 160
Química	Gases de hornos de procesos	340
	Gases de calderas	230
	Gases de refinamiento	150 - 300
	Turbinas de gas	370 - 540
Alimentos	Freidoras	120 - 212
	Gases de combustión	164

4. MODELACIÓN MATEMÁTICA DE LOS CICLOS DE POTENCIA

La ingeniería busca traducir los fenómenos físicos en modelos y ecuaciones matemáticas que puedan explicarlos y simularlos lo más exacto posible; en estos modelos se incluyen las variables más relevantes del fenómeno a estudiar. Para el presente caso, se describe a continuación una serie de modelos y ecuaciones que se emplean para analizar el comportamiento de cada uno de los ciclos termodinámicos. La mayoría de las ecuaciones son formuladas a partir de principios de conservación. (W. Fox & T. McDonald, 1995).

Para realizar el análisis termodinámico de los ciclos se cuenta básicamente con dos grandes ecuaciones gobernantes, los balances de conservación de energía y masa. A partir de ellos, es posible determinar los trabajos de las turbinas, bombas y compresores, el calor recibido por el evaporador y el calor rechazado en el condensador; de igual manera, es posible determinar la eficiencia de los ciclos según la primera ley de termodinámica.

A continuación se presentan las ecuaciones y su aplicación para cada uno de los componentes de los diferentes ciclos.

4.1 ECUACIONES DE CONSERVACION

4.1.1 Conservación de la masa

Se considera que el fluido ocupa un volumen φ y es encerrado por una superficie denominada ϑ . Se toma a ρ como la densidad del fluido que puede variar tanto en el espacio como en el tiempo. La masa contenida por la superficie ϑ para cualquier instante de tiempo se puede expresar así:

$$\int_{\varphi} \rho \, d\varphi \quad (4)$$

Y el valor de la tasa neta a la cual la masa traspasa la superficie (frontera) es:

$$\int_{\vartheta} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) d\vartheta \quad (5)$$

Donde \vec{V} corresponde al campo de velocidades y \vec{n} es el vector normal unitario a la superficie. Con el fin de expresar totalmente el cambio total de alguna variable, se debe considerar tanto su cambio en el tiempo como en el espacio. Para esto se incluye el siguiente operador, denominado derivada material o sustancial.

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \quad (6)$$

La Ley de conservación de la masa del fluido obliga que:

$$\frac{D}{Dt} \int_{\varphi} \rho d\varphi = - \int_{\vartheta} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) d\vartheta = - \int_{\varphi} \rho (\nabla \cdot \vec{V}) d\varphi \quad (7)$$

Esta ecuación indica que el cambio de la masa en el tiempo será igual a la suma de todos los flujos sobre la superficie.

Sumando el término de la izquierda y el término de la derecha de la ecuación (7), empleando la definición de derivada material para la variación de la densidad y aplicando las propiedades de la derivada se obtiene:

$$\int_{\varphi} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] d\varphi = 0 \quad (8)$$

Debido a que esta relación es completamente válida para cualquier volumen de control, el integrando debe ser cero en todo el fluido, de esta manera se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (9)$$

Si se considera que la densidad no cambia ni en el espacio ni en el tiempo (fluido incompresible), la ecuación anterior se simplifica de esta manera:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (10)$$

De manera escalar, la ecuación anterior puede ser descrita de la siguiente manera:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (11)$$

4.1.2 Conservación de la energía

De manera similar al principio de conservación de la masa, es posible deducir la ecuación 12 para la conservación de energía de manera escalar. La cual indica que la cantidad de energía que entra a un volumen de control, es igual a la energía que sale. Para este tipo de procesos, la energía entrante y saliente puede corresponder a trabajo, calor, o energía de flujo (relacionada con la entalpia).

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = Q - W \quad (12)$$

Donde,

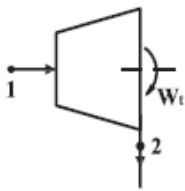
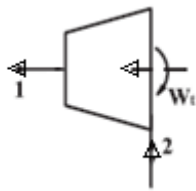
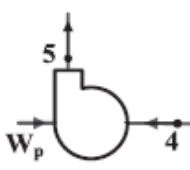
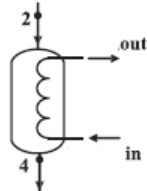
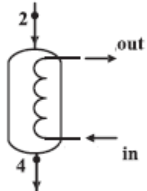
$$h_j = \int_{T_{ref}}^T C_{p_j} dT \quad (13)$$

Los valores de entalpia en los diferentes estados de los fluidos durante el ciclo, fueron determinados empleando las bases de datos del software EES®.

4.2 ECUACIONES DE DISEÑO PARA LOS EQUIPOS

En esta sección se describen las ecuaciones empleadas para diseñar y dimensionar cada uno de los equipos que componen los ciclos de potencia. Así mismo, se presentan las correlaciones matemáticas empleadas para la estimación de los costos asociados a cada uno de ellos.

Tabla 22. Ecuaciones características de los equipos.

Turbina	Compresor	Bomba	Evaporador	Condensador
Transforma energía mecánica a partir de energía térmica en un proceso adiabático e isentrópica.	Elemento que emplea la energía mecánica para incrementar la presión en un fluido en fase gaseosa.	Elemento que emplea la energía mecánica para incrementar la presión en un fluido en fase líquida.	Es un intercambiador de calor, donde el medio cede calor al fluido de trabajo, se considera como un proceso isobárico.	Elemento intercambiador de calor, donde el fluido de trabajo cede calor al medio, se considera un proceso isobárico.
				
$W_t = \dot{m}(h_2 - h_1)$	$W_c = \dot{m}(h_1 - h_2)$	$W_p = \dot{m}(h_5 - h_4)$	$Q_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_2)$	$Q_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_2)$

4.2.1 Eficiencias e irreversibilidades

La eficiencia del ciclo es una medida que relaciona la cantidad de energía entregada, sobre la cantidad de energía suministrada al ciclo. La energía entregada es equivalente al trabajo total generado por la turbina, menos el consumido por el compresor o la bomba, y la energía utilizada es el calor absorbido por el evaporador. De esta manera la ecuación que permite calcular la eficiencia del ciclo es:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_{C/B}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (14)$$

El funcionamiento de una máquina térmica, dispositivo utilizado para convertir calor en trabajo, se ve limitado por la temperatura de la fuente y el sumidero, así se define la fuente como $T_{Fuente}=230^\circ\text{C}$ (503K) y el sumidero $T_{Sumidero}=20^\circ\text{C}$ (293K). Como punto de partida se puede calcular la eficiencia máxima esperada de las condiciones de trabajo mencionadas, es decir, temperatura de la fuente y el sumidero. Calculando la eficiencia térmica del ciclo de Carnot, utilizada en las máquinas

térmicas para conocer el límite teórico de aprovechamiento energético de una fuente térmica.

Tenemos,

$$\eta_{th,carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (15)$$

Para este caso;

$$T_H = 503 \text{ K y } T_L = 293 \text{ K}$$

Por lo tanto,

$$\eta_{th,carnot} = 41,75\%$$

En un sistema térmico real, no es posible transformar toda la energía disponible en trabajo, puesto que existen irreversibilidades en el funcionamiento de los componentes. Empleando las siguientes ecuaciones, es posible determinar la cantidad real de energía transformada considerando dichas irreversibilidades. (Mago, Chamra, & Somayaji, 2007)

$$\dot{i} = \dot{m}T_0 \left[\sum_{in} s - \sum_{out} s - \sum_{Boundary} \frac{q_n}{T_n} \right] \quad (16)$$

Para el caso de cada uno de los equipos descritos en la Tabla 22, la ecuación anterior se escribe de la siguiente manera:

Tabla 23. Irreversibilidades aplicadas a los proceso de cada uno de los equipos.

Turbina	$\dot{I}_t = \dot{m}T_0(s_{out} - s_{in})$
Compresor	$\dot{I}_p = \dot{m}T_0(s_{out} - s_{in})$
Bomba	$\dot{I}_p = \dot{m}T_0(s_{out} - s_{in})$
Intercambiador de alta presión	$\dot{I}_{evap} = \dot{m}T_0 \left(s_{out} - s_{in} - \frac{q_{evap}}{T_H} \right)$
Intercambiador de baja presión	$\dot{I}_{cond} = \dot{m}T_0 \left(s_{out} - s_{in} + \frac{q_{cond}}{T_L} \right)$
Irreversibilidad total del sistema	$\dot{I}_T = \sum_i \dot{I}_i$

Es posible determinar la eficiencia basada en la segunda ley de la siguiente manera:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (17)$$

4.2.2 Equipos intercambiadores de calor

Este tipo de dispositivos son empleados ampliamente en la industria para transferir el calor de un fluido a otro, donde cada uno de ellos se encuentra con una temperatura diferente. Generalmente, estos equipos son diseñados con superficies sólidas conductoras que separan los fluidos, permitiendo el intercambio de energía en forma de calor. Dentro de estos equipos, uno de los modelos más empleados en los ciclos Rankine convencionales, y en los ciclos de refrigeración de fluidos es el de coraza y tubos.

Este tipo de intercambiadores son ampliamente utilizados debido a que pueden funcionar a diferentes rangos de temperaturas y presiones. Así mismo, sus diseños pueden tener ciertas variaciones de tipo geométrica, tamaños y configuraciones de flujos. Son equipos de fácil montaje y mantenimiento.

Para los ciclos de potencias a analizar, se define que el fluido térmico de trabajo pasará por el lado interior de los tubos, mientras que los otros fluidos serán transportados por fuera de los tubos y contenidos por la carcasa. Se debe anotar, que este tipo de intercambiadores de calor requieren mayores áreas de transferencia de calor que aquellos que son configurados por láminas apiladas.

Con el fin de determinar la cantidad de fluido requerido para transferir el calor al fluido de trabajo, se emplean las siguientes ecuaciones:

$$Q_{\text{fluido de trabajo}} = Q_{\text{fluido exterior}} \quad (18)$$

$$m_{ft} C_{p_{ft}} (T_{in} - T_{out})_{ft} = m_{f_{ext}} (h_{in} - h_{out})_{f_{ext}} \quad (19)$$

De esta manera el flujo másico del fluido exterior sería:

$$m_{ft} = \frac{m_{f_{ext}}(h_{in} - h_{out})_{f_{ext}}}{Cp_{ft}(T_{in} - T_{out})_{ft}} \quad (20)$$

El área necesaria para realizar la transferencia de calor dentro del equipo intercambiador puede ser calculada mediante la ecuación:

$$Q_{fluido\ de\ trabajo} = U * A * DTML \quad (21)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) se determina mediante la siguiente expresión:

$$DTML = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad (22)$$

Debido a que las ecuaciones serán solucionadas mediante el software EES®, y este tipo de expresiones pueden presentar problemas de tipo numérico (división por cero). Es posible emplear otras aproximaciones tales como la de Chen y Paterson:

- Aproximación de Chen:

$$DTML = \left(\Delta T_1 \Delta T_2 \left(\frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

- Aproximación de Paterson:

$$DTML = \frac{2}{3}(\Delta T_1 \Delta T_2)^{1/2} + \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \right) \quad (24)$$

Para ambas ecuaciones, se tiene las siguientes relaciones:

$$\Delta T_1 = T_{hi}^H - T_{out}^C \quad (25)$$

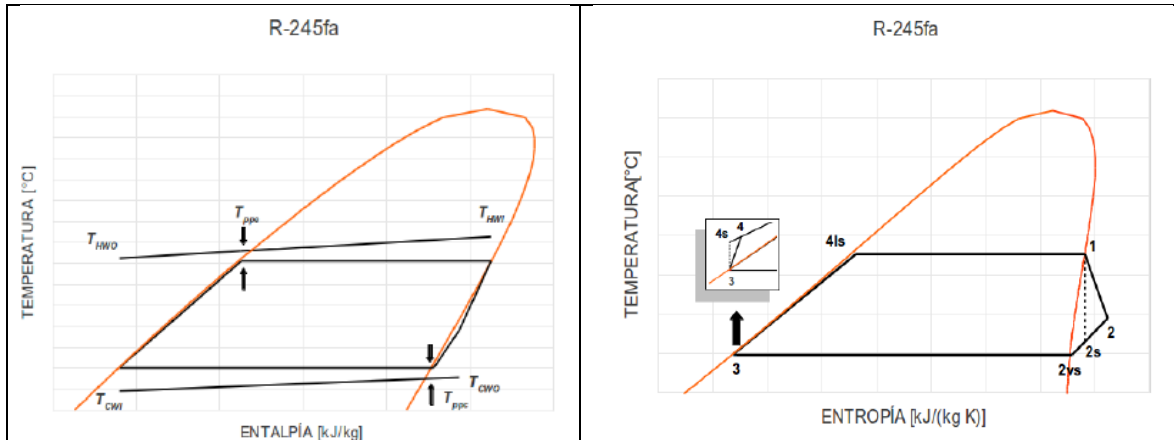
$$\Delta T_2 = T_{out}^H - T_{in}^C \quad (26)$$

En la ecuación (21) incluye el coeficiente global de transferencia de calor, el cual puede ser estimado empleando correlaciones empíricas de tipo no lineal. Sin embargo, para el presente trabajo se supondrá un valor constante según las referencias bibliográficas.

EL PINCH POINT:

Lo que determina la transferencia de calor entre los fluidos es la diferencia de temperaturas entre sí. Dentro del intercambiador es posible que el fluido de trabajo se encuentre en tres fases: líquido, mezcla o vapor. Los perfiles de temperatura en el intercambiador de calor para un ciclo Rankine Orgánico se muestran en la siguiente figura:

Tabla 24. Pinch Point (Arrieta & Jesus, 2012)



El Pinch Point es el valor de diferencia de temperatura mínima que se da entre la línea de evaporación/condensación, y los perfiles de temperatura del fluido externo.

Este valor es importante para diseñar y dimensionar adecuadamente los equipos intercambiadores de calor:

- Si el Pinch Point es pequeño, la transferencia de calor es menor y es necesario incrementar el área del intercambiador.
- Si el valor fuese cero o negativo, significaría que es necesario un área infinita para lograr la transferencia.

Los valores de Pinch Point para la línea de condensación y para la línea de evaporación se pueden determinar de la siguiente manera:

$$T_{ppe} = \frac{T_{hwi} - T_{hwo}}{\Delta H_{4ls-3}} \Delta H_{4ls-3} + T_{hwo} \quad (27)$$

$$T_{ppc} = \frac{T_{cwo} - T_{cwi}}{\Delta H_{2vs-3}} \Delta H_{2vs-3} + T_{cwi} \quad (28)$$

Donde:

$$T_{ppe} = PPTD + T_{4ls} \quad (29)$$

$$T_{ppc} = T_{2vs} - PPDT \quad (30)$$

Con el fin de alcanzar óptimos económicos, los valores de PPDT se recomiendan entre 5 y 10 °C. Para la realización de los cálculos, se define un valor de Pinch Point (para los casos que aplique) de 5 °C.

4.2.3 Relación de retroceso (BWR)

En estos ciclos de potencia es posible incluir una variable o parámetro de operación que se denomina trabajo de retroceso o BWR por sus siglas en inglés (Back Work Ratio). Este parámetro se define como la relación entre el trabajo consumido por el equipo elevador de presión, y la potencia de salida generada por el ciclo en el sistema de expansión.

$$BWR = \frac{W_{impulsion}}{W_{generacion}} \quad (31)$$

Para el caso de los ciclos Rankine, los valores de BWR tienden a incrementar con la temperatura de evaporación, y en los ORC alcanzan a ser relativamente altos cuando se acercan a las temperaturas críticas.

5. SIMULACIONES DE LOS CICLOS Y ANALISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se muestran los resultados de las simulaciones de cada uno de los tres ciclos termodinámicos de TRC, ORC, SBC, empelando diferentes fluidos de trabajo. Las propiedades del fluido se obtienen empleando el programa EES®. En el Anexo A se presentan los modelos de código empleados para cada uno de los casos de análisis, estos modelos son realizados teniendo en cuenta las ecuaciones del capítulo anterior.

En este capítulo también se explica el proceso de elaboración de la rutina de simulación para cada uno de los ciclos de potencia mencionados en el numeral 2.2, se muestran los resultados y se comparan entre sí; por último, se analiza la viabilidad de implementación (desde el punto de vista técnico) de estos sistemas.

Para el análisis de los ciclos es importante considerar el estado del fluido de trabajo en la salida de la expansión, el cual depende de los fluidos evaluados, es decir, los fluidos isentrópicos y secos (dry) forman un grupo, para el cual en la salida de la expansión el fluido de trabajo se puede encontrar como vapor saturado o vapor sobrecalentado y el otro grupo formado por los fluidos húmedos (wet) para los cuales en la salida de la expansión, además de los estados mencionados, puede presentarse un estado de mezcla de líquido y vapor.

Tabla 25. Clasificación de fluidos para las simulaciones de los ciclos.

CICLO	Tipo de fluido	
	Húmedo (wet)	Isentrópico y seco (dry)
ORC	Propano	Isobutano
	R-134a	N-butano
	Amoniaco	R-236ea
		R-245fa
		R-124
TRC	Etano	Isobutano
	Propano	N-butano
	R-32	R-236ea
	R-41	R-245fa

CICLO	Tipo de fluido	
	Húmedo (wet)	Isentrópico y seco (dry)
	R-134a	R-124
	Amoniaco	
	Dióxido de carbono	
SBC	Etano	Isobutano
	Propano	N-butano
	Metano	R-236ea
	R-32	R-245fa
	R-41	R-124
	R-134a	
	Amoniaco	
	Dióxido de carbono	

5.1 VALIDACIÓN DE RUTINAS DE SIMULACIÓN

Para validar las ecuaciones y los códigos utilizados en las simulaciones se seleccionó la Figura 15 tomada del artículo de Vélez (Vélez, y otros, 2012), en la cual se indica la variación de la eficiencia en un ciclo Rankine orgánico, con la temperatura de entrada en la turbina para el R134a a diferentes valores de relación de presión. En la Figura 16 se pueden observar las curvas obtenidas con el código de elaboración propia en cual el error obtenido se mantiene por debajo del 3% en cualquiera de los casos ilustrados.

Figura 15. Eficiencia vs. Temperatura de entrada en la turbina para el R134a. (Vélez, y otros, 2012)

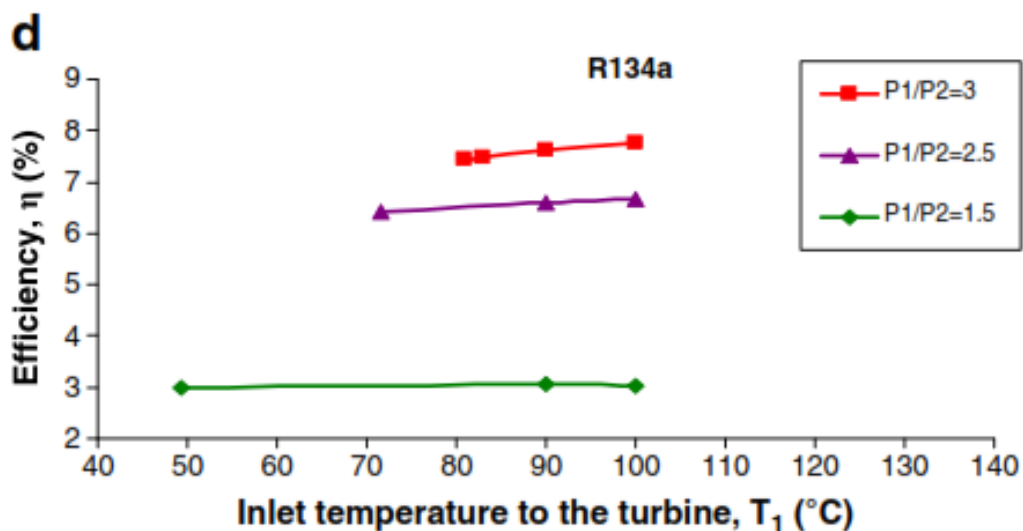
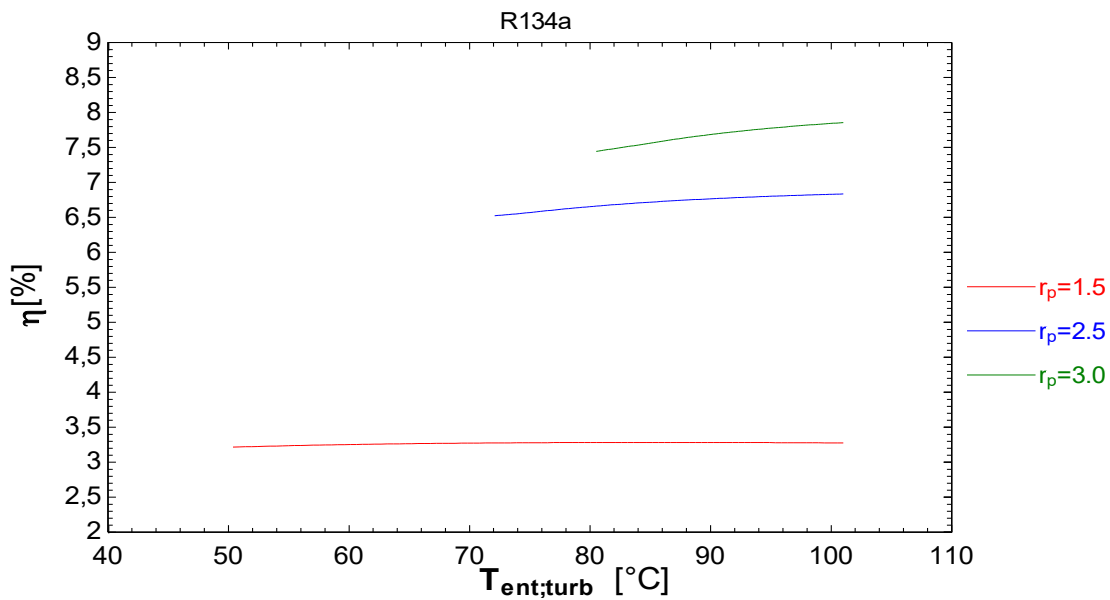


Figura 16. Eficiencia vs. Temperatura de entrada en la turbina para el R134a (Elaboración propia).



5.2 PARÁMETROS DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para realizar las simulaciones se tienen en cuenta dos casos que permiten evaluar las tendencias de cambio en el comportamiento de los ciclos propuestos.

En el caso 1, se busca conocer que ocurre en el ciclo al variar simultáneamente la presión de evaporación o calentamiento y la temperatura de entrada en el proceso de expansión. En el caso 2, se busca conocer que ocurre con el comportamiento del ciclo al mantener constante la presión de evaporación o calentamiento y variar la temperatura de entrada en el proceso de expansión.

Los valores son reportados en unidades específicas y el flujo másico se obtiene para una potencia de generación base de 1kW.

En las secciones siguientes se presentan los resultados y los análisis respectivos para cada uno de los casos estudiados.

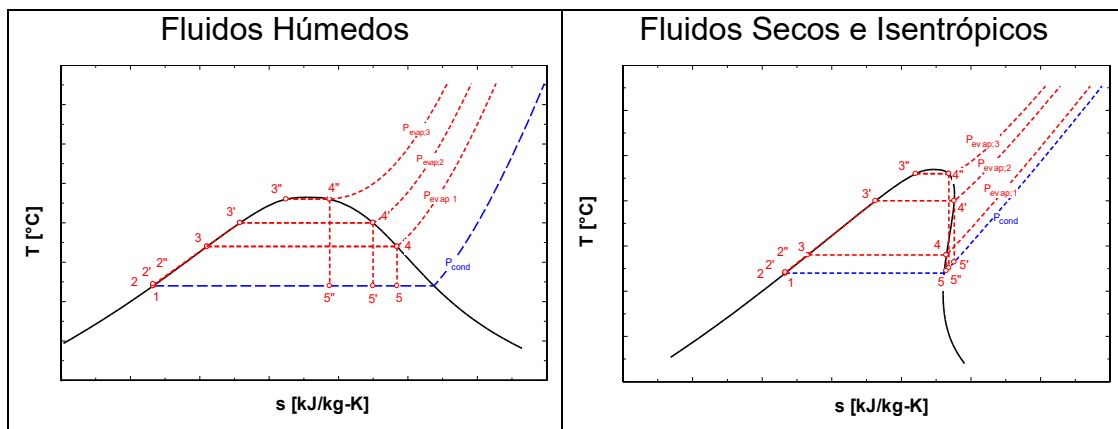
5.2.1 Ciclo Rankine Orgánico

5.2.1.1 Caso 1

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- Se supondrá que el punto inicial del ciclo es la entrada al sistema de bombeo, este punto será definido como líquido saturado a la temperatura del condensador (20°C).
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%. (Vélez, y otros, 2012).
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- Para el fluido en la entrada a la expansión se considera como vapor saturado.
- La temperatura máxima para la entrada en la expansión debe ser menor que la temperatura crítica del fluido analizado.

En la siguiente ilustración se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas.

Figura 17. Simulación para ORC – caso 1.



En este caso se busca analizar la influencia generada por el cambio de la temperatura a la salida de la evaporación sobre otras variables del ciclo,

manteniendo constante la fase del fluido de trabajo en la entrada del proceso de expansión (que el fluido se encuentre como vapor saturado) y la temperatura de condensación. Se consideran un rango de valores desde la temperatura de condensación ($T_{cond}=20^{\circ}\text{C}$) hasta la temperatura crítica de cada fluido. En la Tabla 26 se muestra el rango en el cual se varía la temperatura en las simulaciones para cada uno de los fluidos.

Tabla 26. Rango de temperatura de trabajo ORC caso 1.

Húmedo (wet)			Isentrópico y seco (dry)		
Fluido	Tinicial [$^{\circ}\text{C}$]	Tfinal [$^{\circ}\text{C}$]	Fluido	Tinicial [$^{\circ}\text{C}$]	Tfinal [$^{\circ}\text{C}$]
Propano	20	96,68	Isobutano	20	134,7
R-134a	20	101	N-butano	20	152
Amoniaco	20	132,3	R-236ea	20	139,3
			R-245fa	20	154
			R-124	20	122,3

Tabla 27. ORC - Caso 1 - Fluidos húmedos (wet). a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Relación de presiones. f) Flujo másico. g) Trabajo de compresión. h) Calidad en la salida de la expansión. i) Relación de trabajo de retroceso.

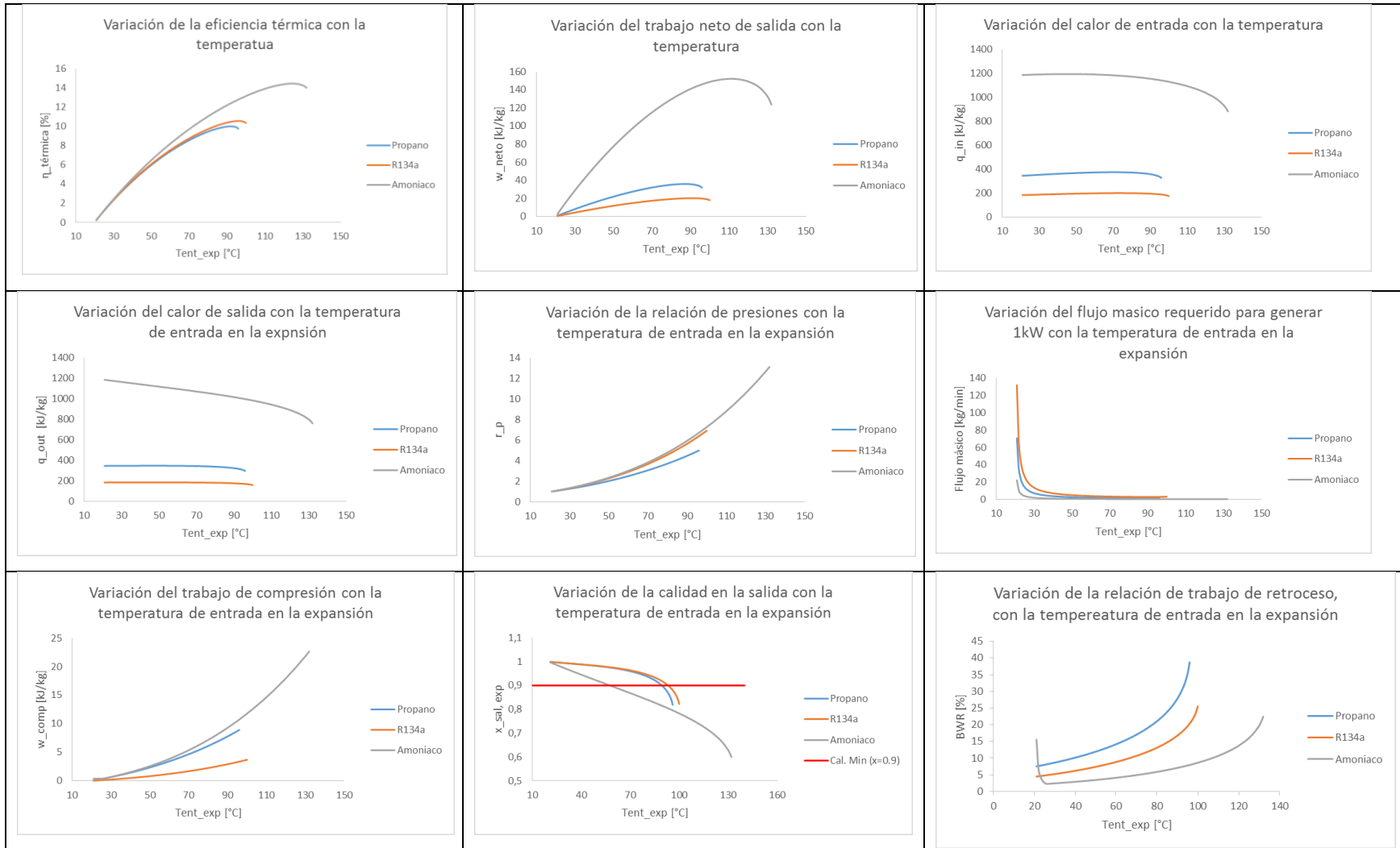
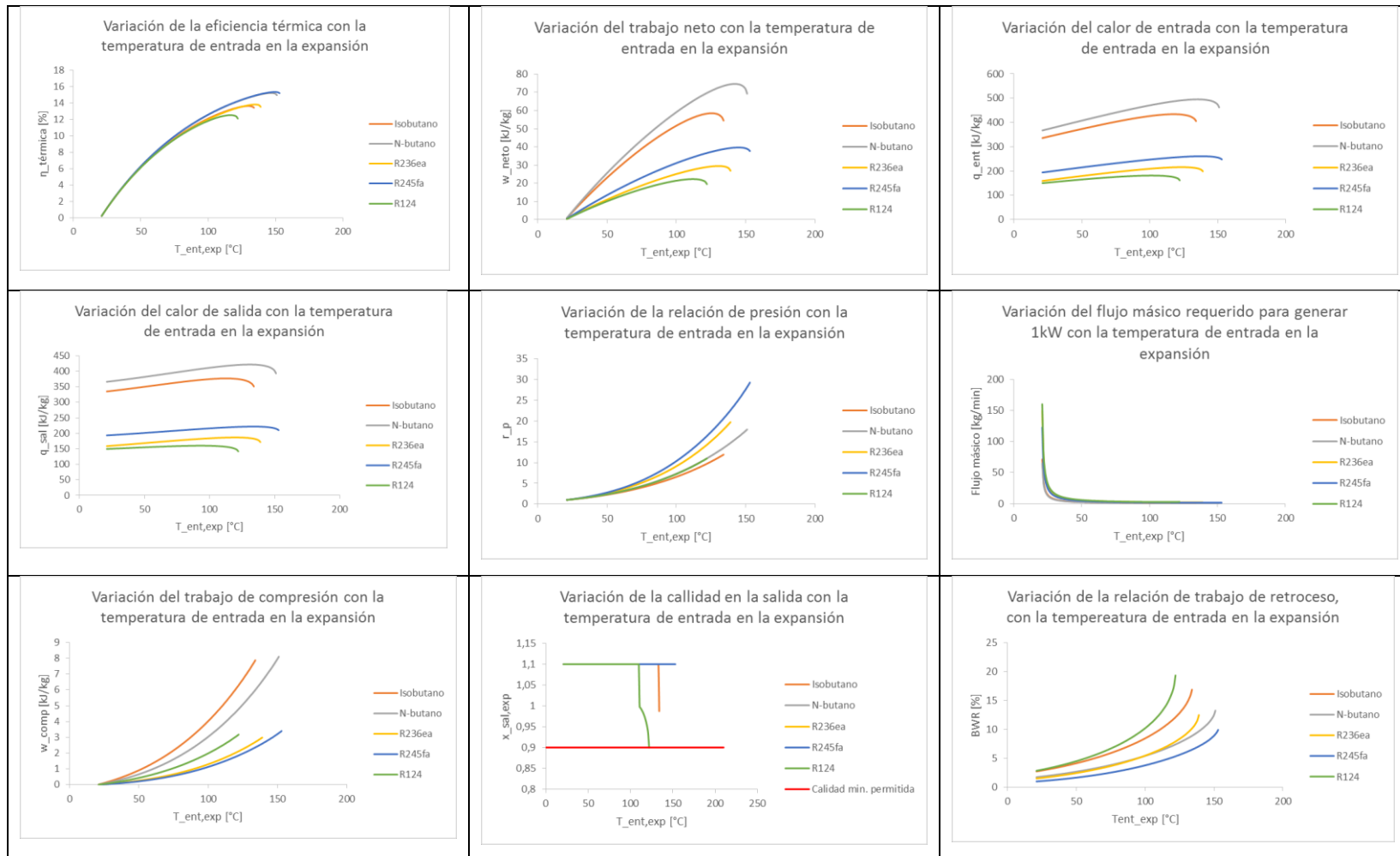


Tabla 28. ORC - Caso 1 Fluidos isentrópicos y secos (dry). a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Relación de presiones. f) Flujo másico. g) Trabajo de compresión. h) Calidad en la salida de la expansión. i) Relación de trabajo de retroceso.



Fluidos Húmedos:

Considerando que los equipos de expansión conocidos ven afectado su funcionamiento con la aparición del condensado, se define la calidad mínima permitida en la salida de la expansión, como 0.9. Debido a los problemas de erosión que se generan en el material de estos dispositivos. (Salazar-Pereyra, Lugo-Leyte, Zamora-Mata, Ruiz-Ramírez, & González-Oropeza., 2011)

En la Tabla 28, literal h, se puede observar cómo cambia la calidad del fluido de trabajo en la entrada de la condensación al aumentar la temperatura de entrada en la expansión, donde se puede notar que para el amoníaco se alcanza este valor de calidad de 0.9 a una temperatura aproximada de los 55°C, para el R134a y el propano se encuentra a una temperatura aproximada de 90°C, por lo cual para fuentes de temperatura mayores de este valor no se deben considerar los fluidos de trabajo bajo las condiciones mencionadas. El flujo de masa a través del ciclo determina el tamaño de los dispositivos y tuberías encargadas de contener el fluido de trabajo. De la gráfica g, es posible evaluar que para el amoníaco, propano y R134a el flujo másico encuentra valores bajos alrededor de los 30°C, por lo cual se considera este valor como el límite inferior de la temperatura de entrada en la expansión, debido a que si el valor es inferior a la temperatura mencionada los valores de flujo másico requeridos alcanzan valores considerablemente altos.

Los valores máximos y mínimos de temperatura en la salida del evaporador para el aprovechamiento de los fluidos de trabajo húmedos en las condiciones de funcionamiento analizadas (calidad mínima en la salida durante el proceso de expansión de 0.9), son:

Tabla 29. Eficiencia fluidos húmedos ORC - caso 1.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T=30°C]	Max [@T]
Propano	2,41	9,95[90°C]
R-134a	2,33	10,5[93°C]
Amoníaco	2,44	7,63[56°C]

Teniendo en cuenta los fluidos de trabajo húmedos (propano, R134a y amoniaco) y las condiciones establecidas para el ORC, es posible utilizar fuentes térmicas con temperatura máximas alrededor de los 100°C.

Fluidos Isentrópicos y secos

En estos fluidos se puede observar a partir de la Tabla 28 gráfica f que el flujo másico comienza con valores muy elevados a bajas temperaturas, lo que generan condiciones de funcionamiento altas para los dispositivos, por los tamaños y dimensiones requeridos, se considera entonces que la temperatura mínima de operación a la salida del evaporador, bajo las condiciones anteriormente mencionadas, se encuentra alrededor de los 50°C; esto debido a que si se compara el flujo másico requerido por kW generado a temperaturas inferiores respecto al mismo a temperaturas superiores, es posible encontrar un cambio considerable en su valor.

Debido a las condiciones antes mencionadas el límite superior de temperatura en la entrada de la expansión para la aplicación de estos fluidos en el ORC, se encuentra cercana a su temperatura crítica

Tabla 30. Eficiencia fluidos secos ORC - caso 1.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T=50°C]	Max [@T]
Isobutano	6,19	13,64[130°C]
N-butano	6,33	15,13[150°C]
R-236ea	6,2	13,8[135°C]
R-245fa	6,3	15,35[150°C]
R-124	6,24	12,45[120°C]

5.2.1.2 Caso 2:

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- Se supondrá que el punto inicial del ciclo es la entra al sistema de bombeo, este punto será definido como liquido saturado a la temperatura del condensador (20°C).
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%.
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- Se fija la presión de trabajo del evaporador, como el valor en el cual la entropía del vapor saturado a la salida del evaporador sea igual a la entropía en la entrada del condensador y se garantice una mezcla con valor de calidad mínima de 0.9 durante el proceso de expansión.
- El primer estado en la entrada a la expansión de la simulación se toma considerando que el fluido se encuentra en vapor saturado, a la presión de trabajo del evaporador.
- Manteniendo la presión del evaporador constante, se comienza a variar la temperatura de entrada a la turbina hasta 230°C (temperatura de la fuente de calor) para alcanzar el estado de vapor sobrecalentado

En la siguiente tabla se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas.

Tabla 31. Simulación para ORC – caso 2.

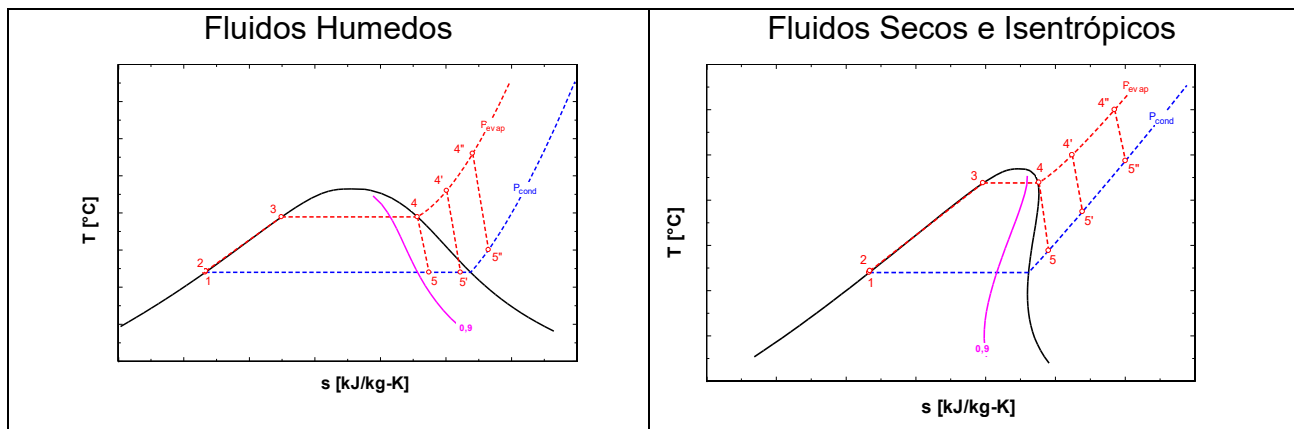


Tabla 32. ORC - Caso 2. Fluidos húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.

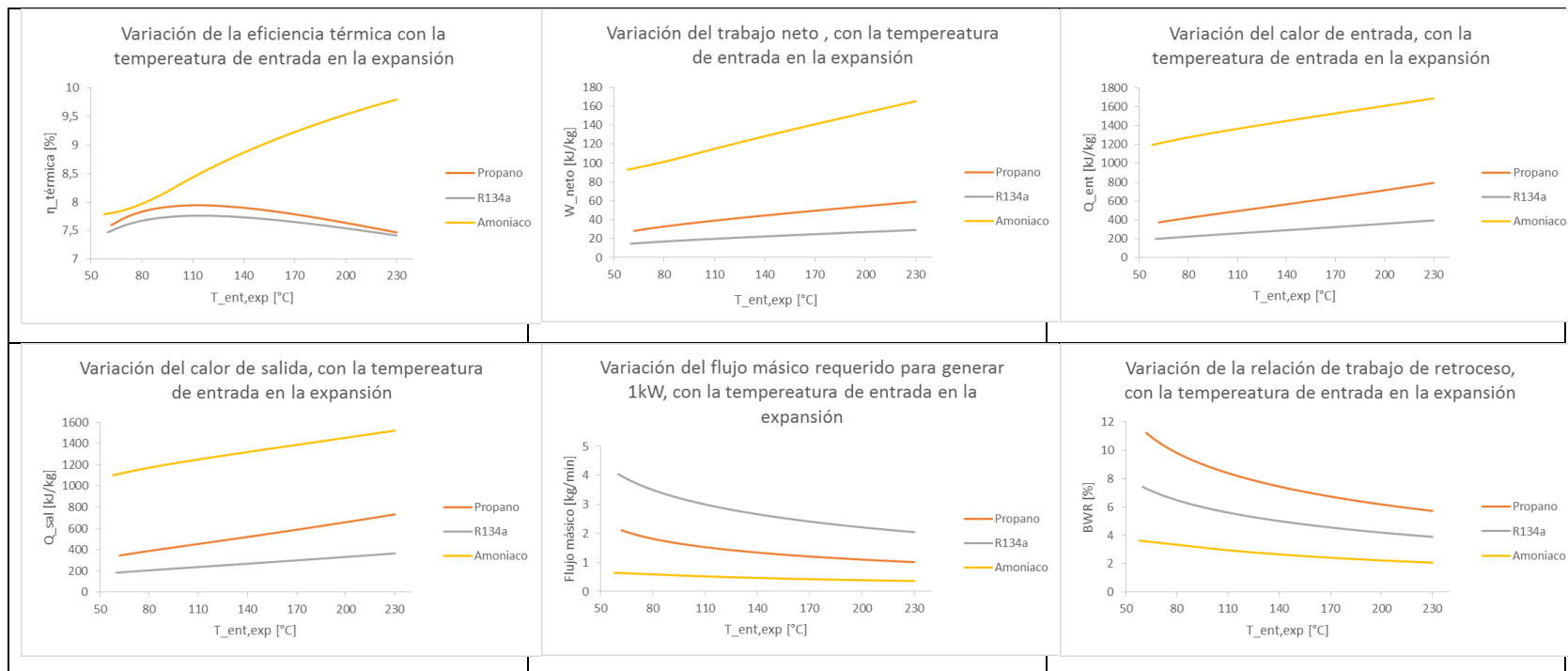
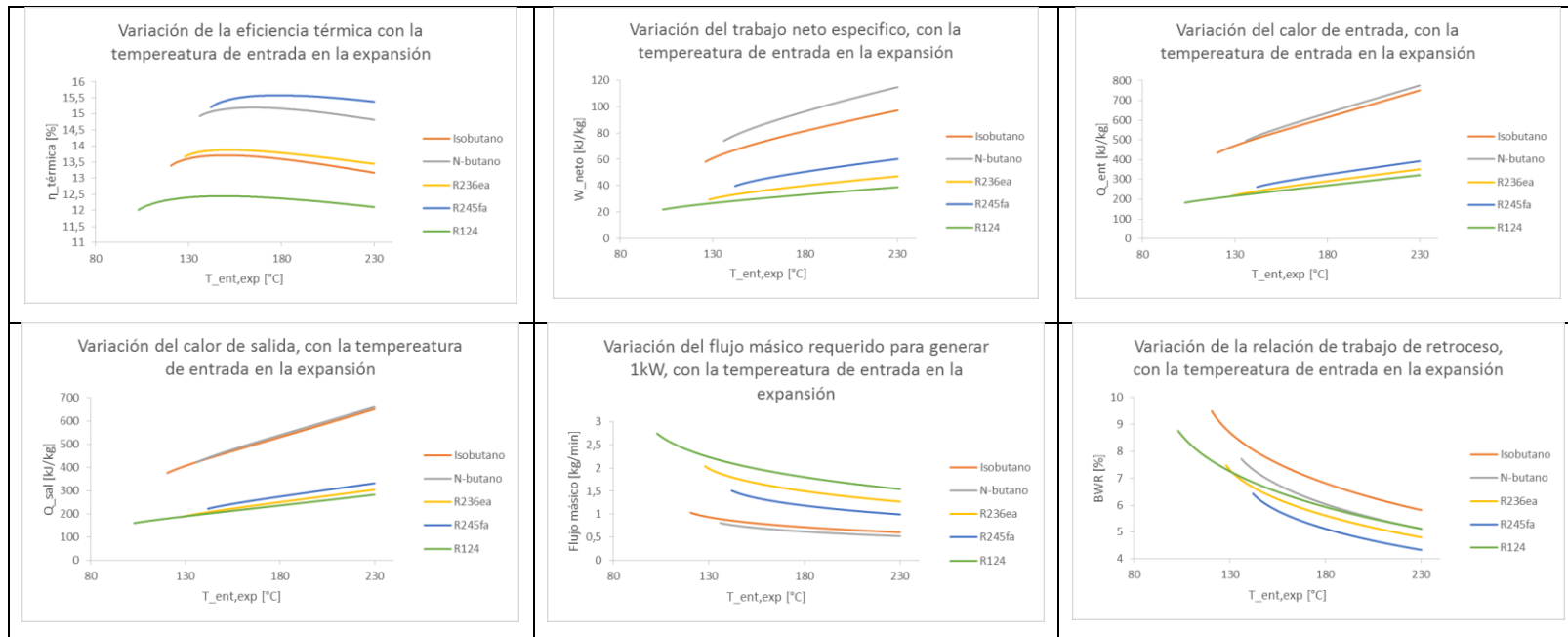


Tabla 33. ORC - Caso 2. Fluidos Isentrópicos y secos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.



Fluidos húmedos (wet)

En la Tabla 32 figura a se puede observar que se tiene dos comportamientos opuestos, inicialmente para el amoníaco al aumentar la temperatura de entrada en la expansión manteniendo la presión constante, es decir realizar un sobrecalentamiento, su eficiencia térmica comienza a aumentar en todo el rango de temperatura propuesto, alcanzando valores máximos alrededor del 10%. Por el contrario se encuentran el propano y el R134a, para los cuales la eficiencia térmica aumenta para temperaturas cercanas a los 100°C, luego el comportamiento de la eficiencia comienza a presentar un descenso, por lo tanto se considera limitar la temperatura de la fuente en estos fluidos hasta un valor cercano al mencionado. El mayor valor de eficiencia logrado con estos fluidos se encuentra alrededor del 7.5%. Además en la gráfica e se puede observar como el flujo másico necesario para generar 1kW en el amoníaco presenta valores inferiores al propano y el R134a, además de un valor relativamente constante a lo largo del intervalo de temperatura propuesto. También se observa de las gráficas b, c y d, que los valores de calor de entrada, trabajo neto y calor de salida específico del amoníaco presenta valores comparativamente superiores a los demás fluidos húmedos comparados.

Tabla 34. Eficiencia fluidos húmedos ORC - caso 2.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T]	Max [@T]
Propano	7,60 [62°C]	7,94 [120°C]
R-134a	7,47 [60°C]	7,76 [110°C]
Amoníaco	7,79 [58°C]	9,80 [230°C]

Fluidos isentrópicos y secos (dry):

De la Tabla 33 figura a se puede observar que todos los fluidos tienen un comportamiento similar, solo que los valores difieren entre ellos, es decir, bajo las condiciones de simulación propuesta, se inicia con un leve aumento de la eficiencia

térmica y luego se presenta una disminución en los valores de la eficiencia. Se pueden diferenciar tres (3) grupos de valores para la temperatura de la fuente considerando el valor para el cual la eficiencia térmica alcanza un máximo, a partir del comportamiento descrito.

El R124 para una temperatura de la fuente alrededor de los 120°C, luego el isobutano y el R236ea para temperaturas alrededor de los 130°C, después el n-butano y el R245fa para temperatura cercanas a los 150°C, alcanzan valores de eficiencias térmicas en cada grupo, cercanas a 12%, 14% y 15, respectivamente.

En la gráfica b, c y d, correspondientes al calor de entrada, trabajo neto y calor de salida específicos es notable la diferencia en valores entre el isobutano y el n-butano respecto a los demás fluidos incluidos en el gráfico.

Tabla 35. Eficiencia fluidos secos ORC - caso 2.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
Isobutano	13,39 [120°C]	13,71 [145°C]
N-butano	14,93 [136°C]	15,20 [160°C]
R-236ea	13,67 [128°C]	13,88 [146°C]
R-245fa	15,21 [142°C]	15,58 [171°C]
R-124	12,01 [103°C]	12,44 [140°C]

5.2.2 Ciclo Rankine Transcrítico

Se considera que el fluido se encuentra en las condiciones de un TRC cuando la presión de evaporación se encuentra por encima de la presión crítica del fluido de trabajo y la presión de condensación por debajo de la presión crítica.

5.2.2.1 Caso 1

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- Se supondrá que el punto inicial del ciclo es la entra al sistema de bombeo, este punto será definido como liquido saturado a la temperatura del condensador (20°C).
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%.
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- Se toma como punto de partida en la entrada de la expansión para la simulación, el estado que resulte de intersectar la línea de presión crítica, con una línea de entropía constante, la cual es determinada como la entropía mínima necesaria para garantizar que la calidad durante el proceso de expansión se mantenga en valores iguales o superiores a 0.9.
- Manteniendo el valor de la entropía mínima necesaria para garantizar la calidad durante el proceso de expansión constante, se comienza a incrementar la temperatura hasta el valor máximo definido para la fuente (230°C).

En la siguiente ilustración se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas.

Tabla 36. Simulación para TRC – caso 1.

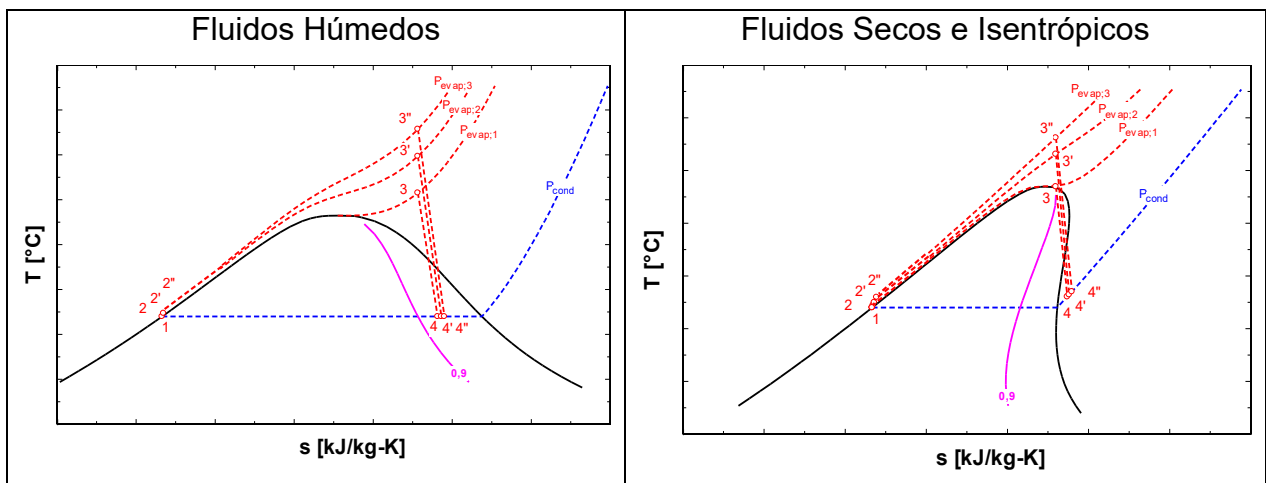


Tabla 37. TRC - caso 1 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.

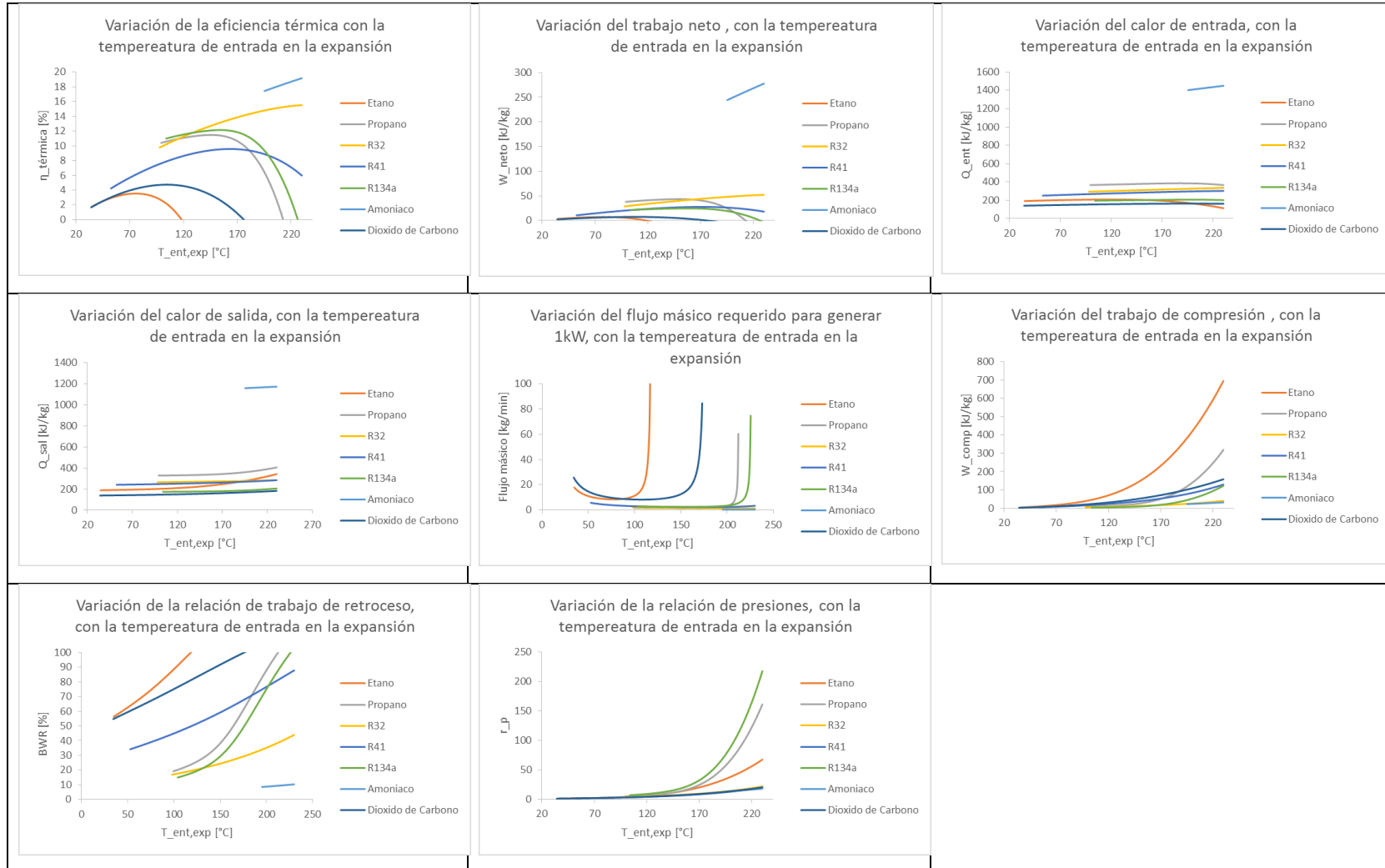
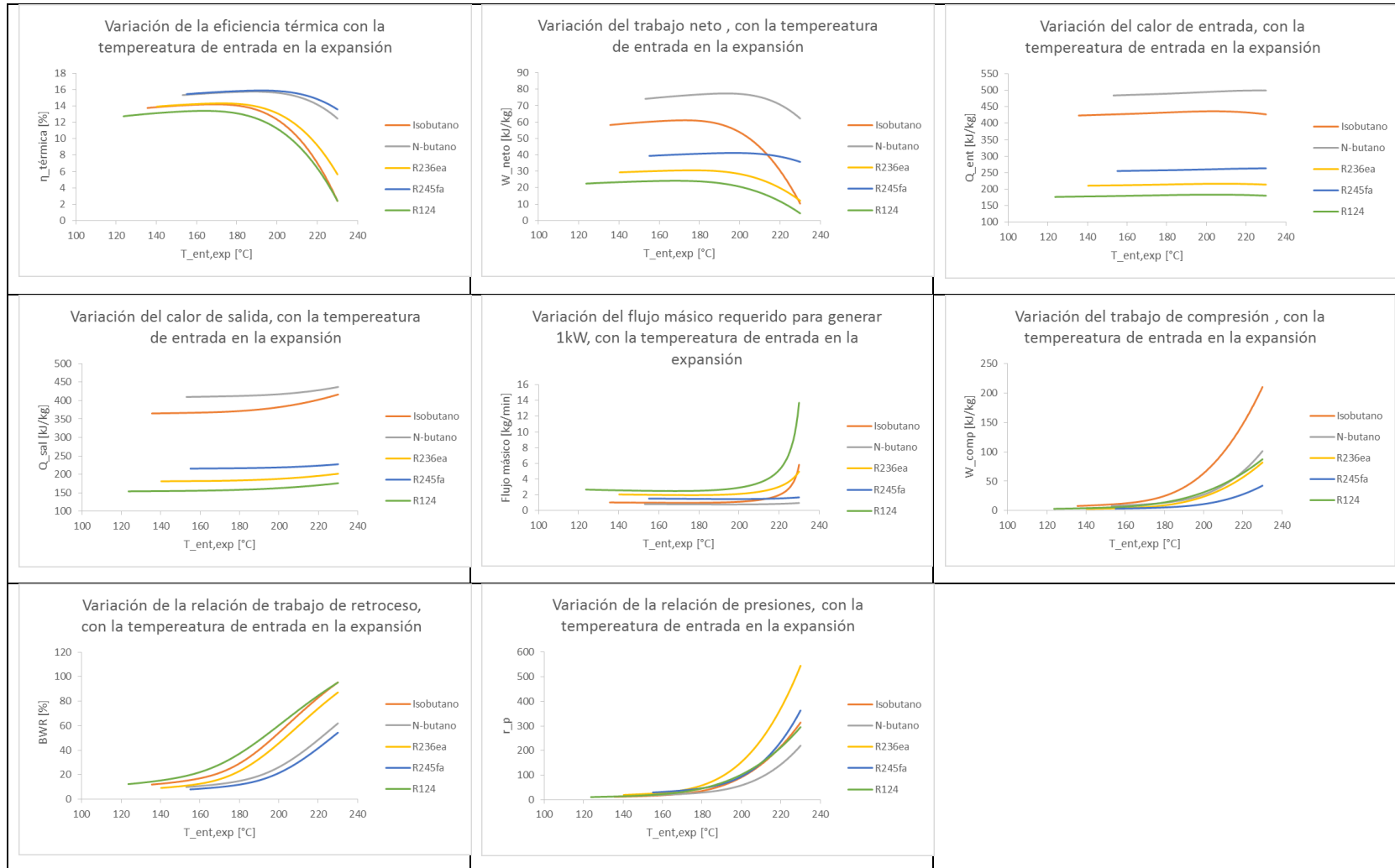


Tabla 38. TRC - caso 1 Secos e isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.



Fluidos húmedos (wet)

De la Tabla 37 figura a se puede observar que se presenta dos (2) tendencias de comportamiento, la primera asociada al amoniaco y el R32 los cuales aumentan su eficiencia térmica en todo el intervalo de temperatura propuesto y alcanzan valores cercanos al 16% y 20% respectivamente. Luego los demás fluidos presentan una zona con tendencia de crecimiento y luego de llegar a un máximo de eficiencia, comienzan a presentar un descenso, pero respecto a este comportamiento se pueden dar dos (2) posibilidades, que durante la zona de descenso se alcance una eficiencia de cero (0), comportamiento presentado en este caso por etano, dióxido de carbono, Propano y R134a, para los cuales su eficiencia térmica máxima alcanzó valores alrededor de 4%, 6%, 10% y 12% a temperatura de 80°C, 110°C, 160°C y 190°C respectivamente. Luego se encuentra el R41 que sufre un descenso, pero no alcanza el valor de cero (0), en este caso se pueden encontrar temperatura de fuente cercanas a los 180°C. Además en la gráfica e se encuentra que los valores de flujo másico, en base a 1kW de potencia instalada, se elevan abruptamente para el etano, propano, R134a y dióxido de carbono, esto se debe a que al disminuir la eficiencia es necesario incrementar el flujo con el fin de cumplir con la condición de 1 kW de potencia instalada. Además en la gráfica h, se observa un crecimiento espontaneo de la relación de presiones, en temperaturas cercanas a los valores mencionados para los fluidos que alcanzan el valor de cero (0) en la eficiencia térmica, esto es debido a que en estas temperaturas las líneas isobáricas en el diagrama T-s, se encuentran muy cerca entre si, implicando que a pequeños cambios e temperatura las presiones varíen significativamente.

En los gráficos b, c y d, se observa para el amoniaco valores comparativamente superiores a los demás fluidos de la gráfica respecto al calor de entrada, trabajo neto y calor de salida específicos.

Tabla 39. Eficiencia fluidos húmedos TRC - caso 1.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T]	Max [@T]
Etano	1,75 [35°C]	3,53 [75,9°C]
Propano	10,40 [99°C]	11,47 [143°C]
R-32	9,78 [98°C]	15,52[230°C]
R-41	4,22 [53°C]	9,58 [163°C]
R-134a	11,00 [104°C]	12,14 [152°C]
Amoniaco	17,43 [195°C]	19,16 [230°C]
Dióxido de carbono	1,72 [35°C]	4,73 [105°C]

Fluidos isentrópicos y secos (dry)

En la Tabla 38 gráfica a se puede observar que el comportamiento de los fluidos gráficos tienden a comportarse de forma similar, es decir, la eficiencia térmica presenta una leve tendencia creciente y luego una fuerte caída en los valores encontrados. Es posible definir un grupo integrado por el n-butano y R245fa para los cuales la eficiencia térmica máxima se encuentra alrededor del 16% en temperatura cercanas a los 200°C, por otro lado para el isobutano, R236ea y R124 se encuentra eficiencias térmicas alrededor del 14%, para valores de temperatura cercanos a 170°C. De la gráfica e, se puede observar que para isobutano, R124 y R236ea, se presenta un aumento espontaneo del flujo másico en temperaturas cercanas a los 220°C, los demás fluidos permanecen con valores relativamente estables, con una leve tendencia decreciente. De la gráfica h, se puede observar el aumento de la relación de presión en todos los fluidos comparados, para valores de temperatura en la fuente mayores de 180°C aproximadamente.

Tabla 40. Eficiencia fluidos secos TRC - caso 1.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
Isobutano	13,75 [135,6°C]	14,19 [165,3°C]
N-butano	15,32 [153,1°C]	15,74 [185,8°C]

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
R-236ea	13,92 [140,3°C]	14,31 [169,4°C]
R-245fa	15,44 [155,1°C]	15,88 [191,2°C]
R-124	12,74 [123,7°C]	13,40 [163,5°C]

5.2.2.2 Caso 2

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- Se supondrá que el punto inicial del ciclo es la entra al sistema de bombeo, este punto será definido como liquido saturado a la temperatura del condensador (20°C).
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%.
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- Se toma como punto de partida en la entrada de la expansión para la simulación, el estado que resulte de intersectar la línea de presión correspondiente a 1.2 veces la presión critica, con una línea de entropía constante, la cual es determinada como la entropía mínima necesaria para garantizar que la calidad durante el proceso de expansión se mantenga en valores iguales o superiores a 0.9.
- Manteniendo la presión de evaporación constante, se comienza a aumentar la temperatura hasta el valor máximo definido para la fuente 230°C

En la siguiente ilustración se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas.

Tabla 41. Simulación para TRC – caso 2.

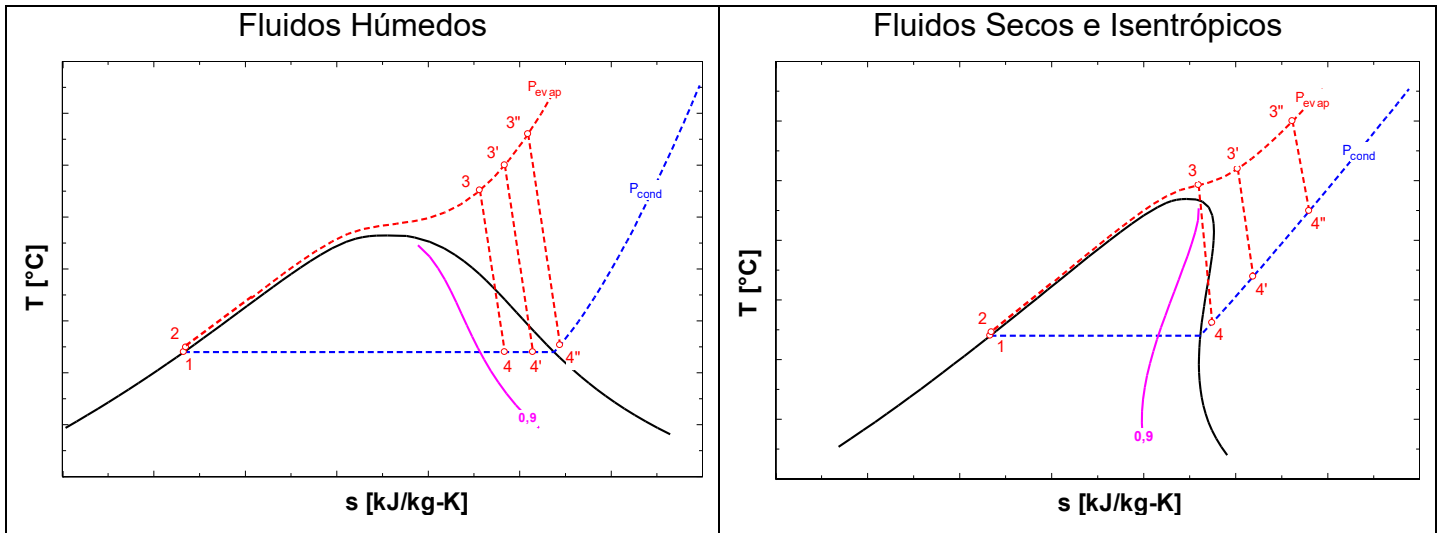


Tabla 42. TRC - caso 2 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.

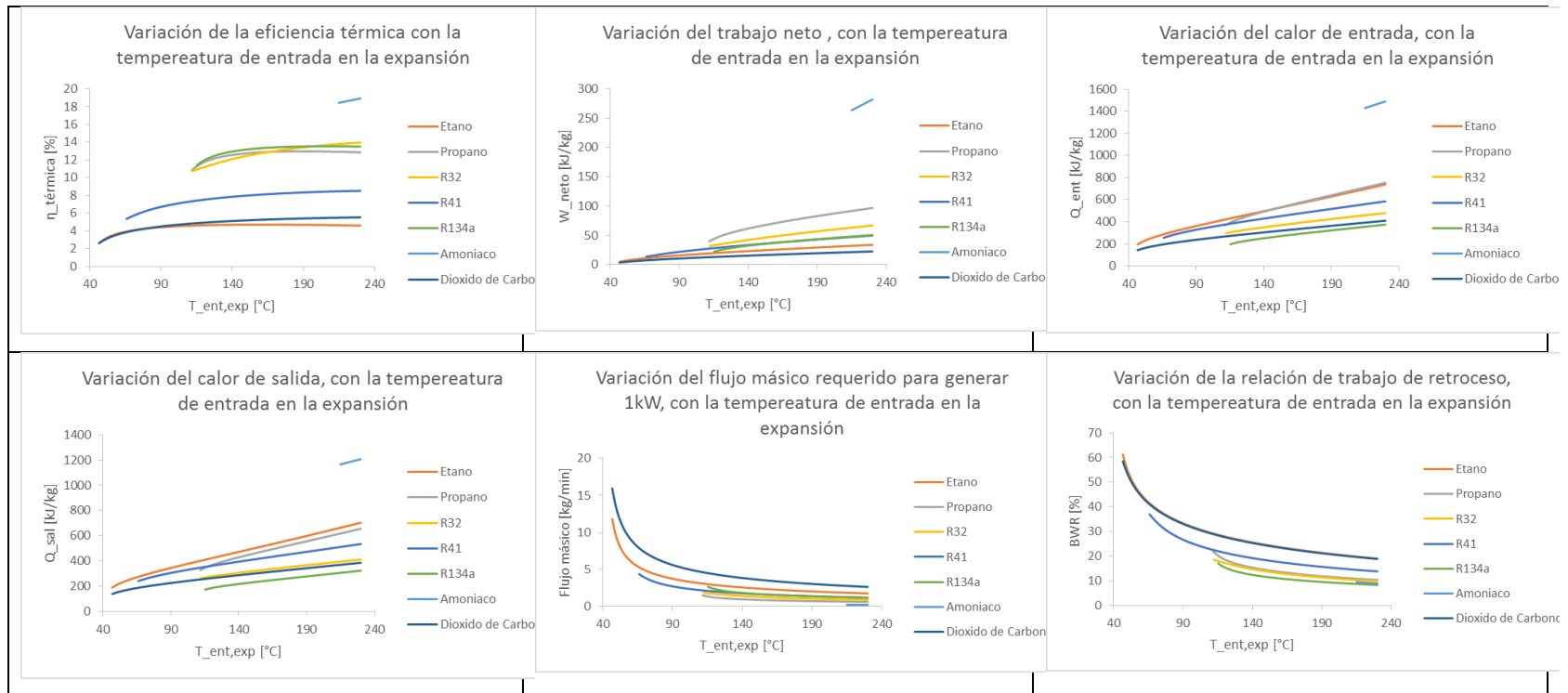
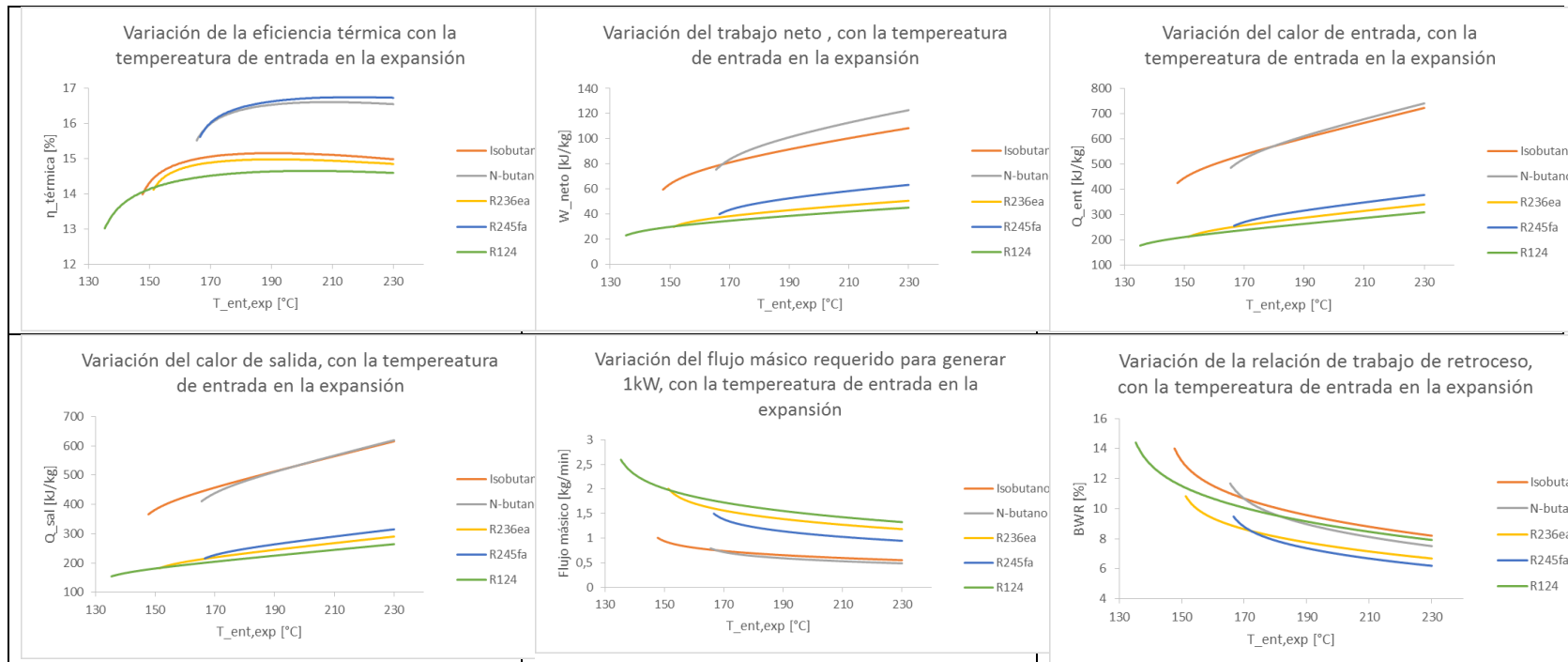


Tabla 43. TRC - caso 2 Isentrópicos y secos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.



Fluidos húmedos

De la Tabla 42 figura a se pueden observar dos (2) tipos de comportamientos, para el primer grupo de fluidos compuesto por etano, propano y R134a, los cuales inicialmente presentan una leve tendencia de crecimiento en la eficiencia, pero luego tienden a permanecer constante durante el intervalo de temperatura propuesto, los valores de temperatura a partir de los cuales se presenta este comportamiento se encuentra alrededor de 90°C, 130°C y 150°C respectivamente. Los demás fluidos considerados R32, R41, amoníaco y CO₂ presentan un leve crecimiento de la eficiencia térmica en todo el intervalo de temperatura propuesto. Además es notable el reducido rango de aplicación del amoníaco para este caso, debido a que genera valores de eficiencia para temperatura aproximadas entre 200°C y 230°C.

En las gráficas b, c, y d, se observa la diferencia comparativa del calor de entrada, trabajo neto y calor de salida, presentados por el amoníaco respecto a los demás fluidos propuestos. En la gráfica e, se observa de las curvas obtenidas para el flujo másico del etano, R41 y CO₂, el intervalo de aplicación para los valores de temperatura propuesto inicia alrededor de los 100°C, además es evidente, comparativamente hablando, el bajo flujo másico requerido por el amoníaco.

En la gráfica f se observa que el etano, R41 y CO₂, para temperaturas menores a los 100°C aproximadamente, requieren altas proporciones de trabajo de compresión (BWR) para obtener las condiciones de funcionamiento establecidas en el caso.

Tabla 44. Eficiencia fluidos húmedos TRC - caso 2.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T]	Max [@T]
Etano	2,60 [46,75°C]	4,708 [158,9°C]
Propano	10,84 [111,7°C]	12,97 [182,5°C]
R-32	10,76 [112,2°C]	13,96 [230°C]
R-41	5,36 [66°C]	8,52 [230°C]
R-134a	11,39 [115,3°C]	13,54 [197,4°C]
Amoníaco	18,44 [215°C]	18,93 [230°C]
Dióxido de carbono	2,62 [46,71°C]	5,53 [230°C]

Fluido isentrópicos y secos (dry)

De la Tabla 43 gráfica a se puede observar que el comportamiento de todos los fluidos graficados tienen un comportamiento similar, es decir, inicialmente la eficiencia térmica aumenta, luego la tasa de crecimiento comienza a disminuir tornándose constante y finalmente comienza a disminuir levemente. En la gráfica b, c y d, se puede observar que el isobutano y n-butano presentan valores comparativamente mayores a los demás fluidos para el calor de entrada, trabajo neto y calor de salida específicos, además de la gráfica d se observa que tiene valores de flujo másico para generar 1kW, menores que los demás fluidos comparados en este caso.

Tabla 45. Eficiencia fluidos secos TRC - caso 2.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
Isobutano	14,00 [147,7°C]	15,16 [184,6°C]
N-butano	15,52 [165,5°C]	16,61 [202,6°C]
R-236ea	14,12 [151,3°C]	14,98 [183,7°C]
R-245fa	15,62 [166,6°C]	16,75 [210,3°C]
R-124	13,02 [135,3°C]	14,65 [193,9°C]

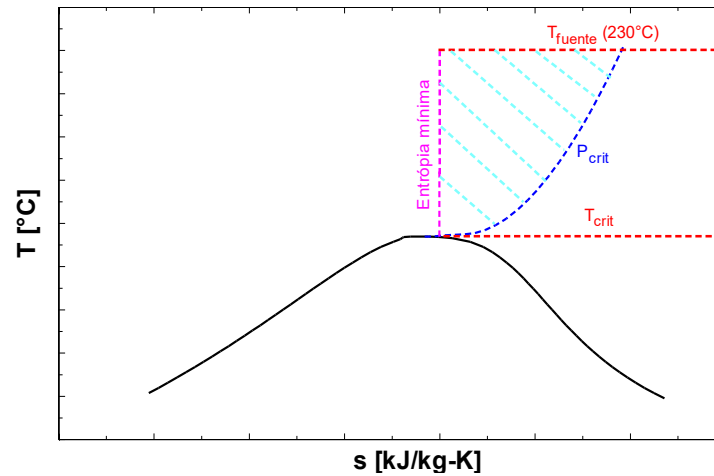
5.2.3 Ciclo Brayton supercrítico

Para mantener el fluido en estado supercrítico, es necesario que la temperatura y presión de operación durante las etapas del ciclo permanezca por encima de la presión y temperatura crítica, respectivamente.

Considerando lo anterior se utiliza como región de trabajo para el presente estudio, la zona delimitada por las siguientes condiciones:

- Presiones de trabajo con valores mayores a la presión crítica
- Temperatura de trabajo mayores a la temperatura crítica, pero inferiores a la temperatura de la fuente (230°C)
- La entropía mínima durante el ciclo será igual a la entropía correspondiente al punto crítico.

Figura 18. Zona de trabajo para SBC.



Luego para realizar la simulación se consideran dos casos:

5.2.3.1 Caso1

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%.
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- El punto inicial para la entrada a la compresión es el punto crítico
- Se define una presión máxima de trabajo dada por una relación de presión de 1.5 para cada fluido a partir de su presión crítica.
- Se deja constante el valor de entropía para la entrada en la expansión del paso anterior.
- Se define la entropía de trabajo en la entrada de la expansión con la temperatura máxima de la fuente (230°C) y la presión de trabajo máxima (1.5P_{crit})
- Manteniendo constante la entropía de trabajo se comienza a variar la temperatura de entrada en la expansión desde la temperatura crítica hasta la temperatura máxima de la fuente.

En la siguiente ilustración se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas. Debido a que las condiciones de operación del ciclo se encuentran por encima de las líneas de saturación, no se hace necesario esquematizar los ciclos diferenciando entre fluidos húmedos, secos e isentrópicos.

Figura 19. Simulación para SBC – caso 1.

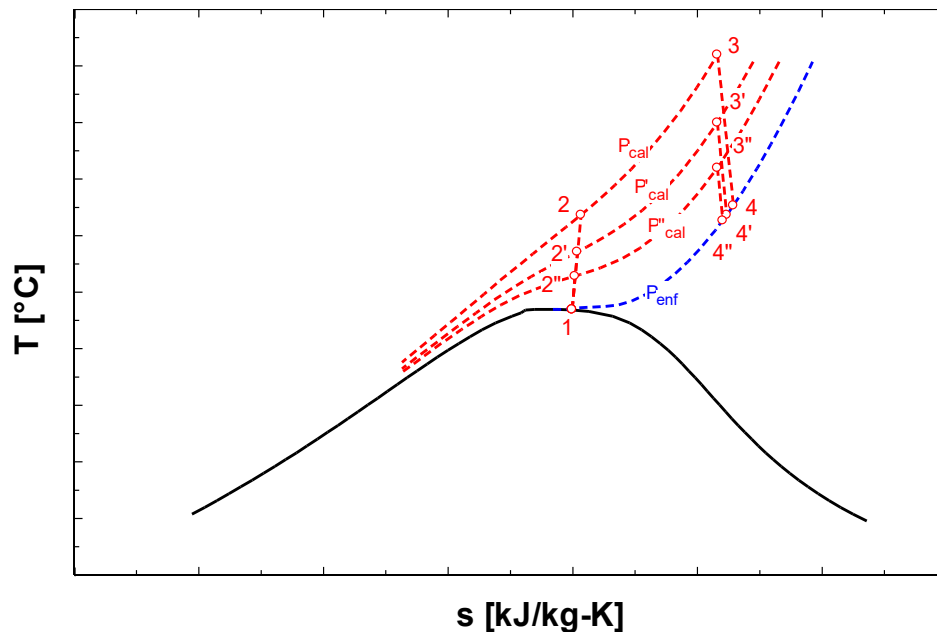


Tabla 46. SBC - caso 1 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.

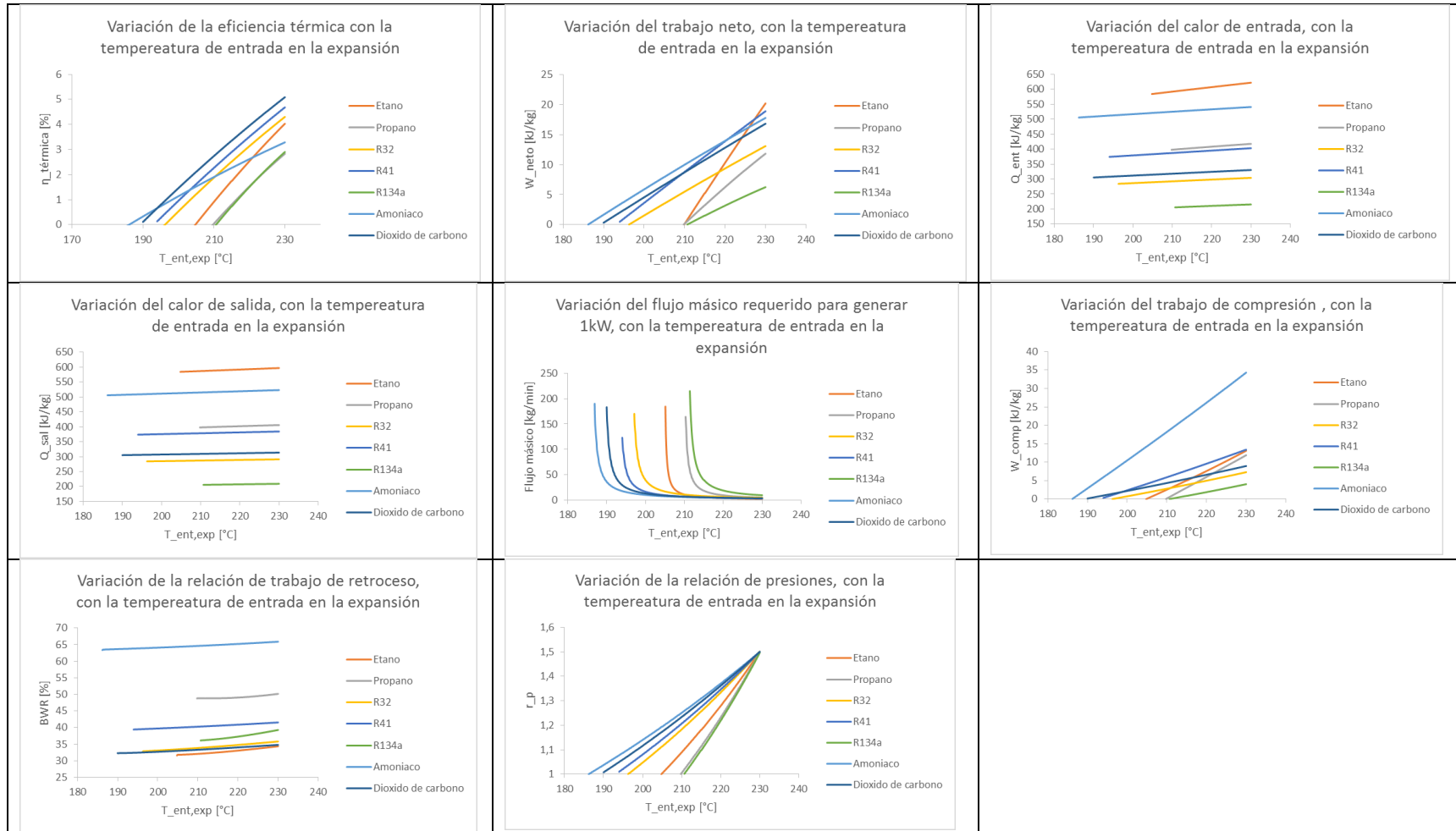
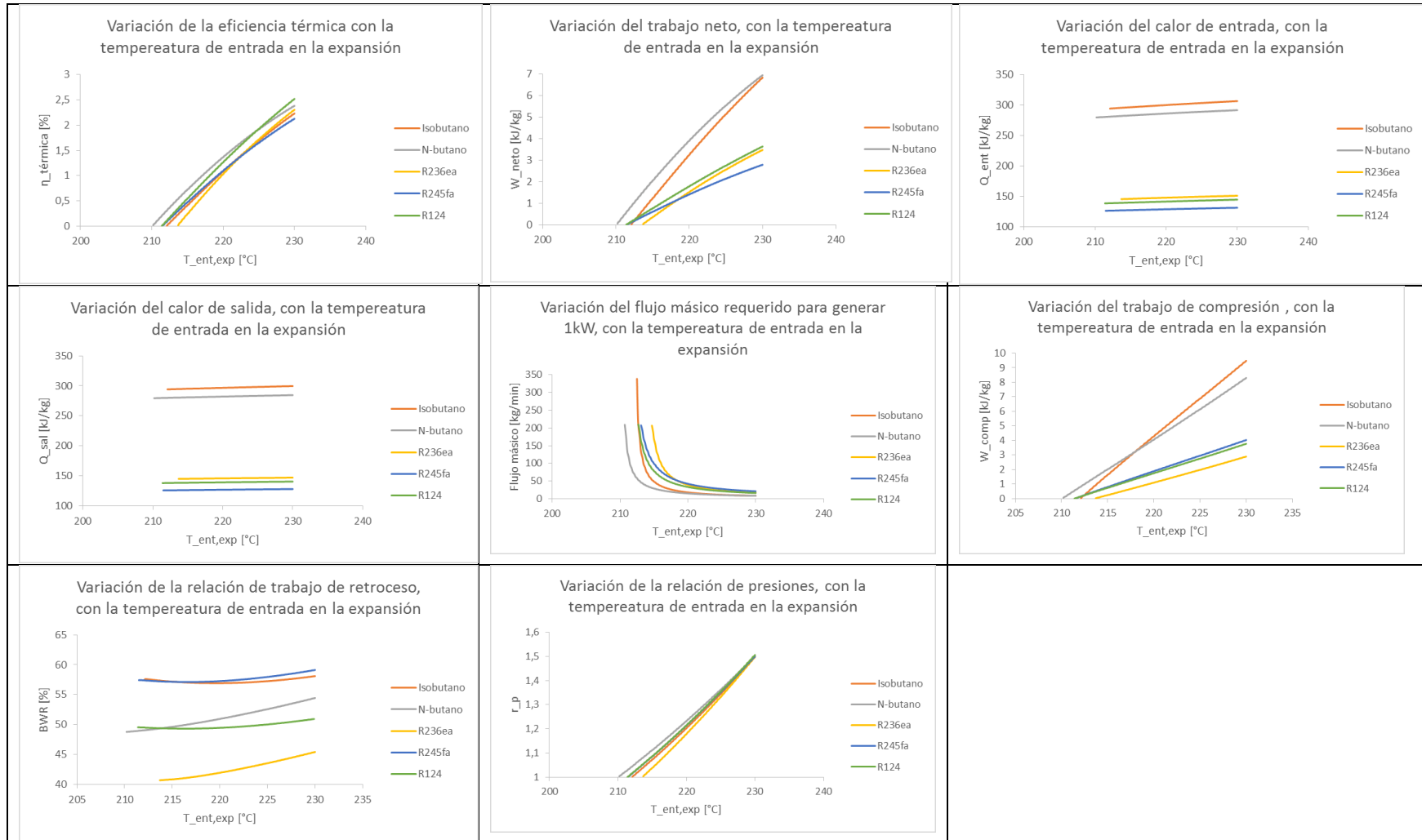


Tabla 47. SBC - caso 1 Secos e Isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Trabajo de compresión. g) Relación de trabajo de retroceso. h) Relación de presiones.



Fluidos húmedos

De la Tabla 46 gráfica a se puede observar un comportamiento similar entre los fluidos de trabajo para este caso, es decir existe una tendencia creciente para la eficiencia térmica en el intervalo de temperatura propuesto.

De la gráfica c y d se puede observar que el calor de entrada específico tiene una leve tendencia creciente y el calor de salida específico tienen un comportamiento relativamente constante para el intervalo de temperatura propuesto, pero numéricamente hablando los valores para cada uno se encuentran cercanos.

De la gráfica e se observa para cada fluido un valor de temperatura mínima de ciclo diferente, dada por el comportamiento de los valores para el flujo másico graficados.

Tabla 48. Eficiencia fluidos húmedos SBC - caso 1.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T]	Max [@T]
Etano	0,11 [205,4°C]	4,03 [230°C]
Propano	0,15 [210,7°C]	2,83 [230°C]
R-32	0,10 [197°C]	4,30 [230°C]
R-41	0,13 [194°C]	4,68 [230°C]
R-134a	0,19 [211,7°C]	2,90 [230°C]
Amoniaco	0,09[187,2°C]	3,29 [230°C]
Dióxido de carbono	0,20[190,7°C]	5,10 [230°C]

Fluidos Isentrópicos y secos (dry)

De la Tabla 47 gráfica a se puede observar la misma tendencia creciente en el comportamiento de los fluidos comparados

De la gráfica c y d se puede observar que el isobutano y n-butano presentan para el calor de entrada y calor de salida específicos valores comparativamente mayores a los demás fluidos, pero numéricamente cercanos

De la gráfica e, se puede observar que para valores por debajo de los 220°C los valores de flujo másico son relativamente altos, por lo tanto se considera el uso de los fluidos para fuentes con temperatura superior a este valor.

Tabla 49. Eficiencia fluidos secos SBC - caso 1.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
Isobutano	0,14 [213°C]	2,23 [230°C]
N-butano	0,14 [211°C]	2,38 [230°C]
R-236ea	0,24 [215°C]	2,30 [230°C]
R-245fa	0,21 [213°C]	2,13 [230°C]
R-124	0,25 [213°C]	2,52 [230°C]

5.2.3.2 Caso 2

- Se consideran los dispositivos del ciclo trabajando en estado estable
- La eficiencia isentrópica de compresión y expansión se considera del 75%.
- Las caídas de presión en el evaporador, condensador y tubería de transporte se consideran despreciable
- El punto inicial para la entrada a la compresión es el punto crítico
- Se define una presión máxima de trabajo dada por una relación de presión de 1.5 para cada fluido a partir de su presión crítica.
- Manteniendo constante la presión de trabajo máxima, se comienza a variar la temperatura de entrada en la expansión desde la temperatura en la salida del compresor hasta la temperatura máxima de la fuente.

En la siguiente ilustración se representa de manera esquemática las condiciones de simulación para los fluidos húmedos y secos analizados bajo las condiciones mencionadas.

Figura 20. Simulación para SBC – caso 2.

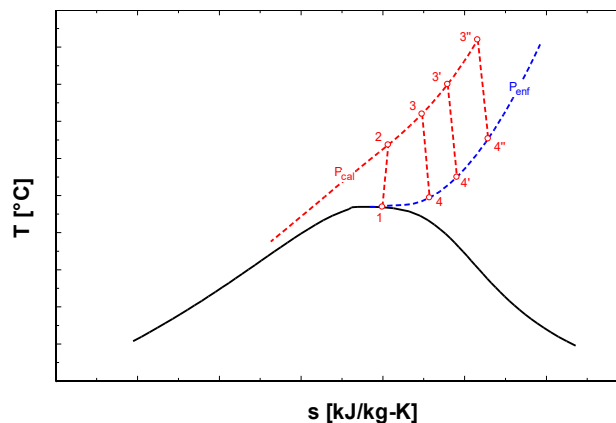


Tabla 50. SBC - caso 2 Húmedos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.

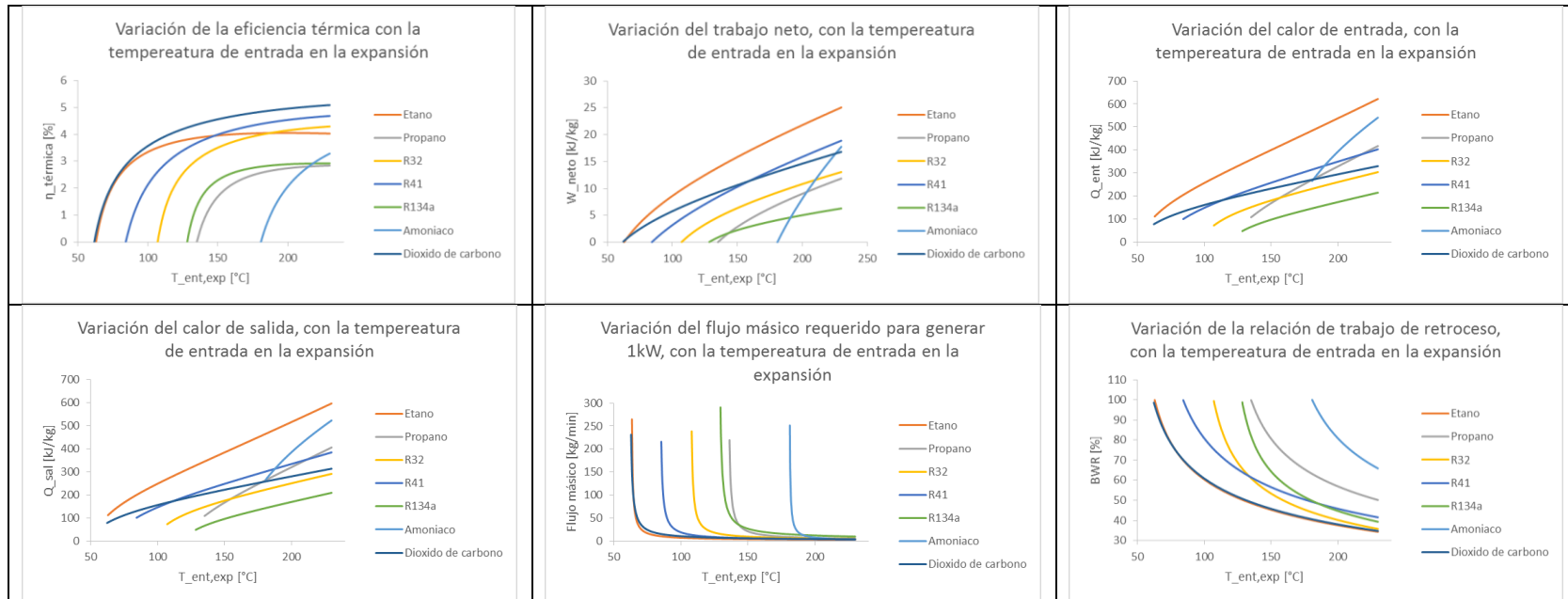
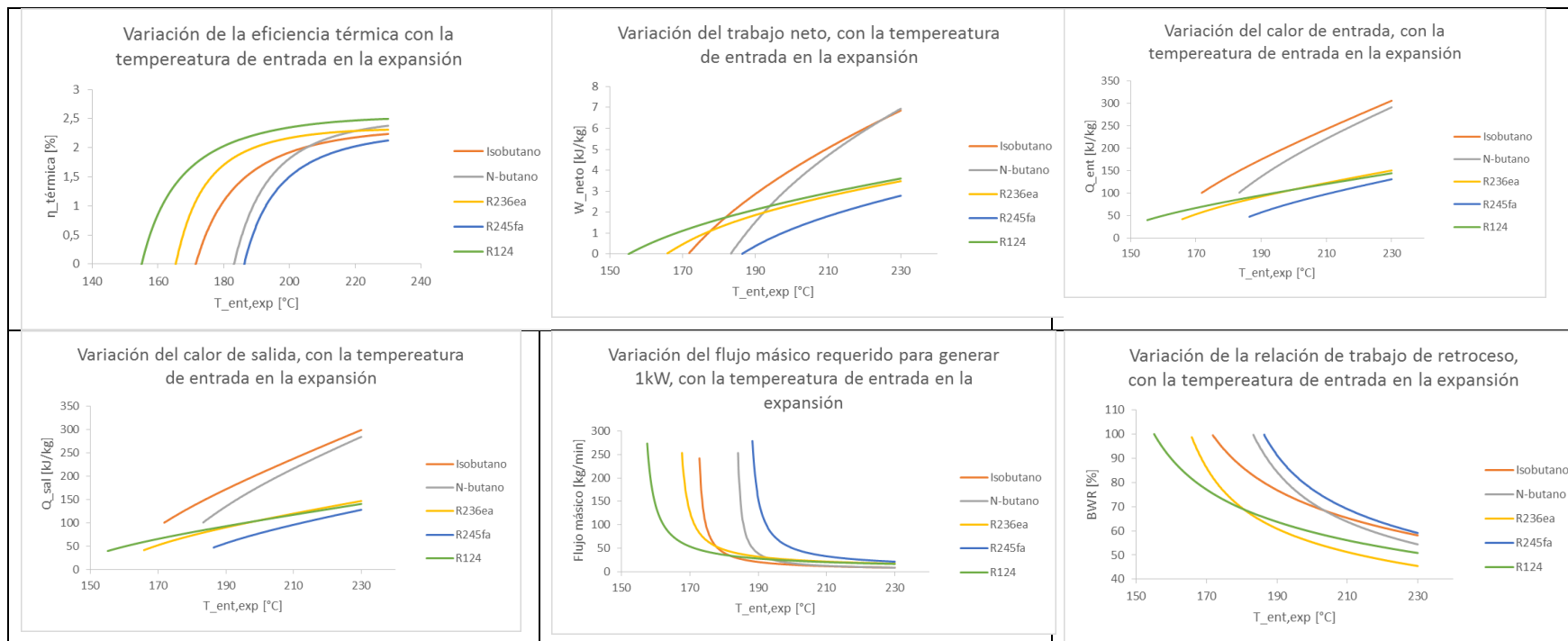


Tabla 51. SBC - caso 2 Secos e Isentrópicos. a) Eficiencia. b) Trabajo Neto. c) Calor de entrada. d) Calor de salida. e) Flujo másico. f) Relación de trabajo de retroceso.



Fluidos húmedos

De la Tabla 50 gráfica a se pueden observar tres (3) comportamientos, inicialmente el etano tiene una tendencia creciente hasta una temperatura cercana a los 120°C, luego la eficiencia térmica permanece constante durante el intervalo de temperatura propuesto. El propano, R32, R41, R134a y dióxido de carbono presentan una tendencia creciente hasta un valor de temperatura diferente para cada fluido, luego sigue el aumento de la eficiencia pero con una tendencia de crecimiento leve. El amoniaco presenta un comportamiento creciente durante todo el intervalo de temperatura propuesto.

De la gráfica e se puede observar el flujo másico para cada fluido, lo cual permite identificar el valor de temperatura en el cual se obtiene para cada fluido valores bajos de flujo másico.

En la gráfica c y d, se observa la similitud en comportamiento y valores numéricos que se presentan entre el calor de entrada y salida específico en todos los fluidos propuestos.

Tabla 52. Eficiencia fluidos húmedos SBC - caso 2.

Fluido	Eficiencia [%]	
	Min[@T]	Max [@T]
Etano	0,93 [66°C]	4,03 [230°C]
Propano	0,44 [137,4°C]	2,84 [230°C]
R-32	0,67 [109,5°C]	4,29 [230°C]
R-41	0,48 [86,5°C]	4,68 [230°C]
R-134a	0,72 [131°C]	2,92 [230°C]
Amoniaco	0,29 [182,5°C]	3,29 [230°C]
Dióxido de carbono	0,98 [66°C]	5,09 [230°C]

Fluidos secos

De la Tabla 51 gráfica a se puede observar una tendencia de comportamiento creciente en dos (2) zonas, la primera zona presenta un crecimiento acelerado de la eficiencia térmica a partir de diferentes temperaturas iniciales, luego alrededor de los 210°C comienza una zona de crecimiento de la eficiencia muy leve respecto a la primera parte, hasta alcanzar el rango de temperatura propuesto.

De la gráfica e se puede observar el cambio para el flujo másico en un valor de temperatura diferente en cada fluido, permitiendo identificar el valor de temperatura mínimo para la consideración del ciclo, se puede tomar para el isobutano, n-butano, R236ea y R124 en temperaturas alrededor de los 190°C y para el R245fa alrededor de los 210°C.

Tabla 53. Eficiencia fluidos secos SBC - caso 2.

Fluido	Efic. [%]	
	Min [@T]	Max [@T]
Isobutano	0,44 [174,1°C]	2,24 [230°C]
N-butano	0,44[185,2°C]	2,38 [230°C]
R-236ea	0,74 [169°C]	2,31[230°C]
R-245fa	0,47 [188,7°C]	2,12 [230°C]
R-124	0,68 [158,7°C]	2,50 [230°C]

5.3 CLASIFICACIÓN DE LOS NIVELES DE TEMPERATURA EN LA APLICACIÓN DE LOS CICLOS.

De los resultados obtenidos anteriormente se puede dividir la fuente térmica en tres (3) niveles de temperatura para clasificar los fluidos y ciclos propuestos.

En las siguientes tablas se presenta la clasificación propuesta con el valor de eficiencia para el mayor valor de temperatura encontrado en cada uno de los casos:

Tabla 54. Fuentes térmicas inferiores a 100°C

	Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
Temperatura de la fuente térmica $\leq 100^\circ\text{C}$	Amoniaco	ORC - caso 1	7,63	56	húmedo
	Etano	TRC - caso 1	3,53	76	húmedo
	Propano	ORC - caso 1	9,95	90	húmedo
	R-134a	ORC - caso 1	10,5	93	húmedo

Tabla 55. Fuentes térmicas entre los 100°C y 180°C.

	Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
100°C < Temperatura de la fuente térmica $\leq 180^\circ\text{C}$	Dióxido de carbono	TRC - caso 1	4,73	105	húmedo
	Etano	TRC - caso 2	4,71	160	húmedo
	Isobutano	ORC - caso 1	13,64	130	Seco o isentrópico
		ORC - caso 2	13,71	145	
	N-butano	ORC - caso 1	15,13	150	Seco o isentrópico
		ORC - caso 2	15,2	160	
		TRC - caso 1	15,2	160	
	Propano	ORC - caso 2	7,94	120	húmedo
		TRC - caso 1	11,47	143	
	R-124	ORC - caso 1	12,45	120	Seco o isentrópico
		ORC - caso 2	12,44	140	
		TRC - caso 1	13,4	163,5	
	R-134a	TRC - caso 1	12,14	152	húmedo
		ORC - caso 2	7,76	110	
	R-236ea	ORC - caso 1	13,8	135	Seco o isentrópico
		ORC - caso 2	13,88	146	
TRC - caso 1		14,31	170		
R-245fa	ORC - caso 1	15,35	150	Seco o isentrópico	
	ORC - caso 2	15,58	171		
R-41	TRC - caso 1	9,58	163	húmedo	

Tabla 56. Fuentes térmicas superiores a 180°C e inferiores a 230°C.

	Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
180°C < Temperatura de la fuente térmica ≤ 230°C	Amoniacó	ORC - caso 2	9,8	230	húmedo
		TRC - caso 1	19,16	230	
		TRC - caso 2	18,93	230	
		SBC - caso 1	3,29	230	
		SBC - caso 2	3,29	230	
	Dióxido de carbono	TRC - caso 2	5,53	230	húmedo
		SBC - caso 1	5,1	230	
		SBC - caso 2	5,09	230	
	Etano	SBC - caso 1	4,03	230	húmedo
		SBC - caso 2	4,03	230	
	Isobutano	TRC - caso 2	15,16	185	Seco o isentrópico
		TRC - caso 1	15,74	186	
		SBC - caso 1	2,23	230	
		SBC - caso 2	2,24	230	
	N-butano	TRC - caso 2	16,61	203	Seco o isentrópico
		SBC - caso 1	2,38	230	
		SBC - caso 2	2,38	230	
	Propano	TRC - caso 2	12,97	182,5	húmedo
		SBC - caso 1	2,83	230	
		SBC - caso 2	2,84	230	
	R-124	TRC - caso 2	14,65	194	Seco o isentrópico
		SBC - caso 1	2,52	230	
		SBC - caso 2	2,5	230	
	R-134a	TRC - caso 2	13,54	197,4	húmedo
		SBC - caso 1	2,9	230	
		SBC - caso 2	2,92	230	
	R-236ea	TRC - caso 2	14,98	184	Seco o isentrópico
		SBC - caso 1	2,3	230	
		SBC - caso 2	2,31	230	
	R-245fa	TRC - caso 1	15,88	191	Seco o isentrópico
TRC - caso 2		16,75	210,3		
SBC - caso 1		2,13	230		
SBC - caso 2		2,12	230		
R-32	TRC - caso 1	15,52	230	húmedo	
	TRC - caso 2	13,96	230		
	SBC - caso 1	4,3	230		
	SBC - caso 2	4,29	230		
R-41	TRC - caso 2	8,52	230	húmedo	

Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
	SBC - caso 1	4,68	230	
	SBC - caso 2	4,68	230	

5.4 ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY

Para realizar un análisis de segunda ley y posteriormente, el estudio técnico económico en los sistemas, se toman tres (3) casos aleatoriamente y se establecen condiciones de funcionamiento similares para las temperaturas de entrada en la expansión y depósitos térmicos, en las tablas siguientes se muestran las condiciones de trabajo establecidas y los resultados obtenidos para cada fluido.

Tabla 57. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo ORC.

Descripción	Valor
Ciclo	ORC - caso 2
Fluido de trabajo	Amoniaco
Presión de evaporación [bar]	24.66
Presión de condensación [bar]	8.58
Temperatura de entrada en la expansión [°C]	120
Temperatura de fuente de enfriamiento [°C]	20
Temperatura de la fuente térmica [°C]	230

Tabla 58. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo TRC.

Descripción	Valor
Ciclo	TRC - caso 2
Fluido de trabajo	R134a
Presión de evaporación [bar]	48.71
Presión de condensación [bar]	5.72
Temperatura de entrada en la expansión [°C]	120
Temperatura de fuente de enfriamiento [°C]	20
Temperatura de la fuente térmica [°C]	230

Tabla 59. Parámetros de simulación análisis de segunda ley para el ciclo SBC.

Descripción	Valor
Ciclo	SBC - caso 2
Fluido de trabajo	CO ₂
Presión de evaporación [bar]	73.77
Presión de condensación [bar]	110.7
Temperatura de entrada en la expansión [°C]	150
Temperatura de fuente de enfriamiento [°C]	20
Temperatura de la fuente térmica [°C]	230

Figura 21. Eficiencia e primera ley.

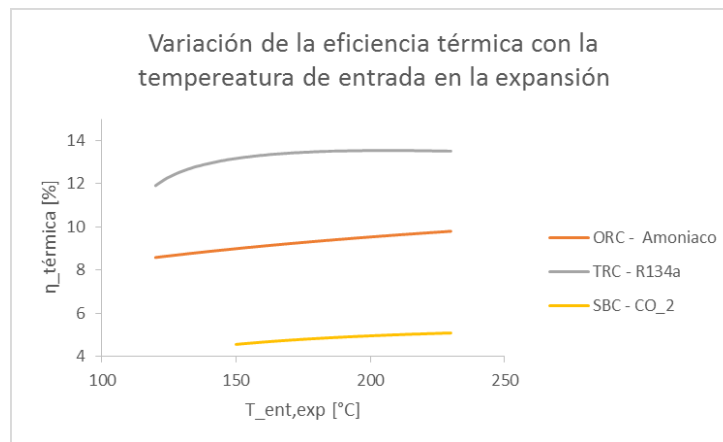


Figura 22. Generación de irreversibilidades.

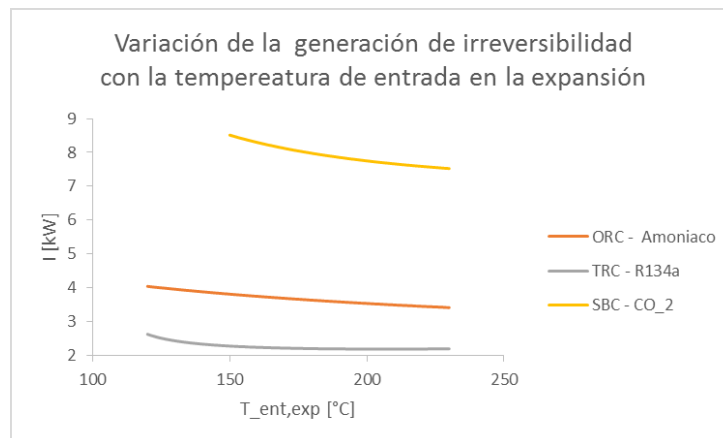
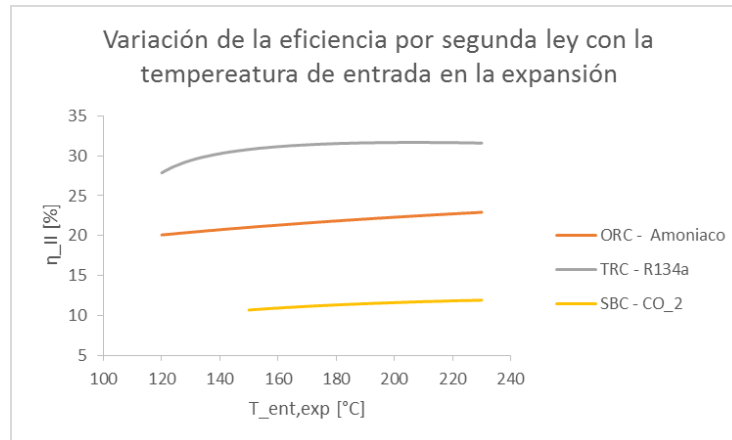


Figura 23. Eficiencia de segunda ley.



De la Figura 21 se puede observar que considerando el mismo rango de temperatura de trabajo, el R134a evaluado en un TRC alcanza una eficiencia térmica mayor a los demás fluidos. En la Figura 22 se puede observar que la tendencia se mantiene con similar comportamiento y además de Figura 23 se observa como la generación de irreversibilidades se mantiene más baja para el R134a, debido a un mejor aprovechamiento de la fuente de energía térmica. La tendencia al aumentar la temperatura a la entrada del proceso de expansión en todos los ciclos es a disminuir las irreversibilidades y por tanto, incrementar la eficiencia por segunda ley.

6. EVALUACIÓN DE PREFACTIBILIDAD ECONÓMICA

Uno de los aspectos más importantes para estudiar en estos ciclos de potencia, es su prefactibilidad económica; conocer si los valores de generación de kWh son competitivos frente a los precios de mercado, y así mismo, determinar la tasa interna de retorno de la inversión que supondría la adquisición de los equipos para llevar a cabo un emprendimiento de esta naturaleza.

En el presente capítulo se busca realizar un primer acercamiento en el análisis de los costos de los equipos necesarios para la implementación de ciclos de potencia con este tipo de fluidos, no se busca realizar un análisis detallado de cada uno de los elementos sino más bien una mirada global a este tema.

6.1 ESTIMACIÓN DE LOS COSTOS DE LOS EQUIPOS

El valor comercial de los equipos presenta una fuerte interdependencia con las condiciones de operación de los ciclos, entre ellos áreas, flujos volumétricos, flujos másicos y valores de potencia generada.

6.1.1 Intercambiadores de calor

En el trabajo realizado por Taal et al. se presentan varios métodos para estimar los costos de los intercambiadores de calor, dependiendo de las áreas de transferencia, características de los materiales a emplear, tipo de intercambiadores, etc.

De entre los métodos sugeridos, se selecciona la correlación de Hall para determinar el costo total de los intercambiadores instalados. (Taal, Bulatov, & Klemes, 2003). Se define *acerco* como material de la carcasa y los tubos, obteniéndose una relación que solo queda dependiendo del área de transferencia de calor. La relación original viene dada en USD y el área en m^2 .

$$C_I = 7000 + 360A^{0.8} \quad (30)$$

6.1.2 Sistema de impulsión de fluido

Para el caso de los ciclos Rankine, estos equipos se consideran como bombas de tipo centrifugas, y su costo puede ser estimado empleando la siguiente correlación. Donde S_p corresponde al flujo volumétrico en L/s , y el costo en USD.

$$C_B = 3300 + 48S_p^{1.2} \quad (31)$$

Cuando se trata con el ciclo Brayton, el fluido es impulsado en forma gaseosa y se define la siguiente correlación con el fin de estimar el costo del compresor tipo reciprocante. Donde S_c se refiere al flujo volumétrico comprimido en m^3/h , y el costo en USD.

$$C_C = 4200 + 27S_c^{0.8} \quad (31)$$

Ambas correlaciones se obtienen del libro Chemical engineering design. (TOWLER & SINNOTT, 2008)

6.1.3 Turbina

Para seleccionar la turbina a emplear es necesario conocer la cantidad de fluido que circulara por el sistema y la relación de presiones entre la entrada y la salida del equipo. Para estimar el costo de la turbina se emplea la siguiente relación. Donde S_T se refiere a la potencia de generación de la turbina en kW, y el valor del costo esta dado en USD.

$$C_T = 1000 * S_T \quad (32)$$

6.2 ESTIMACIÓN DEL COSTO TOTAL DE INVERSION

Tras definir el costo individual de cada uno de los equipos que intervienen en los ciclos de potencia, es posible estimar el costo total de los equipos al sumar el valor individual de los componentes. Este valor es un estimado y se debe considerar que

los costos comerciales pueden variar en función de la demanda y la marca de los equipos a adquirir.

$$C_{Total} = C_I + C_{C/B} + C_T \quad (33)$$

6.3 ESTIMACIÓN DE LA DISMINUCIÓN DE CONTAMINACIÓN AMBIENTAL

Al implementar este tipo de ciclo con fuentes de calor residual o fuentes solares, es posible reducir el impacto que se tiene en la contaminación del medio ambiente. Esto debido a que se evita la utilización de fuentes no renovables para la generación de la energía eléctrica.

Es posible estimar la cantidad de carbón (M_c) necesario para la generación de energía eléctrica y el valor de CO_2 (M_{CO_2}) que se emitiría a la atmosfera para un valor de potencia de generación dada.

$$M_c = \frac{W_{neto}}{PC} \quad (34)$$

$$M_{CO_2} = a_{CO_2} * W_{neto} \quad (35)$$

Donde a_{CO_2} corresponde a la cantidad de CO_2 por kW generado debido al consumo de fuentes fósiles. (Analysis, 2015)

Tabla 60. Dióxido de carbono emitido por kWh de energía generado.

Combustible Fósil	a_{CO_2} (kg_{CO_2}/kW)
Carbon Bituminoso	0.916
Carbon Sub Bituminoso	0.952
Carbon Lignitico	0.961
Gas Natural	0.508

La cantidad de CO_2 que se deja de emitir a la atmósfera empleando los ciclos de potencia propuestos, puede ayudar a disminuir los costos de generación debido a la venta de bonos de carbón que diferentes países están interesados en comprar debido a políticas y protocolos internacionales.

6.4 ANALISIS FINANCIERO Y FLUJO DE CAJA

Para el montaje del sistema se debe invertir en cada uno de los componentes del sistema de generación de energía eléctrica. Sin embargo, y como fue mencionado en la sección 6.1, los valores de los componentes variaran de acuerdo a los parámetros o condiciones de operación. Con el fin de determinar la viabilidad económica de este tipo de ciclos, se selecciona un fluido de trabajo para cada uno de los ciclos propuestos, analizándolo en las condiciones descritas en el Capítulo 5.4.

Se plantea un negocio a cinco (5) años donde el objetivo es maximizar la TIR del negocio de inversión, para ello se realiza el análisis de flujo de caja para cada uno de los tres ciclos propuestos y variando la potencia de generación producida entre 1 MW y 5 MW. Posteriormente, se realiza un análisis de sensibilidad de las variables que se consideran críticas para la viabilidad del proyecto y que si varían durante los próximos años puede poner en riesgo la viabilidad económica del mismo. Este análisis de sensibilidad solo se efectúa sobre el caso donde se obtuvo la mayor tasa interna de retorno.

Para el análisis financiero, se hacen inicialmente los cálculos técnicos de cada ciclo en cuanto a balances de energía, luego se calculan todos los valores de inversión y los costos anuales; finalmente se crea el flujo de caja del proyecto.

Para la realización de estos análisis se define lo siguiente:

- Los activos se van a depreciar a 5 años.

- Se espera una tasa de oportunidad mínima del 12% es decir que el proyecto mínimamente debería generar esa tasa de retorno en los 5 años definidos.
- Se asume una tasa de cambio de 3000 COP/USD, siendo una variable crítica para el proyecto.
- El impuesto a la renta es del 33%.
- El precio de compra de energía a un operador de red se asume de \$400/kWh.
- El ciclo producirá energía durante 8000 h al año.
- Se definen las tasas de crecimiento anual del precio de la energía eléctrica y los costos fijos en 4% y 3.5% respectivamente.
- Se asume que se realizara un crédito con alguna entidad financiera que prestaría el 80% de la inversión inicial a una tasa del 12% EA.
- Se asumen los costos de tuberías, instrumentación y fluido de trabajo como el 5% del valor total de los equipos. El montaje del sistema con un costo estimado del 5% del valor total de los insumos.
- Se calcula el consumo de energía del equipo impulsor con una eficiencia del 85%. Y se adicionan unos consumos indirectos de energía correspondientes al 20% del consumo del equipo elevador de presión, estos consumos son asociados a la instrumentación y cualquier otra necesidad eléctrica imprevista para el funcionamiento adecuado de los equipos.
- Se fija el valor de mantenimiento de los equipos como un 8% anual del valor total de la inversión, y se destina un 1% del mismo valor para la adquisición de pólizas de seguros.

En la Tabla 61 se presentan los costos de inversión asociado a los equipos según las condiciones de operación definidas en el Capítulo 5.4.

Tabla 61. Costo de inversión de equipos.

POTENCIA GENERACION EN MW	INVERSION INICIAL EN USD						
	1	2	2,5	3	3,5	4	5
EQUIPO	ORC						
Turbina generación E.E.	\$ 1.029.339	\$ 2.058.679	\$ 2.573.348	\$ 3.088.018	\$ 3.602.688	\$ 4.117.357	\$ 5.146.697
Equipo de impulsión	\$ 3.301	\$ 3.302	\$ 3.302	\$ 3.303	\$ 3.304	\$ 3.304	\$ 3.306
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.106	\$ 7.185	\$ 7.221	\$ 7.256	\$ 7.289	\$ 7.322	\$ 7.385
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.341	\$ 7.593	\$ 7.709	\$ 7.821	\$ 7.929	\$ 8.033	\$ 8.235
Potencia de la bomba [kW]	29,34	58,68	73,35	88,02	102,7	117,4	146,7
Trabajo Neto [kW]	1000	2000	2500	3000	3500	4000	5000
EQUIPO	TRC						
Turbina generación E.E.	\$ 1.184.011	\$ 2.368.021	\$ 2.960.027	\$ 3.552.032	\$ 4.144.037	\$ 4.736.043	\$ 5.920.054
Equipo de impulsión	\$ 3.302	\$ 3.305	\$ 3.307	\$ 3.309	\$ 3.310	\$ 3.312	\$ 3.316
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.069	\$ 7.120	\$ 7.144	\$ 7.167	\$ 7.188	\$ 7.210	\$ 7.251
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.452	\$ 7.787	\$ 7.941	\$ 8.089	\$ 8.232	\$ 8.371	\$ 8.639
Potencia de la bomba [kW]	184	368	460	552	644	736	920,1
Trabajo Neto [kW]	1000	2000	2500	3000	3500	4000	5000
EQUIPO	SBC						
Turbina generación E.E.	\$ 1.844.895	\$ 3.689.790	\$ 4.612.237	\$ 5.534.684	\$ 6.457.132	\$ 7.379.579	\$ 9.224.474
Equipo de impulsión	\$ 3.319	\$ 3.343	\$ 3.357	\$ 3.371	\$ 3.385	\$ 3.400	\$ 3.430
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.310	\$ 7.540	\$ 7.645	\$ 7.747	\$ 7.845	\$ 7.940	\$ 8.124
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.748	\$ 8.302	\$ 8.557	\$ 8.801	\$ 9.038	\$ 9.268	\$ 9.711
Potencia del compresor [kW]	844,9	1690	2112	2535	2957	3380	4224
Trabajo Neto [kW]	1000	2000	2500	3000	3500	4000	5000

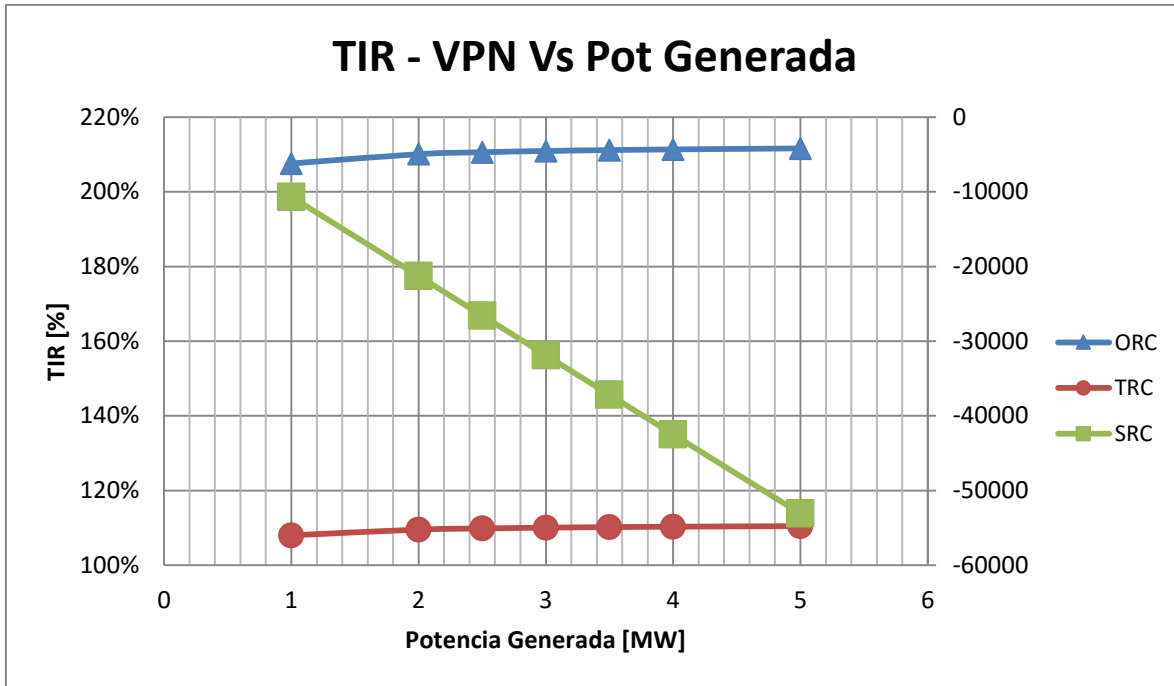
En la Tabla 62 se presentan los valores de TIR calculados según las consideraciones previamente mencionadas para cada uno de los ciclos en sus diferentes potencias de generación. En el Anexo B se presenta el cuadro de flujo de caja para el caso con mayor TIR.

Tabla 62. Valores de TIR para cada uno de los casos.

CICLOS DE POTENCIA	TIR ó VPN (si es negativo) Vs. Pot Gen (MW)						
	POTENCIAS DE GENERACION (MW)						
	1	2	2,5	3	3,5	4	5
ORC	207,57%	210,08%	210,59%	210,93%	211,17%	211,35%	211,62%
TRC	108,02%	109,55%	109,86%	110,07%	110,22%	110,33%	110,48%
SRC	-10678,4	-21282,2	-26574,3	-31883,9	-37175,9	-42485,4	-53069,2

Para el caso del SRC se reporta el valor del VPN debido a que no es posible determinar la TIR cuando los valores resultantes de los flujos de caja son negativos.

Figura 24. Evaluación financiera para varias potencias de generación.



En la Figura 24 se grafican las curvas construidas para todos los escenarios en función de la potencia generada. Se puede observar por ejemplo que para el ciclo SBC no se traza la curva respecto a la TIR sino que se emplea el eje secundario en USD. Se observa además, que mientras en los casos de los ciclos Rankine al incrementar la potencia de generación el proyecto es más atractivo, sucede lo opuesto con el Brayton, esto puede explicarse debido al alto consumo de energía demandado por el compresor en el ciclo.

La energía necesaria para comprimir el fluido e incrementar su presión en los ciclos Rankine es significativamente menor que en el Brayton, esta razón genera que los costos de operación en las condiciones analizadas no permitan que este ciclo sea viable económicamente, sin embargo, se recomienda para futuros trabajos realizar un análisis más detallado de este ciclo, donde se adicionen dispositivos al análisis que permitan reducir los costos de operación y determinar las condiciones adecuadas para que el ciclo sea atractivo desde un punto de vista financiero.

Se observa que los ciclos Rankine, tanto transcrito como orgánico, tienden a incrementar la TIR mientras los valores de potencia generada aumentan, sin embargo no se trata de un incremento drástico. El caso evaluado que mayor valor de TIR reporta es un ciclo ORC con una potencia de generación de 5 MW.

A partir de los cálculos anteriores, se han identificado las siguientes variables que pueden afectar la TIR del proyecto, por tal razón se realiza un análisis de sensibilidad de las variables con el fin de determinar cuáles de ellas podrían afectar de manera notoria este tipo de inversiones. El análisis de sensibilidad se realiza para el caso con mayor TIR, correspondiente a 211.62%, para ellos se realiza un cambio en una sola de las variables mientras las demás permanecen constantes según los valores enunciados en la sección 6.4 . Las variables sujetas a estudio son las que se listan a continuación:

- Tasa de crecimiento anual de los costos fijos
- Precio de la energía eléctrica
- Tasa de crecimiento anual del costo de energía eléctrica.
- Tasa de cambio del dólar (TRM)
- Porcentaje de inversión aprobado en el crédito
- Tasa de interés del crédito

A continuación se muestran las gráficas de cómo afecta cada una de estas variables la TIR del proyecto.

Figura 25. Variación de la TIR respecto a la variación del incremento de los costos fijos.

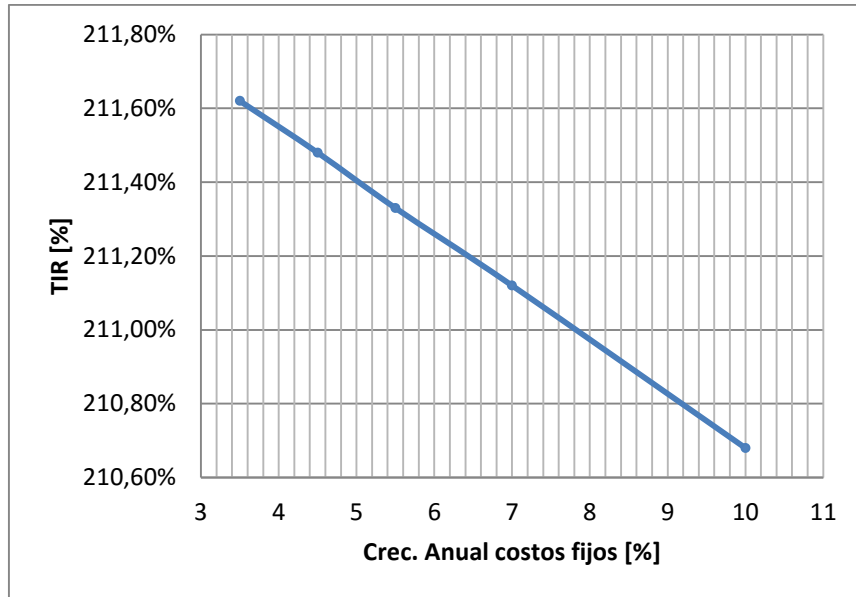


Figura 26. Variación de la TIR respecto al precio de la energía eléctrica.

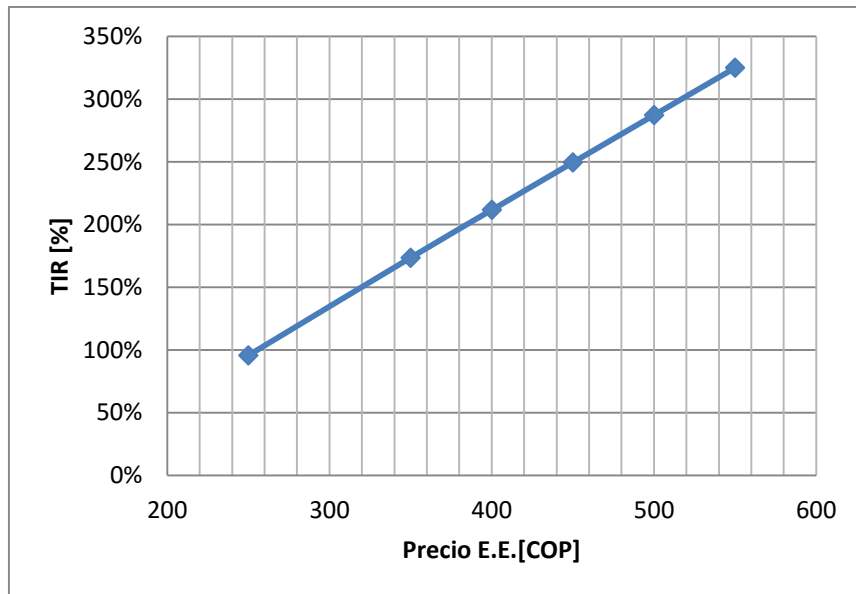


Figura 27. Variación de la TIR respecto a la variación del incremento anual de los costos de energía eléctrica.

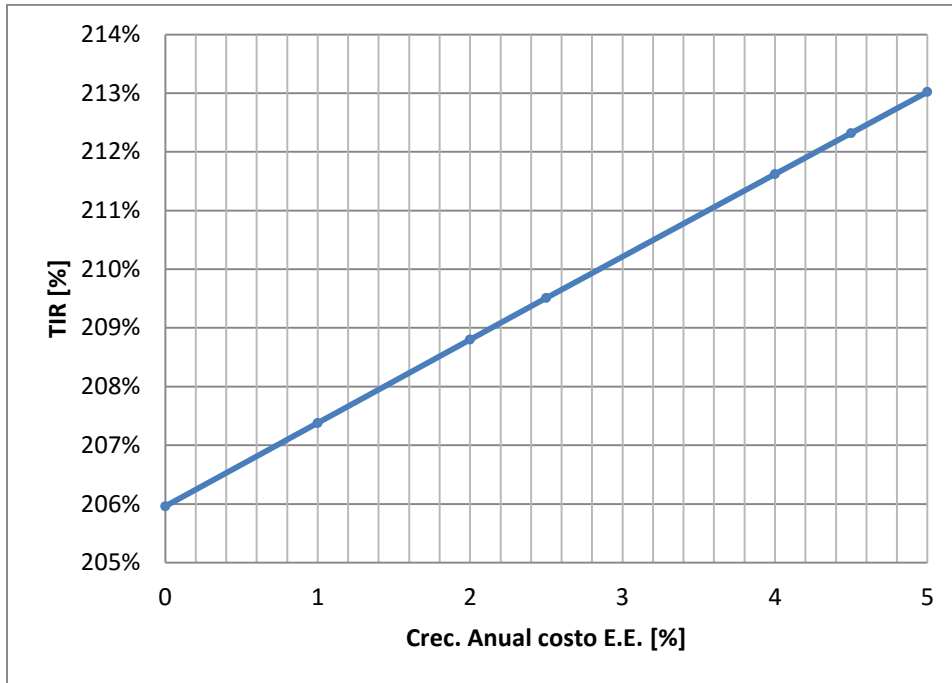


Figura 28. Variación de la TIR respecto a la tasa representativa del mercado (TRM).

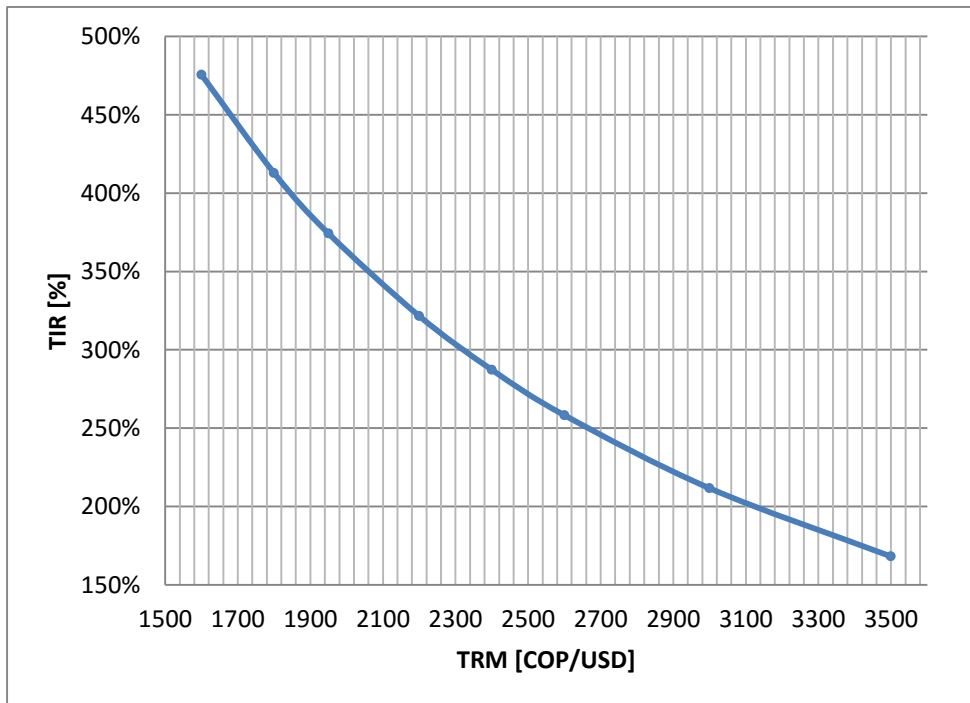


Figura 29. Variación de la TIR respecto al porcentaje de inversión financiado.



Figura 30. Variación de la TIR respecto a la tasa de interés del crédito.



De las figuras anteriores se puede notar como el incremento anual de los costos fijos, que corresponden al mantenimiento y a la compra de seguros, no afecta de manera significativa la rentabilidad del proyecto. Mientras que los costos a los cuales se compra la energía eléctrica si representan una alta importancia al

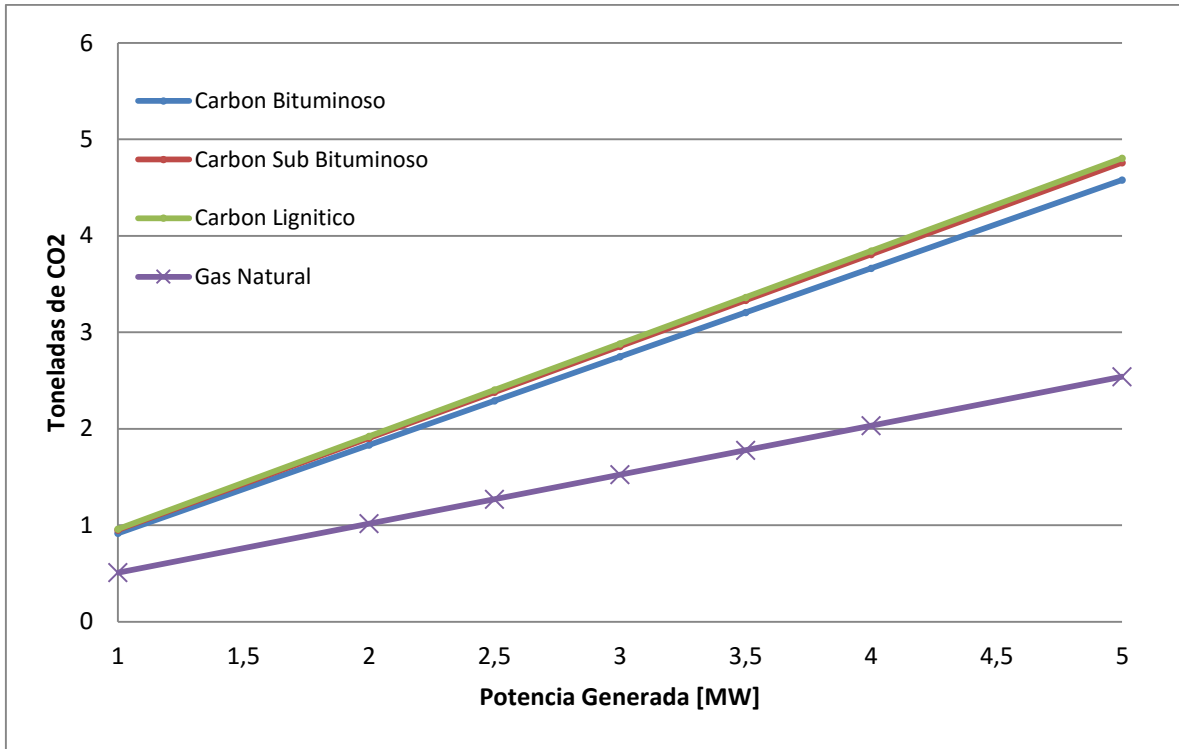
momento de analizar la viabilidad económica de estos ciclos, mostrando que ligeras variaciones en el precio de la energía pueden afectar la rentabilidad. Si los valores de energía incrementan este tipo de ciclos se pueden convertir en alternativas adecuadas para reemplazar las convencionales. De manera similar, si se incrementa el valor de crecimiento anual de costo de energía, la TIR también aumenta aunque en menor medida.

Para el caso de la TRM la relación respecto a la TIR si sufre una notable fluctuación, debido a que mientras más se incremente el valor del dólar respecto al peso, mayores serán los costos de inversión, y por ende, la rentabilidad del proyecto tenderá a disminuir.

Otro aspecto importante a analizar es la financiación del proyecto, y esto es debido a que muchas veces se tiene la falsa creencia de que es mejor realizar la inversión total con recursos propios que solicitar algún tipo de crédito frente a entidades financieras. En la Figura 29 y la Figura 30 se observa que para incrementar la rentabilidad es adecuado adquirir una financiación de gran parte del proyecto a una baja tasa de interés. Esto tiene su explicación, debido a que los valores pagados por concepto de intereses son deducidos de la utilidad bruta, y de esta manera, cuando se cuenta con un crédito, los impuestos correspondientes a la renta son menores. Esto se debe analizar en detalle, debido a que para que sea rentable el negocio, las utilidades producidas al no tener que comprar la energía eléctrica, sino emplear fuentes de desecho o fuentes solares, compensen todos los demás costos y gastos necesarios para que el proyecto genere ganancia dentro de los plazos y condiciones establecidas por los inversionistas.

De manera complementaria, se realizan los cálculos para determinar en cada uno de los casos la cantidad de CO_2 generado en caso de que la misma energía se hubiese generado con diferentes tipos de carbones y fuentes fósiles. Esta información se presenta en la Figura 31.

Figura 31. Generación de CO2 con fuentes convencionales para diferentes potencias.



De la gráfica anterior es posible identificar la cantidad de toneladas que se podrían dejar de emitir a la atmosfera si se emplearan los ciclos propuestos con las fuentes térmicas solares o de desechos industriales. Adicional a esto, existen entidades que financian este tipo de proyectos con tasas de interés bajas con el fin de disminuir la contaminación atmosférica.

7. CONCLUSIONES

En este trabajo se desarrolló un análisis de ciclos de potencia Rankine Orgánico (ORC), Rankine Transcrítico (TRC) y Brayton supercrítico (SBC), para aprovechamiento de la energía solar térmica y las emisiones de calor industrial no aprovechado con temperaturas inferiores de 230°C, empleando diferentes fluidos térmicos de operación, para la generación de energía eléctrica.

Partiendo de los estudios encontrados en la literatura y el análisis de las propiedades de los fluidos, se realizó una selección de los más adecuados para ser empleados en los ciclos de potencia con los rangos de temperatura inferiores a los 230°C.

Se emplearon las relaciones matemáticas que describen la conservación de la masa y la energía, para realizar un análisis termodinámico de los ciclos propuestos. Así mismo se emplearon las irreversibilidades y la segunda ley de la termodinámica para estudiar la interacción entre los ciclos y las fuentes térmicas disponibles.

Se describieron las fuentes de calor más adecuadas para acoplarlas a los ciclos de generación de energía eléctrica, mostrando que en la industria existen muchas oportunidades para implementar este tipo de procesos. Adicionalmente, las fuentes solares son buenas alternativas para generar electricidad sin necesidad de elevar las temperaturas de los fluidos de trabajo hasta valores muy elevados.

En cuanto al análisis económico, se comprobó que los ciclos Rankine Orgánico y Rankine Transcrítico presentan una alta viabilidad de implementación, mientras que el ciclo Brayton Supercrítico no es tan adecuado debido a que la energía necesaria para comprimir el fluido e incrementar su presión es significativamente alta.

Para la generación de potencia el agua tiene un comportamiento termodinámico superior a los demás fluidos evaluados, pero igualmente requiere fuentes térmicas de mayor temperatura y contenido energético. El área bajo la campana y la ubicación en el diagrama T-s lo verifican.

La temperatura del sumidero y la presión atmosférica fijan la presión de enfriamiento mínima que permiten las condiciones del fluido de trabajo, generando un filtro para la selección de los fluidos considerable.

Los fluidos de trabajo a utilizar deben poseer los valores más bajos posibles de ODP y GWP, estos factores se convierten en el principal factor de selección y luego entre los que cumplan estos criterios se selecciona los de mejor rendimiento termodinámico. El mayor valor permitido para el GWP en este trabajo se considera para el R134a, el cual según protocolos ambientales debe dejar de ser fabricado en el 2015.

La toxicidad y la inflamabilidad son consideradas como criterios de mayor importancia en la manipulación y selección de equipos compatibles con los fluidos de trabajo.

Se debe mantener el flujo másico en los ciclos lo más bajo posible para evitar el sobre costo en dimensiones de los equipos.

La temperatura de la fuente para el presente estudios se puede dividir en tres (3) niveles, menor a 100°C , entre 100°C y 180°C y mayor a 180°C , para identificar el ciclo y fluido que permitan el mejor aprovechamiento de cada nivel.

Para el ORC, los fluidos húmedos limitan su aplicación debido a la disminución de calidad en el proceso de expansión, por lo tanto, sobrecalentarlos a presión constante permite obtener un mejor aprovechamiento de la fuente térmica.

Para el ORC, los fluidos secos alcanzan mejor comportamiento que los húmedos debido a que no es necesario un sobrecalentamiento en la entrada a la turbina, puesto que en el proceso de expansión la calidad tiende a aumentar.

En el TRC se presentan la alternativa más prometedora desde el desempeño termodinámico de los ciclos, considerando fluidos como el amoníaco, n-butano, isobutano, R236ea, R245fa y R124.

Para el SBC se consideran el CO₂ y el etano como los fluidos con mayor potencial de aprovechamiento de la fuente térmica.

El SBC no se considera una alternativa viable en este estudio, debido a que presenta valores de eficiencia térmicas bajos en un rango de temperaturas de la fuente limitado y de valores cercanos a los 230°C.

Se recomienda para investigaciones posteriores, profundizar en temas tales como mecanismos de optimización de ciclos, donde se incluyan economizadores, precalentadores etc.; identificar tecnologías comerciales que se encuentren en operación y realizar mayores estudios respecto a la viabilidad económica.

BIBLIOGRAFÍA

- Analysis, I. S. (15 de Marzo de 2015). *U.S Energy Information Administration*. Obtenido de EIA:
<http://www.eia.gov>
- Arrieta, & Jesus. (2012). Optimizacion de un ciclo organico Rankine (ORC) usando recursos geotermales de baja entalpia. *Universidad Industrial de Santander*.
- Badr O, P. S. (1985). Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine. *Applied Energy*, 21 (1):1-42.
- Bailey, O., & Worrell, E. (2005). *Clean energy technologies: a preliminary inventory of the potential for electricity generation*.
- Brian D. Iverson, T. M. (2013.). Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. . *Applied Energy* .
- Bundela, P., & Chawla, V. (2010). Sustainable Development through Waste Heat Recovery. *American Journal of Environmental Sciences* 6 , 83-89.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2008). *Termodinamica*. Mexico DF: McGraw Hill.
- Chammas, E., & Clodic, D. (2005). Combined cycle for hybrid vehicles. *SAE*.
- Chejne Janna, F. (2007). *Uso eficiente de la energía: Conceptos termodinámicos básicos*. Medellín.
- Chen H, G. D. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3059-3067.
- Chen H, G. D. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9):3059–67.
- Chen Y, L. P. (2006). A comparative study of the carbón dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. . *Applied Thermal Engineering*, 26:2142–7.
- Chen., H. (28 de 08 de 2014.). *Converting Low-Grade Heat into Electrical Power*. Obtenido de <http://www.eng.usf.edu/~hchen4/index.htm>
- Conboy TM, W. S. (2011.). Experimental investigations of the s-CO₂ condensing Brayton cycle. . *In: Supercritical CO₂ power cycle symposium*.

- Desai, N., & Bandyopadhyay, S. (2009). Process integration of organic Rankine cycle. *Energy*, 34(10):1674–86.
- DiPippo, R. (2004). Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 565-86.
- Dostal A, V. (2004.). Supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors. PhD thesis, Nuclear Engineering, Massachusetts Institute of Technology.
- El-Sayed YM, T. M. (1985). A theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles. . *ASME Special Publications*.
- Engin, T., & Ari, V. (2005). Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems: a case study. *Energy Conversion and Management*.
- Ferreiro Garcia, R. (201). Efficiency enhancement of combined cycles by suitable working fluids and operating conditions. . *Applied Thermal Engineering Volume 42, September, Pages 25–33* .
- Fischer, J. (2011). .Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*.
- G., Q. (2012.). Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. . . *Renewable Energy*.
- Goswami., Y. (1998). Solar thermal power technology: Present status and ideas. . *Energy Sources*.
- Hassani V, P. H. (2001). Modular Trough Power Plants. *Proceedings of Solar Forum 2001 Solar Energy: The Power to Choose* , (págs. APRIL 21-25, ,). Washington, DC.
- Hejzlar P, D. V. (2006.). The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles. *Nucl Technol*.
- Hill, A. (2007). *Uso eficiente de energía en sistema térmicos*. Medellín.
- Hung TC. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5):539–53.
- Hung TC, S. T. (1997). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. . *Energy* , 22(7):661–7.
- IDAE, I. p. (2011). *Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica*. Madrid: Estudio Técnico PER 2011-2020.
- Jacob, D. (1999). Introduction to atmospheric chemistry. *Princeton University Press*, 25–26.
- Junjiang Bao, L. Z. (2013). A review of workingfluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 325-342.

- Kim ES, S. P. (2011). Fluoride high temperature reactor integration with industrial process applications. *TEV-1160, March 29 Idaho National Laboratory, Idaho Falls.*
- López, G., & Muñoz, A. (2013). *Analise Temodinamica de um ciclo rankine organico utilizando fontes de energia renovaveis.* Itajubá.
- Loster, M. (2010). *Total Primary Energy Supply — From Sunlight.* Obtenido de http://www.ez2c.de/ml/solar_land_area/
- Ma Z, T. C. (2011). Advanced supercritical carbon dioxide power cycle configurations for use in concentrating solar power systems. *National Renewable Energy Laboratory, Golden.*
- Ma Z, T. C. (2012.). Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for high performance concentrating solar power systems. San Diego. . *Energy Sustainability.* .
- Mago, P. J., Chamra, L. M., & Somayaji, K. S. (2007). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering.*
- Omole, O., Olieh, M., & Osinowo, T. (1999). Thermal visbreaking of heavy oil from the Nigerian tar sand. *Fuel 78, 1489-1496.*
- P.A. Lolos, E. R. (2009.). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy.*
- Pasch J, C. T. (2011.). Initial split-flow test results and path forward. *Sandia National Laboratories.* Albuquerque. .
- Peris, B. (2015). Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy.*
- Qiu K, H. A. (2012.). Integrated thermoelectric and organic Rankine cycles for micro-CHP systems. . *Applied Energy.* .
- Ruiz, F. (2007). *La catálisis del petróleo.* Recuperado el 23 de 01 de 2011, de <http://franciscoruiz.blogia.com/2007/122703-la-catalisis-del-petroleo.php>
- Sabharwall P, K. E. (2011.). Fluoride high temperature reactor integration with industrial process applications. *TEV-1160, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, ID.*
- Salazar-Pereyra, M., Lugo-Leyte, R., Zamora-Mata, J. M., Ruiz-Ramírez, O. A., & González-Oropeza, R. (2011). ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS CICLOS RANKINE SUPERCRÍTICOS Y SUBCRÍTICOS. *CIBIM 10.*
- Solar Engineering of Thermal Processes.* (2006). John Wiley and Sons.

- Taal, M., Bulatov, I., & Klemes, J. (2003). Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering*, 1819–1835.
- Tamura Y, H. H. (2006.). Some alternative technologies for solar thermal power generation. *In: International solar energy conference*.
- Tchanche BF, L. G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- TOWLER, G., & SINNOTT, R. (2008). *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. San Diego, California: ELSEVIER.
- Treviño Revert, A. (1982). Posibilidades técnicas para la conversión de fracciones pesadas de crudo en fracciones ligeras. *Ingeniería Química Vol 14 N° 158*, 65-82.
- Turchi CS, M. Z. (2012). Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for high performance concentrating solar power systems. *Energy Sustainability*.
- Utamura M, T. Y. (2007). Some alternative technologies for solar thermal power generation. *In: International solar energy conference*, (págs. 75–84.). Denver, CO.
- Vélez F, S. J. (2012.). .A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. .
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, C. M., Antolín, G., Chejne, F., & Quijano, A. (2012). Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature. *Fuel Processing Technology*, 71-77.
- W. Fox, R., & T. McDonald, A. (1995). *Introducción a la mecánica de fluidos*. Mexico: McGraw-Hill.
- Walas M, S. (1990). *Chemical Process Equipment: Selection and Design*. Washington: Butterworth-Heinemann.
- Wang E, Z. H. (2012.). Performance analysis of a novel system combining a dual organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. . *Energy*.
- Xinxin Zhang, M. H. (2012.). A review of research on the Kalina cycle. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- Xinxin, Z., Maogang, H., & Jingfu, W. (2014). A new method used to evaluate organic working fluids. *Energy* 67, 363-369.

ANEXOS

ANEXO A. CÓDIGO IMPLEMENTADO EN EES PARA LOS CICLOS

CÓDIGO IMPLEMENTADO EN EES PARA CADA UNO DE LOS CASOS DE TRABAJO

En este anexo se muestra el código que se ha empleado para las simulaciones y cálculos de los diferentes ciclos, casos y fluidos de trabajo, se presenta el modelo del código por cada caso para un solo fluido en específico.

"Ciclo Rankine Orgánico - caso1"

```

R$='r124' "Fluido de trabajo"
T_enfriam=20 "Temperatura de enfriamiento del ciclo"
TC=T_crit(R$)
PC=P_crit(R$)
"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"
eta_l_comp=0,75
eta_l_turb=0,75
"Entrada en la bomba"
T[1]=T_enfriam
P[1]=P_sat(R$;T=T[1])
x[1]=0
s[1]=Entropy(R$;T=T[1];x=x[1])
v[1]=Volume(R$;T=T[1];x=x[1])
h[1]=Enthalpy(R$;T=T[1];x=x[1])

T_ent_exp=30 "Temperatura de entrada en la expansión"
P[2]=P_sat(R$;T=T_ent_exp)

r_p=P[2]/P[1] "Relación de presión en el ciclo"
"Entrada en el calentador"
s[2]=s[1]
h_2s=Enthalpy(R$;P=P[2];s=s[2])
h[2]=(h_2s-h[1])/eta_l_comp + h[1]
T[2]=Temperature(R$;P=P[2];s=s[2])
"Inicio de la saturación"
T[3]=T_sat(R$;P=P[3])
P[3]=P[2]
x[3]=0
s[3]=Entropy(R$;P=P[3];x=x[3])
"Entrada en la expansión"
x[4]=1 "Entrada a la turbina como vapor saturado"
P[4]=P[2]
h[4]=Enthalpy(R$;P=P[4];x=x[4])
s[4]=Entropy(R$;P=P[4];x=x[4])
T[4]=T_sat(R$;P=P[4])
"Salida en la expansión"
s[5]=s[4]
P[5]=P[1]
h_5s=Enthalpy(R$;P=P[5];s=s[5])

```

$h[5]=h[4]-\eta_{I_turb}*(h[4]-h_{5s})$
 $T[5]=\text{Temperature}(R\$;P=P[5];s=s[5])$
 $x[5]=\text{Quality}(R\$;P=P[5];s=s[5])$

$W_{in}=h[2]-h[1]$
 $Q_{in}=h[4]-h[2]$
 $Q_{out}=h[5]-h[1]$
 $W_{out}=h[4]-h[5]$
 $W_{neto}=W_{out}-W_{in}$

Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
 $m_{dot}=(Pot/W_{neto})*60$ "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"
 $\eta_a=W_{neto}/Q_{in}*100$ "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

"Ciclo Rankine Orgánico - caso 2"

$R\$='r124'$ "Fluido de trabajo"
 $T_{ent_turb}=102,5$ "Temperatura de entrada en la expansión"
 $P_{evap}=24,96$ "Presión de evaporación"

$T_{enfriam}=20$ "Temperatura de enfriamiento del ciclo"
 $TC=T_{crit}(R\$)$
 $PC=P_{crit}(R\$)$
 "Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"
 $\eta_{I_comp}=0,75$
 $\eta_{I_turb}=0,75$
 {Entrada en la bomba}
 $T[1]=T_{enfriam}$
 $P[1]=P_{sat}(R\$;T=T[1])$
 $x[1]=0$
 $s[1]=\text{Entropy}(R\$;T=T[1];x=x[1])$
 $v[1]=\text{Volume}(R\$;T=T[1];x=x[1])$
 $h[1]=\text{Enthalpy}(R\$;T=T[1];x=x[1])$
 {Entrada en el calentador}
 $s_{2s}=s[1]$
 $P[2]=P_{evap}$
 $h_{2s}=\text{Enthalpy}(R\$;P=P[2];s=s_{2s})$
 $h[2]=(h_{2s}-h[1])/\eta_{I_comp} + h[1]$
 $T[2]=\text{Temperature}(R\$;P=P[2];h=h[2])$
 $s[2]=\text{Entropy}(R\$;P=P[2];h=h[2])$
 $x[2]=\text{Quality}(R\$;P=P[2];h=h[2])$
 {Inicio de la saturación}
 $P[3]=P_{Evap}$
 $T[3]=T_{sat}(R\$;P=P[3])$
 $x[3]=0$
 $s[3]=\text{Entropy}(R\$;P=P[3];x=x[3])$
 {Entrada a la turbina}
 $P[4]=P_{evap}$
 $T[4]=T_{ent_turb}$
 $h[4]=\text{Enthalpy}(R\$;P=P[4];T=T[4])$
 $s[4]=\text{Entropy}(R\$;P=P[4];T=T[4])$
 {Salida en la expansión}
 $P[5]=P[1]$

```

s_5s=s[4]
h_5s=Enthalpy(R$;P=P[5];s=s_5s)
h[5]=h[4]-eta_l_turb*(h[4]-h_5s)
T[5]=Temperature(R$;P=P[5];h=h[5])
s[5]=Entropy(R$;P=P[5];h=h[5])
W_in=h[2]-h[1]
Q_in=h[4]-h[2]
Q_out=h[5]-h[1]
W_out=h[4]-h[5]
W_neto=W_out-W_in
Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
m_dot=(Pot/W_neto)*60 "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"
BWR=(W_in/W_out)*100 "Relación de trabajo de retroceso"
eta=(W_neto/Q_in)*100 "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

```

"Ciclo Rankine Transcrítico – caso 1"

R\$='r124' "Fluido de trabajo"

s_max=1,574 "Entropía para garantizar el valor de la calidad mayor o igual a 0,9 durante la expansión"

P_crit=P_crit(R\$)

T_inicial=Temperature(R\$;P=P_crit;s=s_max)

T_enfriam=20 "Temperatura de enfriamiento del ciclo"

TC=T_crit(R\$)

T_ent_turb=123 "Temperatura de entrada en la expansión"

"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"

eta_l_comp=0,75

eta_l_turb=0,75

r_p=P[3]/P[1] "Relación de presión en el ciclo"

{Entrada a la turbina}

P[3]=Pressure(R\$;T=T_ent_turb;s=s_max)

s[3]=s_max

T[3]=T_ent_turb

h[3]=Enthalpy(R\$;P=P[3];T=T[3])

{Salida de la turbina}

P[4]=P_sat(R\$;T=T_enfriam)

s_4s=s_max

h_4s=Enthalpy(R\$;P=P[4];s=s_max)

h[4]=h[3]-eta_l_turb*(h[3]-h_4s)

T[4]=Temperature(R\$;P=P[4];h=h[4])

s[4]=Entropy(R\$;P=P[4];h=h[4])

{Entrada a la bomba}

T[1]=T_enfriam

P[1]=P_sat(R\$;T=T[1])

x[1]=0

s[1]=Entropy(R\$;T=T[1];x=x[1])

h[1]=Enthalpy(R\$;T=T[1];x=x[1])

{Salida de la bomba}

P[2]=P[3]

```

s_2s=s[1]
h_2s=Enthalpy(R$;P=P[2];s=s_2s)
h[2]=(h_2s-h[1])/eta_l_comp + h[1]
T[2]=Temperature(R$;P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(R$;P=P[2];h=h[2])
x[2]=Quality(R$;P=P[2];h=h[2])

W_in=h[2]-h[1]
Q_in=h[3]-h[2]
Q_out=h[4]-h[1]
W_out=h[3]-h[4]
W_net=W_out-W_in
Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
m_dot=(Pot/W_net)*60 "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"
BWR=(W_in/W_out)*100 "Relación de trabajo de retroceso"
eta=(W_net/Q_in)*100 "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

```

"Ciclo Rankine Transcrítico – caso 2"

R\$='r134a' "Fluido de trabajo"

s_max=0,865 "Entropía para garantizar el valor de la calidad mayor o igual a 0,9 durante la expansión"

P_evap=1,2*P_crit(R\$) "Presión seleccionada para la adición de calor"

T_inicial=Temperature(R\$;P=P_evap;s=s_max)

T_enfriam=20 "Temperatura de enfriamiento del ciclo"

T_C=T_crit(R\$)

T_ent_turb=120 "Temperatura de entrada en la turbina"

"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"

eta_l_comp=0,75

eta_l_turb=0,75

r_p=P[3]/P[1] "Relación de presión en el ciclo"

{Entrada a la turbina}

P[3]=P_evap

T[3]=T_ent_turb

s[3]=Entropy(R\$;P=P[3];T=T[3])

h[3]=Enthalpy(R\$;P=P[3];T=T[3])

{Salida de la turbina}

P[4]=P_sat(R\$;T=T_enfriam)

s_4s=s[3]

h_4s=Enthalpy(R\$;P=P[4];s=s_4s)

h[4]=h[3]-eta_l_turb*(h[3]-h_4s)

T[4]=Temperature(R\$;P=P[4];h=h[4])

s[4]=Entropy(R\$;P=P[4];h=h[4])

{Entrada a la bomba}

T[1]=T_enfriam

P[1]=P_sat(R\$;T=T[1])

x[1]=0

s[1]=Entropy(R\$;T=T[1];x=x[1])

h[1]=Enthalpy(R\$;T=T[1];x=x[1])

{Salida de la bomba}

```

P[2]=P[3]
s_2s=s[1]
h_2s=Enthalpy(R$;P=P[2];s=s_2s)
h[2]=(h_2s-h[1])/eta_l_comp + h[1]
T[2]=Temperature(R$;P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(R$;P=P[2];h=h[2])
x[2]=Quality(R$;P=P[2];h=h[2])
W_in=h[2]-h[1]
Q_in=h[3]-h[2]
Q_out=h[4]-h[1]
W_out=h[3]-h[4]
W_net=W_out-W_in
Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
m_dot=(Pot/W_net)*60 "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"
BWR=(W_in/W_out)*100 "Relación de trabajo de retroceso"
eta=(W_net/Q_in)*100 "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

```

"Ciclo Brayton supercrítico – caso 1"

R\$='r124' "Fluido de trabajo"

```

PC=P_crit(R$)
TC=T_crit(R$)
"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"
eta_l_comp=0,75
eta_l_turb=0,75

```

```

T_ent_exp=150 "Temperatura de entrada en la turbina"
s_max=1,845 "Entropía máxima para el ciclo"

```

```

r_p=P[2]/P[1] "Relación de presión en el ciclo"
P[3]=Pressure(R$;T=T_ent_exp;s=s_max)
{Entrada en el compresor}
P[1]=P_crit(R$)
T[1]=T_crit(R$)
s[1]=Entropy(R$;T=T[1];P=P[1])
h[1]=Enthalpy(R$;T=T[1];P=P[1])
{Entrada a la turbina}
T[3]=T_ent_exp
s[3]=Entropy(R$;T=T[3];P=P[3])
h[3]=Enthalpy(R$;T=T[3];P=P[3])
{Salida de la turbina}
P[4]=P[1]
s_4s=s[3]
h_4s=Enthalpy(R$;P=P[4];s=s_4s)
h[4]=h[3]-eta_l_turb*(h[3]-h_4s)
T[4]=Temperature(R$;P=P[4];h=h[4])
s[4]=Entropy(R$;P=P[4];h=h[4])
{Salida en el compresor}
P[2]=P[3]
s_2s=s[1]
h_2s=Enthalpy(R$;P=P[2];s=s_2s)
h[2]=(h_2s-h[1])/eta_l_comp + h[1]
T[2]=Temperature(R$;P=P[2];h=h[2])

```

$s[2]=\text{Entropy}(R\$;P=P[2];h=h[2])$

$Q_{in}=h[3]-h[2]$
 $Q_{out}=h[4]-h[1]$
 $W_{in}=h[2]-h[1]$
 $W_{out}=h[3]-h[4]$
 $W_{neto}=W_{out}-W_{in}$

Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"

$m_{dot}=(Pot/W_{neto})*60$ "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"

$BWR=(W_{in}/W_{out})*100$ "Relación de trabajo de retroceso"

$\eta=(W_{neto}/Q_{in})*100$ "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

"Ciclo Brayton supercrítico – caso 2"

$R\$='r124'$

$PC=P_{crit}(R\$)$

$TC=T_{crit}(R\$)$

"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"

$\eta_{I_comp}=0,75$

$\eta_{I_turb}=0,75$

$T_{ent_exp}=210$ "Temperatura de entrada en la turbina"

$r_p=1,5$ "Relación de presión seleccionada en el ciclo"

$r_p=P[2]/P[1]$

$T_{inicial}=\text{Temperature}(R\$;P=P[2];s=s[1])$

{Entrada en el compresor}

$P[1]=P_{crit}(R\$)$

$T[1]=T_{crit}(R\$)$

$s[1]=\text{Entropy}(R\$;T=T[1];P=P[1])$

$h[1]=\text{Enthalpy}(R\$;T=T[1];P=P[1])$

{Entrada a la turbina}

$P[3]=P[2]$

$T[3]=T_{ent_exp}$

$s[3]=\text{Entropy}(R\$;T=T[3];P=P[3])$

$h[3]=\text{Enthalpy}(R\$;T=T[3];P=P[3])$

{Salida de la turbina}

$P[4]=P[1]$

$s_{4s}=s[3]$

$h_{4s}=\text{Enthalpy}(R\$;P=P[4];s=s_{4s})$

$h[4]=h[3]-\eta_{I_turb}*(h[3]-h_{4s})$

$T[4]=\text{Temperature}(R\$;P=P[4];h=h[4])$

$s[4]=\text{Entropy}(R\$;P=P[4];h=h[4])$

{Salida en el compresor}

$s_{2s}=s[1]$

$h_{2s}=\text{Enthalpy}(R\$;P=P[2];s=s_{2s})$

$h[2]=(h_{2s}-h[1])/ \eta_{I_comp} + h[1]$

$T[2]=\text{Temperature}(R\$;P=P[2];h=h[2])$

$s[2]=\text{Entropy}(R\$;P=P[2];h=h[2])$

$Q_{in}=h[3]-h[2]$

$Q_{out}=h[4]-h[1]$
 $W_{in}=h[2]-h[1]$
 $W_{out}=h[3]-h[4]$
 $W_{neto}=W_{out}-W_{in}$

Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
 $m_{dot}=(Pot/W_{neto})*60$ "Flujo másico para la potencia de referencia en kg/min"
 $BWR=(W_{in}/W_{out})*100$ "Relación de trabajo de retroceso"
 $\eta=(W_{neto}/Q_{in})*100$ "Eficiencia térmica del ciclo en porcentaje"

"Análisis termoeconómico del amoníaco en ORC – caso 2"

R\$='ammonia' "Fluido de trabajo"

P_evap=24,66 "Presión de evaporación"
 T_ent_turb=120 "Temperatura de entrada en la turbina"

T_enfriam=20 "Temperatura a la cual se expulsa el calor (condensación)"

TC=T_crit(R\$)
 PC=P_crit(R\$)
 "Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"
 $\eta_{I_comp}=0,75$
 $\eta_{I_turb}=0,75$

r_p=P[2]/P[1] "Relación de presión en el ciclo"

{Entrada a la bomba}
 $T[1]=T_{enfriam}$
 $P[1]=P_{sat}(R\$,T=T[1])$
 $x[1]=0$
 $s[1]=Entropy(R\$,T=T[1];x=x[1])$
 $v[1]=Volume(R\$,T=T[1];x=x[1])$
 $h[1]=Enthalpy(R\$,T=T[1];x=x[1])$
 {Salida de la bomba}
 $s_{2s}=s[1]$
 $P[2]=P_{evap}$
 $h_{2s}=Enthalpy(R\$,P=P[2];s=s_{2s})$
 $h[2]=(h_{2s}-h[1])/\eta_{I_comp} + h[1]$
 $T[2]=Temperature(R\$,P=P[2];h=h[2])$
 $s[2]=Entropy(R\$,P=P[2];h=h[2])$
 $x[2]=Quality(R\$,P=P[2];h=h[2])$
 {Inicio de la saturación}
 $P[3]=P_{evap}$
 $T[3]=T_{sat}(R\$,P=P[3])$
 $x[3]=0$
 $s[3]=Entropy(R\$,P=P[3];x=x[3])$
 {Entrada a la turbina}
 $P[4]=P_{evap}$
 $T[4]=T_{ent_turb}$
 $h[4]=Enthalpy(R\$,P=P[4];T=T[4])$
 $s[4]=Entropy(R\$,P=P[4];T=T[4])$
 {Salida de la turbina}
 $P[5]=P[1]$
 $s_{5s}=s[4]$

$h_{5s} = \text{Enthalpy}(R\$; P=P[5]; s=s_{5s})$
 $h[5] = h[4] - \eta_{\text{turb}} * (h[4] - h_{5s})$
 $T[5] = \text{Temperature}(R\$; P=P[5]; h=h[5])$
 $s[5] = \text{Entropy}(R\$; P=P[5]; h=h[5])$

$W_{\text{in}} = h[2] - h[1]$
 $Q_{\text{in}} = h[4] - h[2]$
 $Q_{\text{out}} = h[5] - h[1]$
 $W_{\text{out}} = h[4] - h[5]$
 $W_{\text{neto}} = W_{\text{out}} - W_{\text{in}}$
 Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"
 $m_{\text{dot}} = \text{Pot} / W_{\text{neto}}$
 $W_{\text{dot_comp}} = W_{\text{in}} * m_{\text{dot}}$
 $W_{\text{dot_expan}} = W_{\text{out}} * m_{\text{dot}}$
 $W_{\text{dot_gen}} = W_{\text{neto}} * m_{\text{dot}}$
 $Q_{\text{dot_in}} = Q_{\text{in}} * m_{\text{dot}}$
 $\text{BWR} = (W_{\text{in}} / W_{\text{out}}) * 100$
 $\eta = (W_{\text{neto}} / Q_{\text{in}}) * 100$

"Calculo de temperaturas de los depósitos térmicos"

$Q_{\text{in}} * m_{\text{dot}} = U * A_{\text{alta}} * \text{DELATAT}_{\text{ml_alta}}$
 $Q_{\text{out}} * m_{\text{dot}} = U * A_{\text{baja}} * \text{DELATAT}_{\text{ml_baja}}$

U=800 "Coeficiente global de transferencia de calor consultado"

$\text{DELATAT}_{\text{ml_alta}} = (\text{DELATAT}_{1_\text{alta}} * \text{DELATAT}_{2_\text{alta}} * ((\text{DELATAT}_{1_\text{alta}} + \text{DELATAT}_{2_\text{alta}}) / 2))^{(1/3)}$
 $\text{DELATAT}_{1_\text{alta}} = T_{\text{in_hA}} - T_{\text{out_cA}}$
 $\text{DELATAT}_{2_\text{alta}} = T_{\text{out_hA}} - T_{\text{in_cA}}$

$T_{\text{in_hA}} = 230$ "Puede variar, está asociado a la fuente"

$T_{\text{out_cA}} = T_{\text{ent_turb}}$
 $T_{\text{out_hA}} = T[3]$
 $T_{\text{in_cA}} = T[2]$

$\text{DELATAT}_{\text{ml_baja}} = (\text{DELATAT}_{1_baja} * \text{DELATAT}_{2_baja} * ((\text{DELATAT}_{1_baja} + \text{DELATAT}_{2_baja}) / 2))^{(1/3)}$

$\text{DELATAT}_{1_baja} = T_{\text{in_hB}} - T_{\text{out_cB}}$
 $\text{DELATAT}_{2_baja} = T_{\text{out_hB}} - T_{\text{in_cB}}$

$T_{\text{in_hB}} = T[5]$ "Puede variar, esta asociado al sumidero"

$T_{\text{out_cB}} = 20$
 $T_{\text{out_hB}} = T[1]$
 $T_{\text{in_cB}} = 15$

"Costos de los equipos asociados"

$C_{\text{HX_alta}} = 7000 + 360 * A_{\text{alta}}^{(0,8)}$
 $C_{\text{HX_baja}} = 7000 + 360 * A_{\text{baja}}^{(0,8)}$
 $S_{\text{p}} = (m_{\text{dot}} * v[1]) * (1000/60)$ "flujo volumetrico en L/s a la entrada de la bomba"
 $C_{\text{bomba}} = 3300 + 4,8 * (S_{\text{p}})^{(1,2)}$ "Para ORC y TRC"
 $C_{\text{turb}} = 1000 * W_{\text{dot_expan}}$
 $C_{\text{total}} = C_{\text{HX_alta}} + C_{\text{HX_baja}} + C_{\text{bomba}} + C_{\text{turb}}$

"Análisis Exergético"

$\dot{I}_{\text{turb}} = \dot{m} \cdot (T_{\text{enfriam}} + 273) \cdot (s[5] - s[4])$
 $\dot{I}_{\text{bomba}} = \dot{m} \cdot (T_{\text{enfriam}} + 273) \cdot (s[2] - s[1])$
 $\dot{I}_{\text{evap}} = \dot{m} \cdot (T_{\text{enfriam}} + 273) \cdot (s[4] - s[2] - (Q_{\text{in}} / (\Delta T_{\text{ml_alta}} + 273)))$
 $\dot{I}_{\text{cond}} = \dot{m} \cdot (T_{\text{enfriam}} + 273) \cdot (s[1] - s[5] + (Q_{\text{out}} / (\Delta T_{\text{ml_baja}} + 273)))$
 $\dot{I}_{\text{total}} = \dot{I}_{\text{turb}} + \dot{I}_{\text{bomba}} + \dot{I}_{\text{evap}} + \dot{I}_{\text{cond}}$

"Eficiencia de segunda ley"

$\eta_{\text{carnot}} = (1 - ((\Delta T_{\text{ml_baja}} + 273) / (\Delta T_{\text{ml_alta}} + 273))) \cdot 100$
 $\eta_{\text{II}} = (\eta / \eta_{\text{carnot}}) \cdot 100$

"Análisis termoeconómico del R134a en TRC – caso 2"

R\$='r134a' "Fluido de trabajo"

$s_{\text{max}} = 0,865$
 $P_{\text{evap}} = 1,2 \cdot P_{\text{crit}}(R\$)$
 $T_{\text{inicial}} = \text{Temperature}(R\$; P = P_{\text{evap}}; s = s_{\text{max}})$
 $T_{\text{enfriam}} = 20$ "Temperatura a la cual se expulsa el calor (condensación)"
 $T_{\text{C}} = T_{\text{crit}}(R\$)$
 $T_{\text{ent_turb}} = 120$ "Temperatura de entrada en la turbina"
 "Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"
 $\eta_{\text{I_comp}} = 0,75$
 $\eta_{\text{I_turb}} = 0,75$

$r_p = P[3] / P[1]$ "Relación de presión en el ciclo"

{Entrada a la turbina}
 $P[3] = P_{\text{evap}}$
 $T[3] = T_{\text{ent_turb}}$
 $s[3] = \text{Entropy}(R\$; P = P[3]; T = T[3])$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(R\$; P = P[3]; T = T[3])$
 {Salida de la turbina}
 $P[4] = P_{\text{sat}}(R\$; T = T_{\text{enfriam}})$
 $s_{4s} = s[3]$
 $h_{4s} = \text{Enthalpy}(R\$; P = P[4]; s = s_{4s})$
 $h[4] = h[3] - \eta_{\text{I_turb}} \cdot (h[3] - h_{4s})$
 $T[4] = \text{Temperature}(R\$; P = P[4]; h = h[4])$
 $s[4] = \text{Entropy}(R\$; P = P[4]; h = h[4])$
 {Entrada a la bomba}
 $T[1] = T_{\text{enfriam}}$
 $P[1] = P_{\text{sat}}(R\$; T = T[1])$
 $x[1] = 0$
 $s[1] = \text{Entropy}(R\$; T = T[1]; x = x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(R\$; T = T[1]; x = x[1])$
 $v[1] = \text{Volume}(R\$; T = T[1]; x = x[1])$
 {Salida de la bomba}
 $P[2] = P[3]$
 $s_{2s} = s[1]$
 $h_{2s} = \text{Enthalpy}(R\$; P = P[2]; s = s_{2s})$
 $h[2] = (h_{2s} - h[1]) / \eta_{\text{I_comp}} + h[1]$
 $T[2] = \text{Temperature}(R\$; P = P[2]; h = h[2])$
 $s[2] = \text{Entropy}(R\$; P = P[2]; h = h[2])$

$$x[2]=\text{Quality}(R\$;P=P[2];h=h[2])$$

$$\begin{aligned} W_{in} &= h[2] - h[1] \\ Q_{in} &= h[3] - h[2] \\ Q_{out} &= h[4] - h[1] \\ W_{out} &= h[3] - h[4] \\ W_{neto} &= W_{out} - W_{in} \end{aligned}$$

Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"

$$\begin{aligned} m_{dot} &= \text{Pot}/W_{neto} \\ W_{dot_comp} &= W_{in} * m_{dot} \\ W_{dot_expan} &= W_{out} * m_{dot} \\ W_{dot_gen} &= W_{neto} * m_{dot} \\ BWR &= (W_{in}/W_{out}) * 100 \\ eta &= (W_{neto}/Q_{in}) * 100 \end{aligned}$$

"Calculo de temperaturas de los depositos térmicos"

$$\begin{aligned} Q_{in} * m_{dot} &= U * A_{alta} * \text{DELTA}T_{ml_alta} \\ Q_{out} * m_{dot} &= U * A_{baja} * \text{DELTA}T_{ml_baja} \end{aligned}$$

U=800 "Coeficiente global de transferencia de calor consultado"

$$\begin{aligned} \text{DELTA}T_{ml_alta} &= (\text{DELTA}T_{1_alta} * \text{DELTA}T_{2_alta} * ((\text{DELTA}T_{1_alta} + \text{DELTA}T_{2_alta})/2))^{(1/3)} \\ \text{DELTA}T_{1_alta} &= T_{in_hA} - T_{out_cA} \\ \text{DELTA}T_{2_alta} &= T_{out_hA} - T_{in_cA} \end{aligned}$$

T_{in_hA}=230 "Puede variar, esta asociado a la fuente"

$$\begin{aligned} T_{out_cA} &= T_{ent_turb} \\ T_{out_hA} &= T[2] + 60 \\ T_{in_cA} &= T[2] \end{aligned}$$

$$\text{DELTA}T_{ml_baja} = (\text{DELTA}T_{1_baja} * \text{DELTA}T_{2_baja} * ((\text{DELTA}T_{1_baja} + \text{DELTA}T_{2_baja})/2))^{(1/3)}$$

$$\begin{aligned} \text{DELTA}T_{1_baja} &= T_{in_hB} - T_{out_cB} \\ \text{DELTA}T_{2_baja} &= T_{out_hB} - T_{in_cB} \end{aligned}$$

T_{in_hB}=T[4] "Puede variar, esta asociado al sumidero"

$$\begin{aligned} T_{out_cB} &= 20 \\ T_{out_hB} &= T[1] \\ T_{in_cB} &= 10 \end{aligned}$$

"Costos de los equipos asociados"

$$\begin{aligned} C_{HX_alta} &= 7000 + 360 * A_{alta}^{(0,8)} \\ C_{HX_baja} &= 7000 + 360 * A_{baja}^{(0,8)} \\ S_p &= (m_{dot} * v[1]) * (1000/60) \text{ "flujo volumetrico en L/s a la entrada de la bomba"} \\ C_{bomba} &= 3300 + 4,8 * (S_p)^{(1,2)} \text{ "Para ORC y TRC"} \\ C_{turb} &= 1000 * W_{dot_expan} \\ C_{total} &= C_{HX_alta} + C_{HX_baja} + C_{bomba} + C_{turb} \end{aligned}$$

"Análisis Exergético"

$$\begin{aligned} I_{dot_turb} &= m_{dot} * (T_{enfriam} + 273) * (s[4] - s[3]) \\ I_{dot_bomba} &= m_{dot} * (T_{enfriam} + 273) * (s[2] - s[1]) \\ I_{dot_evap} &= m_{dot} * (T_{enfriam} + 273) * (s[3] - s[2] - (Q_{in}/(\text{DELTA}T_{ml_alta} + 273))) \\ I_{dot_cond} &= m_{dot} * (T_{enfriam} + 273) * (s[1] - s[4] + (Q_{out}/(\text{DELTA}T_{ml_baja} + 273))) \\ I_{dot_total} &= I_{dot_turb} + I_{dot_bomba} + I_{dot_evap} + I_{dot_cond} \end{aligned}$$

"Eficiencia de segunda ley"

$$\eta_{\text{carnot}} = (1 - ((\Delta T_{\text{ml_baja}} + 273) / (\Delta T_{\text{ml_alta}} + 273))) * 100$$

$$\eta_{\text{II}} = (\eta / \eta_{\text{carnot}}) * 100$$

"Análisis termoeconómico del CO₂ en SBC – caso 2"

R\$='carbondioxide' "Fluido de trabajo"

$$P_{\text{C}} = P_{\text{crit}}(R\$)$$

$$T_{\text{C}} = T_{\text{crit}}(R\$)$$

T_{enfriam}=20 "Temperatura a la cual se expulsa el calor"

"Eficiencia isentrópica de los dispositivos de compresión y expansión"

$$\eta_{\text{I_comp}} = 0,75$$

$$\eta_{\text{I_turb}} = 0,75$$

T_{ent_exp}=150 "Temperatura de entrada en la turbina"

r_p=1,5 "Relación de presión en el ciclo"

$$r_p = P[2] / P[1]$$

$$T_{\text{inicial}} = \text{Temperature}(R\$; P=P[2]; s=s[1])$$

{Entrada al compresor}

$$P[1] = P_{\text{crit}}(R\$)$$

$$T[1] = T_{\text{crit}}(R\$)$$

$$s[1] = \text{Entropy}(R\$; T=T[1]; P=P[1])$$

$$h[1] = \text{Enthalpy}(R\$; T=T[1]; P=P[1])$$

$$v[1] = \text{Volume}(R\$; T=T[1]; s=s[1])$$

{Entrada a la turbina}

$$P[3] = P[2]$$

$$T[3] = T_{\text{ent_exp}}$$

$$s[3] = \text{Entropy}(R\$; T=T[3]; P=P[3])$$

$$h[3] = \text{Enthalpy}(R\$; T=T[3]; P=P[3])$$

{Salida de la turbina}

$$P[4] = P[1]$$

$$s_{4s} = s[3]$$

$$h_{4s} = \text{Enthalpy}(R\$; P=P[4]; s=s_{4s})$$

$$h[4] = h[3] - \eta_{\text{I_turb}} * (h[3] - h_{4s})$$

$$T[4] = \text{Temperature}(R\$; P=P[4]; h=h[4])$$

$$s[4] = \text{Entropy}(R\$; P=P[4]; h=h[4])$$

{Salida del compresor}

$$s_{2s} = s[1]$$

$$h_{2s} = \text{Enthalpy}(R\$; P=P[2]; s=s_{2s})$$

$$h[2] = (h_{2s} - h[1]) / \eta_{\text{I_comp}} + h[1]$$

$$T[2] = \text{Temperature}(R\$; P=P[2]; h=h[2])$$

$$s[2] = \text{Entropy}(R\$; P=P[2]; h=h[2])$$

$$Q_{\text{in}} = h[3] - h[2]$$

$$Q_{\text{out}} = h[4] - h[1]$$

$$W_{\text{in}} = h[2] - h[1]$$

$$W_{\text{out}} = h[3] - h[4]$$

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{out}} - W_{\text{in}}$$

Pot=1 "Potencia de referencia del ciclo en kW"

$m_{\dot{}}=Pot/W_{\text{neto}}$

$BWR=(W_{\text{in}}/W_{\text{out}})*100$

$\eta=(W_{\text{neto}}/Q_{\text{in}})*100$

$W_{\dot{}}_{\text{comp}}=W_{\text{in}}*m_{\dot{}}$

$W_{\dot{}}_{\text{expan}}=W_{\text{out}}*m_{\dot{}}$

$W_{\dot{}}_{\text{gen}}=W_{\text{neto}}*m_{\dot{}}$

$Q_{\dot{}}_{\text{in}}=Q_{\text{in}}*m_{\dot{}}$

"Calculo de temperaturas de los depositos térmicos"

$Q_{\text{in}}*m_{\dot{}}=U*A_{\text{alta}}*DELTA_{\text{ml_alta}}$

$Q_{\text{out}}*m_{\dot{}}=U*A_{\text{baja}}*DELTA_{\text{ml_baja}}$

U=800 "Coeficiente global de transferencia de calor consultado"

$DELTA_{\text{ml_alta}}=(DELTA_{\text{1_alta}}*DELTA_{\text{2_alta}}*((DELTA_{\text{1_alta}}+DELTA_{\text{2_alta}})/2))^{(1/3)}$

$DELTA_{\text{1_alta}}=T_{\text{in_hA}}-T_{\text{out_cA}}$

$DELTA_{\text{2_alta}}=T_{\text{out_hA}}-T_{\text{in_cA}}$

$T_{\text{in_hA}}=230$ "Puede variar, esta asociado a la fuente"

$T_{\text{out_cA}}=T_{\text{ent_exp}}$

$T_{\text{out_hA}}=T[2]+10$

$T_{\text{in_cA}}=T[2]$

$DELTA_{\text{ml_baja}}=(DELTA_{\text{1_baja}}*DELTA_{\text{2_baja}}*((DELTA_{\text{1_baja}}+DELTA_{\text{2_baja}})/2))^{(1/3)}$

$DELTA_{\text{1_baja}}=T_{\text{in_hB}}-T_{\text{out_cB}}$

$DELTA_{\text{2_baja}}=T_{\text{out_hB}}-T_{\text{in_cB}}$

$T_{\text{in_hB}}=T[4]$ "Puede variar,esta asociado al sumidero"

$T_{\text{out_cB}}=T[4]-10$

$T_{\text{out_hB}}=T[1]$

$T_{\text{in_cB}}=20$

"Costos de los equipos asociados"

$C_{\text{HX_alta}}=7000+360*A_{\text{alta}}^{(0,8)}$

$C_{\text{HX_baja}}=7000+360*A_{\text{baja}}^{(0,8)}$

$S_{\text{p}}=(m_{\dot{}}*v[1])*(1000/60)$ "flujo volumetrico en L/s a la entrada de la bomba"

$C_{\text{comp}}=4200+27*(S_{\text{c}})^{(0,8)}$ "Para SBC"

$C_{\text{turb}}=1000*W_{\dot{}}_{\text{expan}}$

$C_{\text{total}}=C_{\text{HX_alta}}+C_{\text{HX_baja}}+C_{\text{bomba}}+C_{\text{turb}}$

"Análisis Exergético"

$I_{\dot{}}_{\text{turb}}=m_{\dot{}}*(T_{\text{enfriam}}+273)*(s[4]-s[3])$

$I_{\dot{}}_{\text{bomba}}=m_{\dot{}}*(T_{\text{enfriam}}+273)*(s[2]-s[1])$

$I_{\dot{}}_{\text{evap}}=m_{\dot{}}*(T_{\text{enfriam}}+273)*(s[3]-s[2]-(Q_{\text{in}}/(DELTA_{\text{ml_alta}}+273)))$

$I_{\dot{}}_{\text{cond}}=m_{\dot{}}*(T_{\text{enfriam}}+273)*(s[1]-s[4]+(Q_{\text{out}}/(DELTA_{\text{ml_baja}}+273)))$

$I_{\dot{}}_{\text{total}}=I_{\dot{}}_{\text{turb}}+I_{\dot{}}_{\text{bomba}}+I_{\dot{}}_{\text{evap}}+I_{\dot{}}_{\text{cond}}$

"Eficiencia de segunda ley"

$\eta_{\text{carnot}}=(1-((DELTA_{\text{ml_baja}}+273)/(DELTA_{\text{ml_alta}}+273)))^{*100}$

$\eta_{\text{II}}=(\eta/\eta_{\text{carnot}})*100$

**ANEXO B. CUADRO DE FLUJO DE CAJA PARA CASO DE
MAYOR TIR.**

Los valores reportados se encuentran en millones de pesos.

	AÑO						
	0	1	2	3	4	5	
Inversión	-\$ 17.085						
Generacion de Electricidad		\$ 16.000	\$ 16.640	\$ 17.306	\$ 17.998	\$ 18.718	
+ otros ingresos de operación		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
- E.E		-\$ 663	-\$ 689	-\$ 717	-\$ 745	-\$ 775	
- fijos totales		-\$ 1.538	-\$ 1.591	-\$ 1.647	-\$ 1.705	-\$ 1.765	
= Utilidad bruta		\$ 13.800	\$ 14.359	\$ 14.942	\$ 15.547	\$ 16.178	
- Gasto financiero		-\$ 1.640	-\$ 1.382	-\$ 1.093	-\$ 769	-\$ 406	
- otros gastos		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
- depreciación y amortización (no desembolsable)		-\$ 3.417	-\$ 3.417	-\$ 3.417	-\$ 3.417	-\$ 3.417	
+ valor de salvamento		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	
= Utilidad antes de impuestos		\$ 8.742	\$ 9.560	\$ 10.432	\$ 11.361	\$ 12.355	
- impuestos (33%)		-\$ 2.885	-\$ 3.155	-\$ 3.442	-\$ 3.749	-\$ 4.077	
= Utilidad después de impuestos		\$ 5.857	\$ 6.405	\$ 6.989	\$ 7.612	\$ 8.278	
+ ajuste por depreciación y amortización		\$ 3.417	\$ 3.417	\$ 3.417	\$ 3.417	\$ 3.417	
+ credito recibido	\$ 13.668						
- amortizacion deuda		-\$ 2.152	-\$ 2.410	-\$ 2.699	-\$ 3.023	-\$ 3.385	
= Utilidad Neta		\$ 7.123	\$ 7.413	\$ 7.707	\$ 8.007	\$ 8.309	
Flujo de caja libre	-\$ 3.417	\$ 7.123	\$ 7.413	\$ 7.707	\$ 8.007	\$ 8.309	

VPN	\$ 24.141
TIR	211,62%

En el siguiente cuadro se presenta la tabla de amortización para el crédito bancario solicitado.

PRÉSTAMO

Tasa de interés 12% EA

AÑO	Cuota	Interés	Amortización	Saldo
0				\$13.668
1	\$ 3.792	\$1.640	\$ 2.152	\$11.517
2	\$ 3.792	\$1.382	\$ 2.410	\$ 9.107
3	\$ 3.792	\$1.093	\$ 2.699	\$ 6.408
4	\$ 3.792	\$ 769	\$ 3.023	\$ 3.385
5	\$ 3.792	\$ 406	\$ 3.385	\$ -

Los valores se encuentran en millones de pesos.

ANEXO C. ARTÍCULO

ESTUDIO DE CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y LAS FUENTES DE CALOR INDUSTRIAL NO APROVECHADO CON BAJAS TEMPERATURAS, EMPLEANDO DIFERENTES FLUIDOS TÉRMICOS DE OPERACIÓN, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

A. Adrián Felipe Martínez, B. Daniel Sanín Villa, C. Alan Francis Hill.
Noviembre de 2015, a- adrianmape@hotmail.com, b- danielsanin89@gmail.com,
c- Alan.Hill@upb.edu.co

Resumen En este trabajo se busca estudiar los ciclos de potencia Rankine Orgánico (ORC), Rankine Transcrítico (TRC) y Brayton Supercrítico (SBC) y su aplicación al aprovechamiento de fuentes térmicas con temperaturas por debajo de los $<230^{\circ}\text{C}$ para la generación de energía eléctrica. Iniciando con el estudio y posterior selección de algunos fluidos térmicos que presenten el mayor potencial de aprovechamiento, en el rango de temperatura mencionado. Después de identificar dichos fluidos, se estudian los equipos necesarios para el funcionamiento de los ciclos, básicamente se consideraran equipos de compresión, expansión e intercambiadores de calor. Una vez identificado y seleccionados los fluidos y ciclos, es decir, acoplado cada uno de los equipos con el fluido térmico respectivo, se realiza una parametrización del balance de masa y energía sobre cada sistema. Con los datos obtenidos se busca evaluar la generación de energía eléctrica, relacionando el consumo de energía térmica del ciclo con las irreversibilidades. Además determinar el grado de implementación y el impacto que puede tener la aplicación de los ciclos de potencia, en el aprovechamiento de fuentes solares térmicas y desechos térmicos industriales, realizando un análisis de prefactibilidad económica donde se determine si estas tecnologías son viables.

Palabras Clave – ciclo rankine organico, ciclo rankine transcrítico, ciclo brayton supercrítico, balance de energía, balance de masa, generación de energía eléctrica.

I. INTRODUCCIÓN

En la cadena energética es necesario realizar una serie de transformaciones, desde la extracción y explotación de los recursos de fuentes primarias, hasta la obtención de formas de energía con un alto nivel de utilización, como lo es la energía eléctrica. En estos procesos de transformación intervienen equipos y sistemas que determinan los niveles de aprovechamiento de la fuente y la eficiencia del proceso. El estudio de estos sistemas se ha centrado principalmente en el aprovechamiento de fuentes primarias de origen fósil, debido al auge en la exploración y explotación de dichos combustibles y

al desarrollo de la tecnología utilizada en el aparato productivo mundial alrededor de dicha fuente.

La generación de energía eléctrica a partir de fuentes térmicas de alta temperatura, es bien conocida por la industria energética y muy utilizada en una gran cantidad de países alrededor del mundo, basándose principalmente en la utilización de los ciclos de potencia Rankine y Brayton, los cuales permiten en su funcionamiento la combinación de diferentes equipos, fluidos y fuentes térmicas de origen fósil. Es así como la energía térmica continúa siendo un pilar importante del desarrollo de la humanidad.

Pero, con los problemas de los altos niveles de contaminación, el cambio climático asociado con el uso intensivo de estos combustibles y, además, el acelerado crecimiento de la población mundial, sinónimo de elevados niveles de consumo de energía, se debe impulsar el desarrollo y aprovechamiento de nuevas fuentes de generación de energía, que permitan tener una transición viable entre los combustibles fósiles y las energías alternativas.

Existe una gran cantidad de fuentes de energía térmica que se consideran como desechos en algunas industrias, sin embargo, “los desechos de energía se deben categorizar de acuerdo al contenido o capacidad de producir un efecto o un cambio. Aquel que posea alto contenido energético, será un desecho de alto nivel y susceptible de transformar algo y, por ende, de ser aprovechado por su contenido energético” (Chejne Janna, 2007). Se han realizado estudios de algunas alternativas para el aprovechamiento de dichas fuentes, como son el ciclo Kalina, el ciclo Rankine Orgánico, el ciclo Rankine Transcrítico y el ciclo Brayton Supercrítico (Chen H G. D., 2010). Estas alternativas exigen un estudio detallado de los cambios en las propiedades de sus fluidos de trabajo y el funcionamiento de los equipos que configuran el sistema, con el objetivo de permitir el aprovechamiento de niveles de energía térmica, que hasta el momento se desechan o no se aprovechan. [(Sabharwall P, 2011.) (Utamura M, 2007) (Turchi CS, 2012) (Qiu K, 2012.)]

En el panorama mundial existen pocas señales de cambio en cuanto al papel de los hidrocarburos como fuentes primarias de generación de energía térmica y eléctrica, por lo tanto, es importante estudiar la aplicación de tecnologías que permitan

un mayor aprovechamiento en el uso de esta fuente y un menor impacto ambiental, es decir, que disminuya los niveles de desperdicio en las transformaciones que se presentan en la actualidad para la obtención de energía. (Wang E, 2012.)

Por lo anterior, se pretende estudiar los ciclos Rankine Orgánico (ORC), Rankine transcrito (TRC) y Brayton supercrítico (SBC), como alternativas para el aprovechamiento de fuentes térmicas con temperaturas por debajo de los $<230^{\circ}\text{C}$, estudiando el comportamiento de algunos fluidos de trabajo y comparados con el agua, además, estudiar la posibilidad de aprovechamiento de energías alternativas, como la solar térmica, para la generación de energía eléctrica.

Actualmente la energía se convierte en una materia prima vital para el desarrollo y la competitividad de los países y Colombia no es la excepción; si se considera la poca atención que se la ha dado en el país al aprovechamiento de las fuentes de energía térmica para la generación de energía eléctrica, y el desaprovechamiento de energía que esto ha representado para la industria nacional, se encuentra un ambiente propicio para comenzar a pensar en el uso intensivo de las fuentes de energía térmica potencialmente disponibles.

II. MARCO CONCEPTUAL

Fluidos de trabajo:

Se realiza una selección de los fluidos de trabajo para los ciclos de potencias, teniendo en cuenta diferentes características como: Disponibilidad de las propiedades, valores de presión a la temperatura de condensación, implicaciones ambientales del uso de estos fluidos en los ciclos, clasificación según la pendiente de la curva de vapor saturado (húmedos, secos o isentrópicos) y rangos de temperatura de trabajo entre 20°C y 230°C .

En la siguiente tabla se presentan los fluidos seleccionados y su aplicabilidad en cada uno de los ciclos a analizar:

Tabla 1. Fluidos de trabajo seleccionados para los ciclos.

Clasificación del fluido	Clas. Alternativa	Tipo de fluido	Ciclo recomendado		
			ORC	TRC	SBC
Hydrocarbons (HCs)					
Ethane	R-170	Humedo (wet)		X	X
Propane	R-290	Humedo (wet)	X	X	X
Isobutane	R-600a	Seco (dry)	X	X	X
N-butane	R-600	Seco (dry)	X	X	X
Methane	R-50	Humedo (wet)			X
Hydrofluorocarbons (HFCs)					
Difluoromethane	R-32	Humedo (wet)		X	X
Fluoromethane	R-41	Humedo (wet)		X	X
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	Humedo (wet)	X	X	X
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	Isentrópico	X	X	X
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	Isentrópico	X	X	X
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)					
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	Seco (dry)	X	X	X
Inorganics					
Ammonia	R-717	Humedo (wet)	X	X	X
Carbon dioxide	R-744	Humedo (wet)		X	X

Desde hace algún tiempo un nuevo tipo de mezcla de fluido/sólido ha tomado importancia dentro de la comunidad científica e ingenieril; los nano-fluidos, se tratan de fluidos con inclusiones de partículas a escala manométrica (10-100 nm).

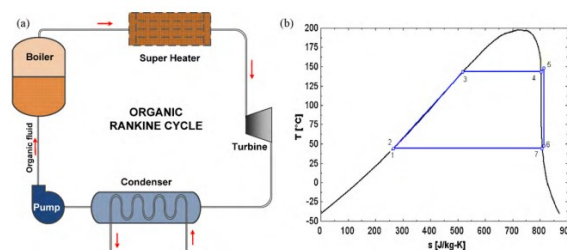
Ciclos de potencia:

En esta sección se presentan los ciclos Rankine Orgánico, Rankine transcrito y Brayton supercrítico, los cuales son sistemas que permiten combinar equipos mecánicos, fluidos térmicos de trabajo y sus propiedades termodinámicas.

Ciclo Rankine Orgánico (ORC)

El fluido de trabajo entra a la turbina como vapor saturado o sobrecalentado, luego de la expansión en la turbina, en el fluido se presenta una caída de presión y de acuerdo a la relación de presiones y las características del fluido, puede salir de la turbina como vapor sobrecalentado o como mezcla líquido-vapor a la presión de salida. Luego el fluido se condensa para que lo impulse la bomba hacia el generador de vapor del ciclo, en este proceso nuevamente se aumenta la presión del fluido y se recibe el calor de la fuente térmica para llevarlo de la fase líquida a vapor saturado o sobrecalentado, si se requiere se debe instalar un recalentador para lograr el sobrecalentamiento del fluido. En este ciclo el fluido de trabajo siempre se mantiene por debajo de su punto crítico. (Chen H G. D., 2010). Existen varias ventajas de usar el ciclo Rankine orgánico, tales como la menor necesidad de calor, temperatura y presión durante el proceso evaporativo, el proceso de expansión termina en la región de vapor y el sobrecalentamiento no es necesario, disminuyendo el riesgo de erosión, por último, las menores diferencias de temperaturas entre el evaporador y el condensador indican una menor relación de presión por lo cual es posible usar turbinas de una sola etapa, reduciendo los costos de implementación.

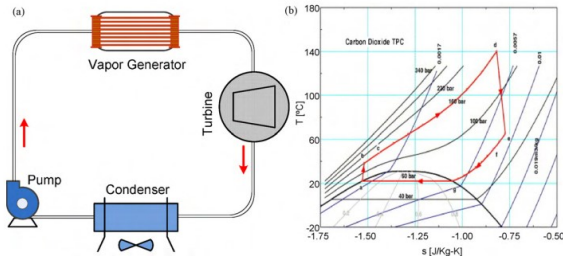
Figura 1. Esquema de ciclo Rankine Orgánico.



Ciclo Rankine Transcrítico (TRC)

En la Figura 2 se observa que el fluido de trabajo ingresa a la turbina (d) como vapor sobrecalentado por encima del punto crítico, luego de la expansión en la turbina (e), el fluido permanece como vapor sobrecalentado y se sigue manteniendo por encima del punto crítico (e-g). Se somete a un proceso de enfriamiento hasta alcanzar la región de mezcla de líquido-vapor (g-a) en la cual se busca condensarlo completamente (a) hasta tener un líquido saturado, para luego ser presurizado (b) con un sistema de bombeo y a partir de este punto se adiciona energía térmica de la fuente seleccionada, hasta lograr nuevamente las condiciones de entrada a la turbina (b-d). (Chen Y, 2006)

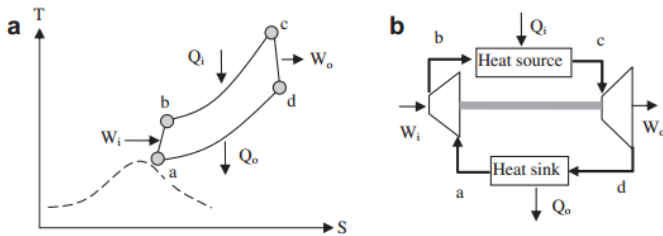
Figura 2. Esquema de ciclo Rankine Transcrítico.



Ciclo Brayton Supercrítico (SBC)

En la Figura 3 se muestra como el fluido de trabajo ingresa a la turbina como vapor sobrecalentado por encima del punto crítico (c), luego de la expansión en la turbina, el fluido permanece en la misma región del diagrama (d). Luego se enfría el fluido sin permitir que se genere condensación (a) y se mantiene por encima del punto crítico, después se presuriza (a-b), y se le suministra calor de la fuente térmica seleccionada (b-c), lo que permite llevar el fluido nuevamente a las condiciones de entrada a la turbina (c). En este ciclo el fluido de trabajo se mantiene en un solo estado (vapor sobrecalentado o gas) por encima del punto crítico. (Ferreiro Garcia, 201)

Figura 3. Ciclo Brayton Supercrítico.



Fuentes de calor de baja temperatura:

Energía termo solar

La combinación de colectores solares térmicos con los diferentes ciclos de potencia puede convertirse en una alternativa de generación de energía eléctrica.

En las plantas termosolares de concentración se utiliza luz solar concentrada obtenida mediante diversas configuraciones de lentes y espejos para generar calor a alta temperatura. Esta energía en forma de calor se transfiere a un fluido, que es el medio utilizado en plantas de potencia habituales para generar energía mecánica y esta se transforma en energía eléctrica mediante un sistema de alternadores. En el caso que la energía suministrada por el sol no sea la suficiente, es posible calentar estos fluidos de transporte mediante la combustión de otros elementos. Esta gran cantidad de energía suministrada por el sol puede ser aprovechada mediante captadores de concentración, estos dispositivos concentran la radiación solar sobre superficies con geometrías lineales o puntuales. En el lugar donde es concentrado el haz de luz normalmente circula un fluido de transporte, el cual absorbe esta energía e incrementa su temperatura. Los concentradores más empleados son los de tipo parabólico, los concentradores lineales y sistemas de captación central en torres; estos últimos requieren mayor infraestructura y tiene mayor capacidades de recoger energía. Los concentradores de captación central y los que tienen formas de disco parabólico, tienen factores de concentración mayor y temperaturas de operación más altas, es por esta razón que estos

equipos pueden ser empleados para ciclos convencionales donde los fluidos de trabajo sean vapor o aire. En el caso de los concentradores lineales, las temperaturas que se alcanzan son inferiores (del orden de cientos de grados).

Estos colectores buscan minimizar las pérdidas de energía por transferencia de calor con el medio exterior (aire ambiente), al disminuir su área de contacto. Estos equipos se caracterizan principalmente por la relación de concentración, la cual relaciona el área de apertura y el área de absorción. A medida que aumenta el factor de concentración también lo hace la temperatura de la energía producida, pero se requiere mayor inversión en los componentes ópticos y, si fuese el caso, en un sistema de seguimiento de la posición solar. Por lo tanto, el costo de la energía producida aumentaría con la temperatura empleada para producirla.

Fuentes de calor de desecho industrial

Muchas actividades en las industrias de manufactura rechazan calor a bajas temperaturas, en las grandes industrias el desperdicio de energía en forma de calor es tan alto que es difícil reutilizarlo o emplearlo nuevamente para los procesos productivos propios de las empresas. Esta energía es rechazada normalmente a la atmósfera, generando contaminación y contaminación. La recuperación de este calor, permite reducir el impacto negativo en el ambiente y ahorrar dinero. Según un estudio realizado por (Bailey & Worrell, 2005), en Estados Unidos cerca de 750 MW podrían ser recuperados para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes de desecho industrial, 500 MW en Alemania y alrededor de 3000 MW en toda Europa.

Existen algunas empresas que presentan particularmente mayores potenciales para el uso de energía en forma de calor de desecho, tal es el caso de las cementeras, donde se desperdicia gran parte del calor producto de los gases de combustión. Estos gases no son empleados y pueden alcanzar temperaturas entre 215°C y 315°C. (Engin & Ari, 2005).

Los motores de combustión interna convencionales solo convierten alrededor de un tercio de la energía disponible en movimiento. Desperdiciando la temperatura de los gases de combustión que pueden alcanzar los 400°C. (Chammas & Clodic, 2005). Los ciclos de potencia que empleen como fuente de energía estas bajas temperaturas, son una buena alternativa para incrementar la eficiencia global de los procesos, ahorrar energía y disminuir el consumo de fuentes fósiles de alta contaminación para el planeta.

En la Tabla 2 se resumen algunas de las temperaturas de gases industriales que pueden ser empleadas para la generación de electricidad. (Peris, 2015).

Tabla 2. Fuentes de calor de desecho industrial.

Tipo de industria	Proceso	Temperatura (°C)
Cementera	Gases del exosto del horno	200 - 350
	Gases de enfriamiento del horno	200 - 300
Acero	Hornos de arco eléctrico	250
	Laminadores	300 - 450
	Chimenea de hornos de Coke	190
	Estufas de altos hornos	250 - 300
Vidrio	Contenedores de vidrio fundido	160 - 200
	Vidrios Planos	160 - 200
	Fundición de fibra de vidrio	140 - 160
Química	Gases de hornos de procesos	340
	Gases de calderas	230
	Gases de refinamiento	150 - 300
	Turbinas de gas	370 - 540
Alimentos	Freidoras	120 - 212
	Gases de combustión	164

Ecuaciones del modelo

Para realizar el análisis termodinámico de los ciclos se cuenta básicamente con dos grandes ecuaciones gobernantes, los balances de conservación de energía y masa. A partir de ellos, es posible determinar los trabajos de las turbinas, bombas y compresores, el calor recibido por el evaporador y el calor rechazado en el condensador; de igual manera, es posible determinar la eficiencia de los ciclos según la primera ley de termodinámica.

Conservación de la masa

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0$$

Conservación de la energía

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = Q - W$$

Eficiencias e irreversibilidades

La eficiencia del ciclo es una medida que relaciona la cantidad de energía entregada, sobre la cantidad de energía suministrada al ciclo. La energía entregada es equivalente al trabajo total generado por la turbina, menos el consumido por el compresor o la bomba, y la energía utilizada es el calor absorbido por el evaporador. De esta manera la ecuación que permite calcular la eficiencia del ciclo es:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_{C/B}}{Q_{evap}}$$

En un sistema térmico real, no es posible transformar toda la energía disponible en trabajo, puesto que existen irreversibilidades en el funcionamiento de los componentes. Empleando las siguientes ecuaciones, es posible determinar la cantidad real de energía transformada considerando dichas irreversibilidades. (Mago, Chamra, & Somayaji, 2007).

$$i = \dot{m}T_0 \left[\sum_{in} s - \sum_{out} s - \sum_{Boundary} \frac{q_n}{T_n} \right]$$

Es posible determinar la eficiencia basada en la segunda ley de la siguiente manera:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)}$$

III. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Para realizar las simulaciones se tienen en cuenta dos casos que permiten evaluar las tendencias de cambio en el comportamiento de los ciclos propuestos.

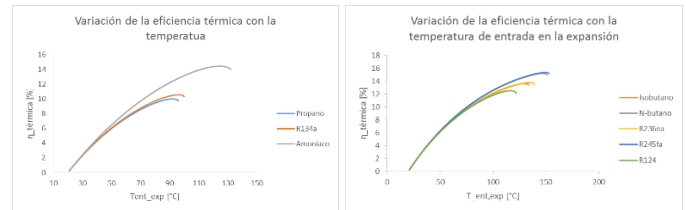
En el caso 1, se busca conocer que ocurre en el ciclo al variar simultáneamente la presión de evaporación o calentamiento y la temperatura de entrada en el proceso de expansión.

En el caso 2, se busca conocer que ocurre con el comportamiento del ciclo al mantener constante la presión de evaporación o calentamiento y variar la temperatura de entrada en el proceso de expansión.

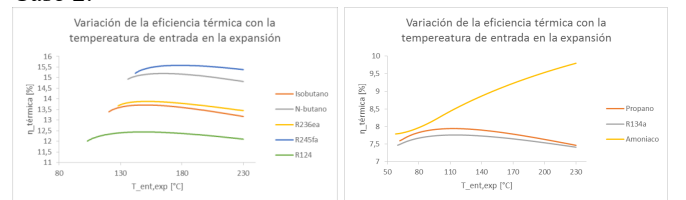
Los valores son reportados en unidades específicas y el flujo másico se obtiene para una potencia de generación base de 1kW. Para cada uno de los ciclos se presentan las gráficas de los resultados de eficiencias de primera ley más significativos.

Ciclo ORC

Caso 1.

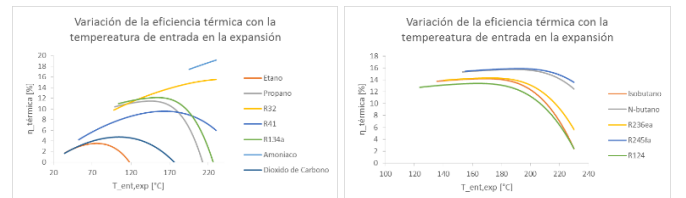


Caso 2.

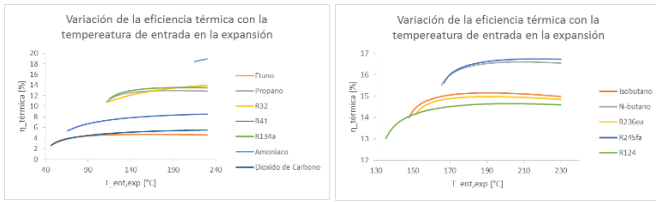


Ciclo TRC

Caso 1.



Caso 2.



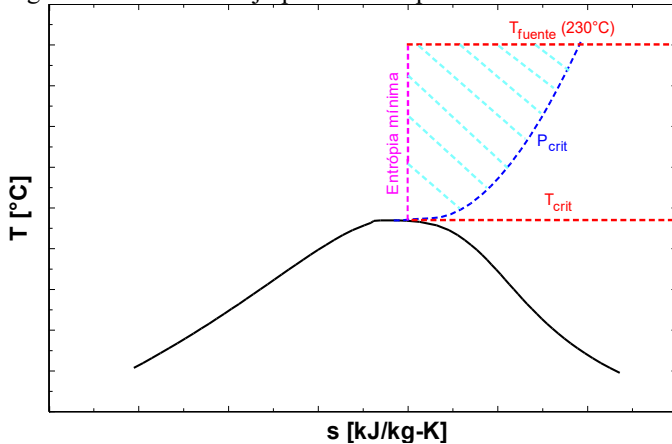
Ciclo SBC

Para mantener el fluido en estado supercrítico, es necesario que la temperatura y presión de operación durante las etapas del ciclo permanezca por encima de la presión y temperatura crítica, respectivamente.

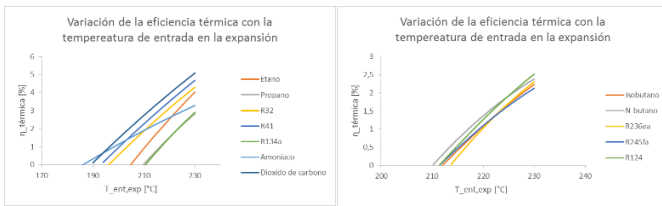
Considerando lo anterior se utiliza como región de trabajo para el presente estudio, la zona delimitada por las siguientes condiciones:

- Presiones de trabajo con valores mayores a la presión crítica.
- Temperatura de trabajos mayores a la temperatura crítica, pero inferiores a la temperatura de la fuente (230 °C).
- La entropía mínima durante el ciclo será igual a la entropía correspondiente al punto crítico.

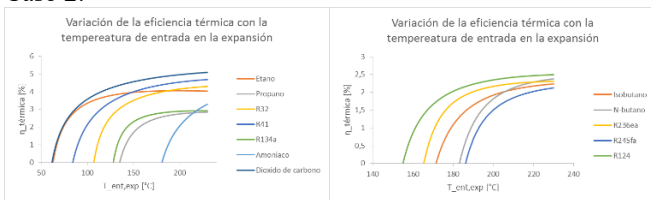
Figura 4. Zona de trabajo para ciclo supercrítico.



Caso 1.



Caso 2.



Teniendo en cuenta las gráficas anteriores y los demás cálculos realizados se definen tres grupos de fuentes térmicas según su temperatura y se clasifican los fluidos y ciclos de acuerdo a esta. Tabla 3. Temperatura de la fuente < 100°C

Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
Amoniaco	ORC - caso 1	7,63	56	húmedo
Etano	TRC - caso 1	3,53	76	húmedo
Propano	ORC - caso 1	9,95	90	húmedo
R-134a	ORC - caso 1	10,5	93	húmedo

Tabla 4. Temperatura de la fuente entre 100°C y 180°C.

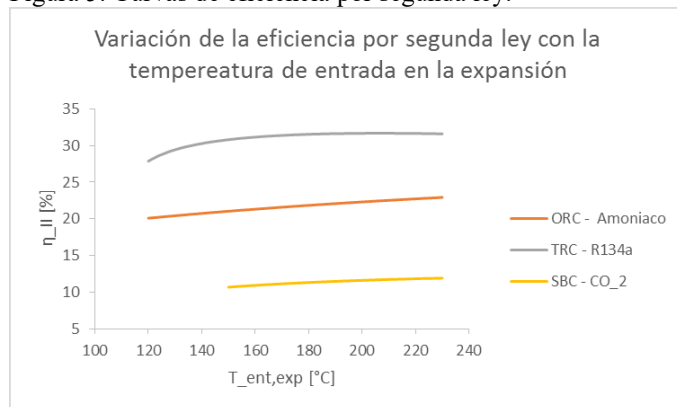
Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
Dióxido de carbono	TRC - caso 1	4,73	105	húmedo
Etano	TRC - caso 2	4,71	160	húmedo
Isobutano	ORC - caso 1	13,64	130	Seco o isentrópico
	ORC - caso 2	13,71	145	
N-butano	ORC - caso 1	15,13	150	Seco o isentrópico
	ORC - caso 2	15,2	160	
	TRC - caso 1	15,2	160	
Propano	ORC - caso 2	7,94	120	húmedo
	TRC - caso 1	11,47	143	
R-124	ORC - caso 1	12,45	120	Seco o isentrópico
	ORC - caso 2	12,44	140	
	TRC - caso 1	13,4	163,5	
R-134a	TRC - caso 1	12,14	152	húmedo
	ORC - caso 2	7,76	110	
R-236ea	ORC - caso 1	13,8	135	Seco o isentrópico
	ORC - caso 2	13,88	146	
	TRC - caso 1	14,31	170	
R-245fa	ORC - caso 1	15,35	150	Seco o isentrópico
	ORC - caso 2	15,58	171	
R-41	TRC - caso 1	9,58	163	húmedo

Tabla 5. Temperatura de la fuente entre 180°C y 230°C.

Fluido	Ciclo	Eficiencia [%]	Temp. Máx. [°C]	Tipo
Amoniaco	ORC - caso 2	9,8	230	húmedo
	TRC - caso 1	19,16	230	
	TRC - caso 2	18,93	230	
	SBC - caso 1	3,29	230	
Dióxido de carbono	TRC - caso 2	5,53	230	húmedo
	SBC - caso 2	5,09	230	
Etano	SBC - caso 1	4,03	230	húmedo
	SBC - caso 2	4,03	230	
Isobutano	TRC - caso 2	15,16	185	Seco o isentrópico
	TRC - caso 1	15,74	186	
	SBC - caso 1	2,23	230	
	SBC - caso 2	2,24	230	
N-butano	TRC - caso 2	16,61	203	Seco o isentrópico
	SBC - caso 1	2,38	230	
	SBC - caso 2	2,38	230	
Propano	TRC - caso 2	12,97	182,5	húmedo
	SBC - caso 1	2,83	230	
	SBC - caso 2	2,84	230	
R-124	TRC - caso 2	14,65	194	Seco o isentrópico
	SBC - caso 1	2,52	230	
	SBC - caso 2	2,5	230	
R-134a	TRC - caso 2	13,54	197,4	húmedo
	SBC - caso 1	2,9	230	
	SBC - caso 2	2,92	230	
R-236ea	TRC - caso 2	14,98	184	Seco o isentrópico
	SBC - caso 1	2,3	230	
	SBC - caso 2	2,31	230	
R-245fa	TRC - caso 1	15,88	191	Seco o isentrópico
	TRC - caso 2	16,75	210,3	
	SBC - caso 1	2,13	230	
R-32	SBC - caso 2	2,12	230	húmedo
	TRC - caso 1	15,52	230	
	TRC - caso 2	13,96	230	
	SBC - caso 1	4,3	230	
R-41	SBC - caso 2	4,29	230	húmedo
	TRC - caso 2	8,52	230	
	SBC - caso 1	4,68	230	
R-124	SBC - caso 2	4,68	230	húmedo
	SBC - caso 1	4,68	230	

Para realizar un análisis de segunda ley y posteriormente, el estudio técnico económico en los sistemas, se toman tres (3) casos y se establecen condiciones de funcionamiento similares para las temperaturas de entrada en la expansión y depósitos térmicos, en las tablas siguientes se muestran las condiciones de trabajo establecidas y los resultados obtenidos para cada fluido. A partir de allí, se reportan las curvas de eficiencia según la segunda ley para los tres fluidos seleccionados:

Figura 5. Curvas de eficiencia por segunda ley.



La tendencia al aumentar la temperatura a la entrada del proceso de expansión en todos los ciclos es a disminuir las irreversibilidades y por tanto, incrementar la eficiencia por segunda ley.

IV. EVALUACIÓN DE PREFACTIBILIDAD ECONÓMICA

Uno de los aspectos más importantes para estudiar en estos ciclos de potencia, es su prefactibilidad económica; conocer si los valores de generación de kWh son competitivos frente a los precios de mercado, y así mismo, determinar la tasa interna de retorno de la inversión que supondría la adquisición de los equipos para llevar a cabo un emprendimiento de esta naturaleza. En la presente sección se busca realizar un primer acercamiento en el análisis de los costos de los equipos necesarios para la implementación de ciclos de potencia con este tipo de fluidos, no se busca realizar un análisis detallado de cada uno de los elementos sino más bien una mirada global a este tema.

Se plantea un negocio a cinco (5) años donde el objetivo es maximizar la TIR del negocio de inversión, para ello se realiza el análisis de flujo de caja para cada uno de los tres ciclos propuestos y variando la potencia de generación producida entre 1 MW y 5 MW. Posteriormente, se realiza un análisis de sensibilidad de las variables que se consideran críticas para la viabilidad del proyecto y que si varían durante los próximos años puede poner en riesgo la viabilidad económica del mismo. Este análisis de sensibilidad solo se efectúa sobre el caso donde se obtuvo la mayor tasa interna de retorno. En la siguiente tabla se presentan los costos de inversión para equipos en diferentes ciclos y potencias de generación:

Tabla 6. Costos de inversión de equipos.

POTENCIA GENERACION EN MW	INVERSION INICIAL EN USD				
	1	2	3	4	5
EQUIPO	ORC				
Turbina generación E.E.	\$ 1.029.339	\$ 2.058.679	\$ 3.088.018	\$ 4.117.357	\$ 5.146.697
Equipo de impulsión	\$ 3.301	\$ 3.302	\$ 3.303	\$ 3.304	\$ 3.306
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.106	\$ 7.185	\$ 7.256	\$ 7.322	\$ 7.385
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.341	\$ 7.593	\$ 7.821	\$ 8.033	\$ 8.235
EQUIPO	TRC				
Turbina generación E.E.	\$ 1.184.011	\$ 2.368.021	\$ 3.552.032	\$ 4.736.043	\$ 5.920.054
Equipo de impulsión	\$ 3.302	\$ 3.305	\$ 3.309	\$ 3.312	\$ 3.316
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.069	\$ 7.120	\$ 7.167	\$ 7.210	\$ 7.251
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.452	\$ 7.787	\$ 8.089	\$ 8.371	\$ 8.639
EQUIPO	SBC				
Turbina generación E.E.	\$ 1.844.895	\$ 3.689.790	\$ 5.534.684	\$ 7.379.579	\$ 9.224.474
Equipo de impulsión	\$ 3.319	\$ 3.343	\$ 3.371	\$ 3.400	\$ 3.430
Intercambiador de alta temperatura	\$ 7.310	\$ 7.540	\$ 7.747	\$ 7.940	\$ 8.124
Intercambiador de baja temperatura	\$ 7.748	\$ 8.302	\$ 8.801	\$ 9.268	\$ 9.711

En la Tabla 7 se presentan los valores de TIR calculados según las consideraciones previamente mencionadas para cada uno de los ciclos en sus diferentes potencias de generación. Para el caso del SRC se reporta el valor del VPN debido a que no es posible determinar la TIR cuando los valores resultantes de los flujos de caja son negativos.

Tabla 7. Valores de TIR para cada uno de los casos.

CICLOS DE POTENCIA	TIR ó VPN (si es negativo) Vs. Pot Gen (MW)				
	POTENCIAS DE GENERACION (MW)				
	1	2	3	4	5
ORC	207,57%	210,08%	210,93%	211,35%	211,62%
TRC	108,02%	109,55%	110,07%	110,33%	110,48%
SRC	-10678,4	-21282,2	-31883,9	-42485,4	-53069,2

Se observa además, que mientras en los casos de los ciclos Rankine al incrementar la potencia de generación el proyecto es más atractivo, sucede lo opuesto con el Brayton, esto puede explicarse debido al alto consumo de energía demandado por el compresor en el ciclo.

La energía necesaria para comprimir el fluido e incrementar su presión en los ciclos Rankine es significativamente menor que en el Brayton, esta razón genera que los costos de operación en las condiciones analizadas no permitan que este ciclo sea viable económicamente, sin embargo, se recomienda para futuros trabajos realizar un análisis más detallado de este ciclo, donde se adicionen dispositivos al análisis que permitan reducir los costos de operación y determinar las condiciones adecuadas para que el ciclo sea atractivo desde un punto de vista financiero. Se observa que los ciclos Rankine, tanto transcrito como orgánico, tienden a incrementar la TIR mientras los valores de potencia generada aumentan, sin embargo no se trata de un incremento drástico. El caso evaluado que mayor valor de TIR reporta es un ciclo ORC con una potencia de generación de 5 MW.

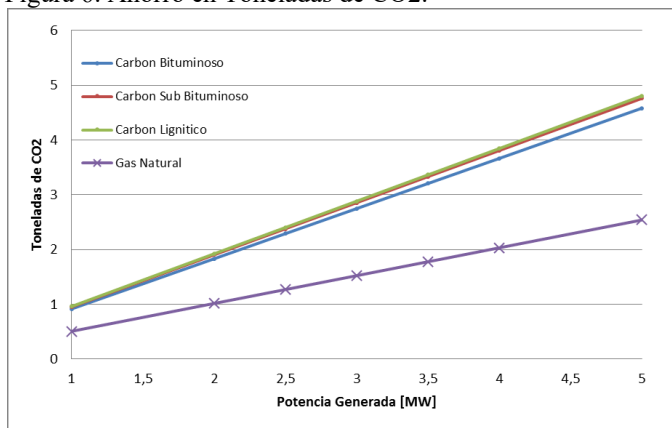
De los análisis de sensibilidad de variables realizados dentro del modelo de prefactibilidad económica se puede notar como el incremento anual de los costos fijos, que corresponden al mantenimiento y a la compra de seguros, no afecta de manera significativa la rentabilidad del proyecto. Mientras que los costos a los cuales se compra la energía eléctrica si representan una alta importancia al momento de analizar la viabilidad económica de estos ciclos, mostrando que ligeras variaciones en el precio de la energía pueden afectar la rentabilidad. Si los valores de energía incrementan este tipo de ciclos se pueden convertir en alternativas adecuadas para reemplazar las convencionales. De manera similar, si se incrementa el valor de

crecimiento anual de costo de energía, la TIR también aumenta aunque en menor medida. Para el caso de la TRM la relación respecto a la TIR si sufre una notable fluctuación, debido a que mientras más se incrementa el valor del dólar respecto al peso, mayores serán los costos de inversión, y por ende, la rentabilidad del proyecto tenderá a disminuir.

Otro aspecto importante a analizar es la financiación del proyecto, y esto es debido a que muchas veces se tiene la falsa creencia de que es mejor realizar la inversión total con recursos propios que solicitar algún tipo de crédito frente a entidades financieras: Para incrementar la rentabilidad es adecuado adquirir una financiación de gran parte del proyecto a una baja tasa de interés. Esto tiene su explicación, debido a que los valores pagados por concepto de intereses son deducidos de la utilidad bruta, y de esta manera, cuando se cuenta con un crédito, los impuestos correspondientes a la renta son menores. Esto se debe analizar en detalle, debido a que para que sea rentable el negocio, las utilidades producidas al no tener que comprar la energía eléctrica, sino emplear fuentes de desecho o fuentes solares, compensen todos los demás costos y gastos necesarios para que el proyecto genere ganancia dentro de los plazos y condiciones establecidas por los inversionistas.

De manera complementaria, se realizan los cálculos para determinar en cada uno de los casos la cantidad de CO₂ generado en caso de que la misma energía se hubiese generado con diferentes tipos de carbones y fuentes fósiles. Esta información se presenta en la siguiente figura.

Figura 6. Ahorro en Toneladas de CO₂.



De la gráfica anterior es posible identificar la cantidad de toneladas que se podrían dejar de emitir a la atmósfera si se emplearan los ciclos propuestos con las fuentes térmicas solares o de desechos industriales. Adicional a esto, existen entidades que financian este tipo de proyectos con tasas de interés bajas con el fin de disminuir la contaminación atmosférica.

V. CONCLUSIONES

En este trabajo se desarrolló un análisis de ciclos de potencia Rankine Orgánico (ORC), Rankine Transcrítico (TRC) y Brayton supercrítico (SBC), para aprovechamiento de la energía solar térmica y las emisiones de calor industrial no aprovechado

con temperaturas inferiores de 230°C, empleando diferentes fluidos térmicos de operación, para la generación de energía eléctrica.

Partiendo de los estudios encontrados en la literatura y el análisis de las propiedades de los fluidos, se realizó una selección de los más adecuados para ser empleados en los ciclos de potencia con los rangos de temperatura inferiores a los 230°C.

Se emplearon las relaciones matemáticas que describen la conservación de la masa y la energía, para realizar un análisis termodinámico de los ciclos propuestos. Así mismo se emplearon las irreversibilidades y la segunda ley de la termodinámica para estudiar la interacción entre los ciclos y las fuentes térmicas disponibles.

Se describieron las fuentes de calor más adecuadas para acoplarlas a los ciclos de generación de energía eléctrica, mostrando que en la industria existen muchas oportunidades para implementar este tipo de procesos. Adicionalmente, las fuentes solares son buenas alternativas para generar electricidad sin necesidad de elevar las temperaturas de los fluidos de trabajo hasta valores muy elevados.

En cuanto al análisis económico, se comprobó que los ciclos Rankine Orgánico y Rankine Transcrítico presentan una alta viabilidad de implementación, mientras que el ciclo Brayton Supercrítico no es tan adecuado debido a que la energía necesaria para comprimir el fluido e incrementar su presión es significativamente alta.

Se recomienda para investigaciones posteriores, profundizar en temas tales como mecanismos de optimización de ciclos, donde se incluyan economizadores, precalentadores etc.; identificar tecnologías comerciales que se encuentren en operación y realizar mayores estudios respecto a la viabilidad económica.

REFERENCIAS

- Analysis, I. S. (15 de Marzo de 2015). *U.S Energy Information Administration*. Obtenido de EIA: <http://www.eia.gov>
- Arrieta, & Jesus. (2012). Optimización de un ciclo orgánico Rankine (ORC) usando recursos geotermales de baja entalpia. *Universidad Industrial de Santander*.
- Badr O, P. S. (1985). Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine. *Applied Energy*, 21 (1):1-42.
- Bailey, O., & Worrell, E. (2005). *Clean energy technologies: a preliminary inventory of the potential for electricity generation*.

- Brian D. Iverson, T. M. (2013.). Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. . *Applied Energy*. .
- Bundela, P., & Chawla, V. (2010). Sustainable Development through Waste Heat Recovery. *American Journal of Environmental Sciences* 6 , 83-89.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2008). *Termodinamica*. Mexico DF: McGraw Hill.
- Chammas, E., & Clodic, D. (2005). Combined cycle for hybrid vehicles. *SAE*.
- Chejne Janna, F. (2007). *Uso eficiente de la energía: Conceptos termodinámicos básicos*. Medellín.
- Chen H, G. D. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3059-3067.
- Chen H, G. D. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9):3059–67.
- Chen Y, L. P. (2006). A comparative study of the carbón dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. . *Applied Thermal Engineering*, 26:2142–7.
- Chen., H. (28 de 08 de 2014.). *Converting Low-Grade Heat into Electrical Power*. Obtenido de <http://www.eng.usf.edu/~hchen4/index.htm>
- Conboy TM, W. S. (2011.). Experimental investigations of the s-CO₂ condensing Brayton cycle. . *In: Supercritical CO₂ power cycle symposium*.
- Desai, N., & Bandyopadhyay, S. (2009). Process integration of organic Rankine cycle. *Energy*, 34(10):1674–86.
- DiPippo, R. (2004). Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 565-86.
- Dostal A, V. (2004.). Supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors. PhD thesis, Nuclear Engineering, Massachusetts Institute of Technology.
- El-Sayed YM, T. M. (1985). A theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles. . *ASME Special Publications*.
- Engin, T., & Ari, V. (2005). Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems: a case study. *Energy Conversion and Management*.
- Ferreiro Garcia, R. (201). Efficiency enhancement of combined cycles by suitable working fluids and operating conditions. . *Applied Thermal Engineering Volume 42, September, Pages 25–33* .
- Fischer, J. (2011). .Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*.
- G., Q. (2012.). Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. . . *Renewable Energy*.
- Goswami., Y. (1998). Solar thermal power technology: Present status and ideas. . *Energy Sources*.
- Hassani V, P. H. (2001). Modular Trough Power Plants. *Proceedings of Solar Forum 2001 Solar Energy: The Power to Choose* , (págs. APRIL 21-25, ,). Washington, DC.
- Hejzlar P, D. V. (2006.). The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles. *Nucl Technol*.
- Hill, A. (2007). *Uso eficiente de energía en sistema térmicos*. Medellín.
- Hung TC. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5):539–53.

- Hung TC, S. T. (1997). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. . *Energy* , 22(7):661–7.
- IDAE, I. p. (2011). *Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica*. Madrid: Estudio Técnico PER 2011-2020.
- Jacob, D. (1999). Introduction to atmospheric chemistry. *Princeton University Press*, 25–26.
- Junjiang Bao, L. Z. (2013). A review of workingfluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 325-342.
- Kim ES, S. P. (2011). Fluoride high temperature reactor integration with industrial process applications. *TEV-1160, March 29 Idaho National Laboratory, Idaho Falls*.
- López, G., & Muñoz, A. (2013). *Analise Temodinamica de um ciclo rankine organico utilizando fontes de energia renovaveis*. Itajubá.
- Loster, M. (2010). *Total Primary Energy Supply — From Sunlight*. Obtenido de http://www.ez2c.de/ml/solar_land_area/
- Ma Z, T. C. (2011). Advanced supercritical carbon dioxide power cycle configurations for use in concentrating solar power systems. *National Renewable Energy Laboratory, Golden*.
- Ma Z, T. C. (2012.). Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for high performance concentrating solar power systems. San Diego. . *Energy Sustainability*. .
- Mago, P. J., Chamra, L. M., & Somayaji, K. S. (2007). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*.
- Omole, O., Olieh, M., & Osinowo, T. (1999). Thermal visbreaking of heavy oil from the Nigerian tar sand. *Fuel* 78, 1489-1496.
- P.A. Lolos, E. R. (2009.). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy*.
- Pasch J, C. T. (2011.). Initial split-flow test results and path forward. *Sandia National Laboratories*. Albuquerque. .
- Peris, B. (2015). Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy*.
- Qiu K, H. A. (2012.). Integrated thermoelectric and organic Rankine cycles for micro-CHP systems. . *Applied Energy*. .
- Ruiz, F. (2007). *La catálisis del petróleo*. Recuperado el 23 de 01 de 2011, de <http://franciscoruiz.blogia.com/2007/122703-la-catalisis-del-petroleo.php>
- Sabharwall P, K. E. (2011.). Fluoride high temperature reactor integration with industrial process applications. *TEV-1160, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, ID*.
- Salazar-Pereyra, M., Lugo-Leyte, R., Zamora-Mata, J. M., Ruiz-Ramírez, O. A., & González-Oropeza., R. (2011). ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS CICLOS RANKINE SUPERCRÍTICOS Y SUBCRÍTICOS. *CIBIM 10*. *Solar Engineering of Thermal Processes*. (2006). John Wiley and Sons.
- Taal, M., Bulatov, I., & Klemes, J. (2003). Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering*, 1819–1835.
- Tamura Y, H. H. (2006.). Some alternative technologies for solar thermal power generation. *In: International solar energy conference*.
- Tchanche BF, L. G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.

- TOWLER, G., & SINNOTT, R. (2008). *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. San Diego, California: ELSEVIER.
- Treviño Revert, A. (1982). Posibilidades técnicas para la conversión de fracciones pesadas de crudo en fracciones ligeras. *Ingeniería Química Vol 14 N° 158*, 65-82.
- Turchi CS, M. Z. (2012). Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for high performance concentrating solar power systems. *Energy Sustainability*.
- Utamura M, T. Y. (2007). Some alternative technologies for solar thermal power generation. In: *International solar energy conference*, (págs. 75–84.). Denver, CO.
- Vélez F, S. J. (2012.). .A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. .
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, C. M., Antolín, G., Chejne, F., & Quijano, A. (2012). Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature. *Fuel Processing Technology*, 71-77.
- W. Fox, R., & T. McDonald, A. (1995). *Introducción a la mecánica de fluidos*. Mexico: McGraw-Hill.
- Walas M, S. (1990). *Chemical Process Equipment: Selection and Design*. Washington: Butterworth-Heinemann.
- Wang E, Z. H. (2012.). Performance analysis of a novel system combining a dual organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. . *Energy*.
- Xinxin Zhang, M. H. (2012.). A review of research on the Kalina cycle. . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- Xinxin, Z., Maogang, H., & Jingfu, W. (2014). A new method used to evaluate organic working fluids. *Energy* 67, 363-369.

AUTORES

Adrián Felipe Martínez, Msc. Ingeniería con énfasis en sistemas energéticos de la Universidad Pontificia Bolivariana. Sus áreas de interés son el análisis energético y la simulación computacional.

e-mail: adrianmape@hotmail.com

Daniel Sanín Villa, Msc. Ingeniería con énfasis en sistemas energéticos de la Universidad Pontificia Bolivariana. Sus áreas de interés son el análisis energético y la simulación computacional.

e-mail: danielsanin89@gmail.com

Alan Francis Hill, es actualmente el director del programa de maestría en sistemas energéticos e investigador del Grupo de Energía y Termodinámica de la Universidad Pontificia Bolivariana. Es Ingeniero Químico. Sus áreas de interés incluyen las energías renovables, la mecánica de fluidos, la termodinámica, transferencia de calor y gestión energética.

e-mail: Alan.Hill@upb.edu.co