

# Índice

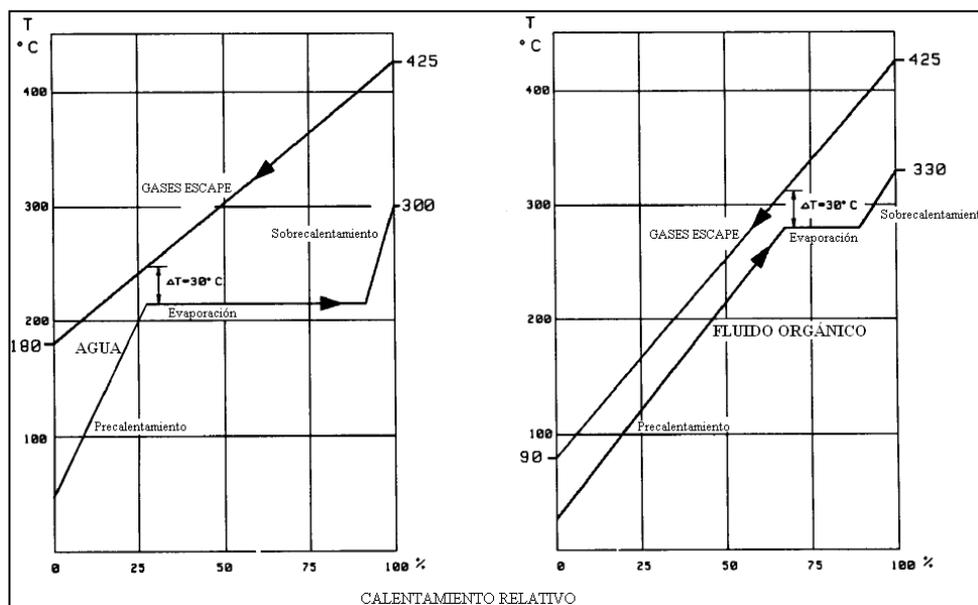
<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>El ciclo ORC</b>	<b>5</b>
2.1	Introducción	5
2.2	Funcionamiento del ciclo ORC	5
2.3	Fuentes de calor	7
2.3.1	Calor residual	7
2.3.2	Biomasa	8
2.3.3	Geotérmica	9
2.3.4	Solar térmica	10
2.3.5	Solar para desalinizar	12
2.4	Competidores del ORC	14
2.4.1	Ciclo transcrito de CO <sub>2</sub>	14
2.4.2	Ciclo supercrítico Rankine Orgánico	15
2.4.3	Ciclo Kalina	16
<b>3</b>	<b>Fluidos de trabajo</b>	<b>19</b>
3.1	Clasificación según la forma del domo en el diagrama T-s	19
3.2	Propiedades y criterio de selección de un fluido de trabajo	20
3.3	Propuesta de fluidos de trabajo	22
<b>4</b>	<b>Modelo del ciclo</b>	<b>25</b>
4.1	Modelo	25
4.1.1	Evaporador	25
4.1.2	Turbina	26
4.1.3	Condensador	26
4.1.4	Bomba	26
4.1.5	Ecuaciones del ciclo global	26
4.2	Validación del modelo	27
4.3	Condiciones y supuestos del modelo	28
<b>5</b>	<b>Análisis de resultados</b>	<b>31</b>
5.1	Análisis	31
5.1.1	Ciclo ideal	31
5.1.2	Ciclo real	33
5.2	Conclusiones	44

# 1 INTRODUCCIÓN

El consumo de energía primaria en todo el mundo crece exponencialmente año tras año debido al crecimiento continuado de la población mundial y a la mayor demanda humana de estas fuentes, y en consecuencia se aumenta la generación de contaminantes que acaban en la atmósfera y de otros residuos que dañan severamente la capa de ozono.

Uno de los caminos perseguidos es la mejora del rendimiento de los ciclos de trabajo y el aprovechamiento de fuentes de calor a baja temperatura. En esta situación el ORC (Ciclo Rankine orgánico) es un sistema capaz de conseguir trabajo útil a partir de energías térmicamente bajas.

Un sistema ORC es un ciclo Rankine que funciona con un fluido orgánico en vez de agua. Estos ciclos se caracterizan porque los fluidos de trabajo tienen baja entalpía de vaporización, que los hace idóneos para aprovechar fuentes de calor a baja temperatura. Otra ventaja es que el ciclo se adapta mejor a la fuente de calor que el agua, gracias a su menor entalpía de vaporización, y eso le permite ajustarse mejor al perfil de enfriamiento del foco de calor, como se aprecia en la figura 1.



**Fig 1. Comparación entre el agua y un fluido orgánico para un foco a la misma temperatura**

Estas características favorecen el rendimiento final del ORC frente a uno de vapor a bajas temperaturas, como demuestran Nguyen [32] y Chacartegui [1]

Los fluidos que pueden emplearse en los ciclos ORC son refrigerantes CFCs, HCFCs, HFCs e hidrocarburos, aunque la actual normativa prohíbe el uso de CFCs y de HCFCs en nuevas máquinas de refrigeración.

# Capítulo 1. Introducción

---

Este sistema es muy versátil, ya que sirve para aprovechar energías de orígenes dispares, sin consumo de combustible adicional (excepto en las centrales de biomasa) siempre y cuando estén estos focos de temperatura entre 70 y 400 °C, como es la energía residual de origen industrial, geotérmico, solar, gases de escape, motores aeroespaciales, energía nuclear residual, yacimientos geotérmicos, refrigeración de equipos técnicos, trigeneración etc. También puede funcionar en un ciclo combinado con un ciclo de gas.

Este sistema permite obtener más potencia del foco caliente, revaloriza las fuentes de calor que originariamente no podían ser obtenidas, enfría la fuente de calor sin producir contaminación adicional al medio ambiente, reduce las emisiones de NOx del ciclo global y revaloriza las fuentes de calor que en un principio no tenían valor. En cuanto a la técnica, el ciclo es de ejecución simple, es fiable y requiere de poca mano de obra. A bajas potencias, el ciclo es rentable, como demuestra Schuster [17] en su estudio económico de los ciclos ORC para varias aplicaciones.

El rango de potencias en el cual trabaja este ciclo va desde unos pocos kW para aplicaciones como la desalinización solar hasta los MW en centrales de biomasa y es interesante para aplicaciones aisladas o en lugares de difícil acceso a la red eléctrica.

El ciclo ORC tiene también sus inconvenientes. Uno de estos es la limitación del punto Pinch en la evaporización. La temperatura Pinch es la diferencia mínima entre la temperatura del foco caliente y el fluido de trabajo, este punto se sitúa entre el líquido saturado y la corriente caliente. El problema surge porque la evaporación se produce simultáneamente a presión y temperatura constante, y eso crea irreversibilidades que son inherentes al propio proceso de calentamiento, porque aumenta la diferencia de temperaturas entre el foco caliente y el fluido de trabajo, que aumenta las pérdidas del sistema. Si se emplean en vez de fluidos puros, mezclas de fluidos, puede evaporarse con incremento de temperatura entre líquido saturado y vapor saturado y así reducir estas pérdidas. A esto se le denomina evaporización a temperatura deslizante o glide. Las mezclas que evaporan a temperatura deslizante se las denomina mezclas zeotrópicas.

Otro gran inconveniente es su bajo rendimiento, ya que la temperatura máxima del foco es baja.

Además, es muy caro para instalaciones superiores a unos pocos Megavatios debido al coste de los fluidos refrigerantes, al coste de la instalación y al impacto ambiental que producen estos fluidos en caso de fuga es muy importante, debido a los elevados valores de potencial de calentamiento global (GWP).

En este trabajo se pretende investigar el uso de distintos fluidos de trabajo, tanto si son puros como mezclas, que permitan aumentar la absorción de calor de fuentes de calor a baja temperatura al mismo tiempo que mantienen o incluso mejoran la eficiencia del ciclo de potencia empleado para la extracción de potencia. También se estudian y analizan las diferentes alternativas que se usan para mejorar los procesos de revalorización energética de fuentes de calor de baja o muy baja temperatura y las configuraciones posibles de ciclos de potencia con estas fuentes térmicas.

# Capítulo 1. Introducción

---

En concreto este proyecto pretende desarrollar la modelización de distintas configuraciones de ciclos de potencia Rankine (ORC) con el programa EES (Engineering Equation Solver).

En esta modelización se analiza el comportamiento de los diferentes fluidos de trabajo para diferentes rangos de temperaturas, y condiciones de operación, con el fin de estudiar el comportamiento de cada ciclo, respecto de los parámetros de rendimiento.

Además, se hará especial hincapié en los procesos de transferencia de calor y las pérdidas de carga de la instalación.

En este trabajo se realiza una revisión de las diferentes aplicaciones posibles para un ciclo ORC según el tipo de fuente de calor, un estudio de las cualidades deseadas de los fluidos de trabajo, una propuesta de fluidos de trabajo los cuales se analizan en el modelo generado en EES, una breve descripción de las ecuaciones más importantes del modelo, las condiciones de trabajo, análisis de los resultados obtenidos y finalmente las conclusiones del estudio.

En los anexos hay una explicación más detallada del modelo EES, junto con gráficas de los resultados del estudio, las cuales servirán de apoyo en el análisis y una tabla que adjunta los resultados de un estudio de rendimiento y trabajo de 49 fluidos en un ciclo ORC ideal y varias clasificaciones de fluidos refrigerantes.



---

## 2 EL CICLO ORC

---

En este capítulo se hace una introducción histórica para después tratar el funcionamiento de un ciclo ORC. A continuación se trata las aplicaciones más habituales del ciclo ORC para aprovechar algunas de las fuentes de calor más comunes. Y finalmente se analizan algunos de los competidores del ciclo ORC para bajas potencias.

### 2.1 INTRODUCCIÓN

El ciclo Rankine orgánico fue propuesto ya hace muchas décadas, pero no fue hasta los años 70, con la crisis del petróleo, cuando se empezó a investigar y a buscar aplicaciones para instalaciones y equipos reales. Anteriormente solo hubo alguna aplicación aislada, como la central geotérmica del complejo energético Paratunski mencionado en Nowak[29], que fue una instalación de 100 kW construida entre los años 1965-67, la cual empleó R12 como fluido.

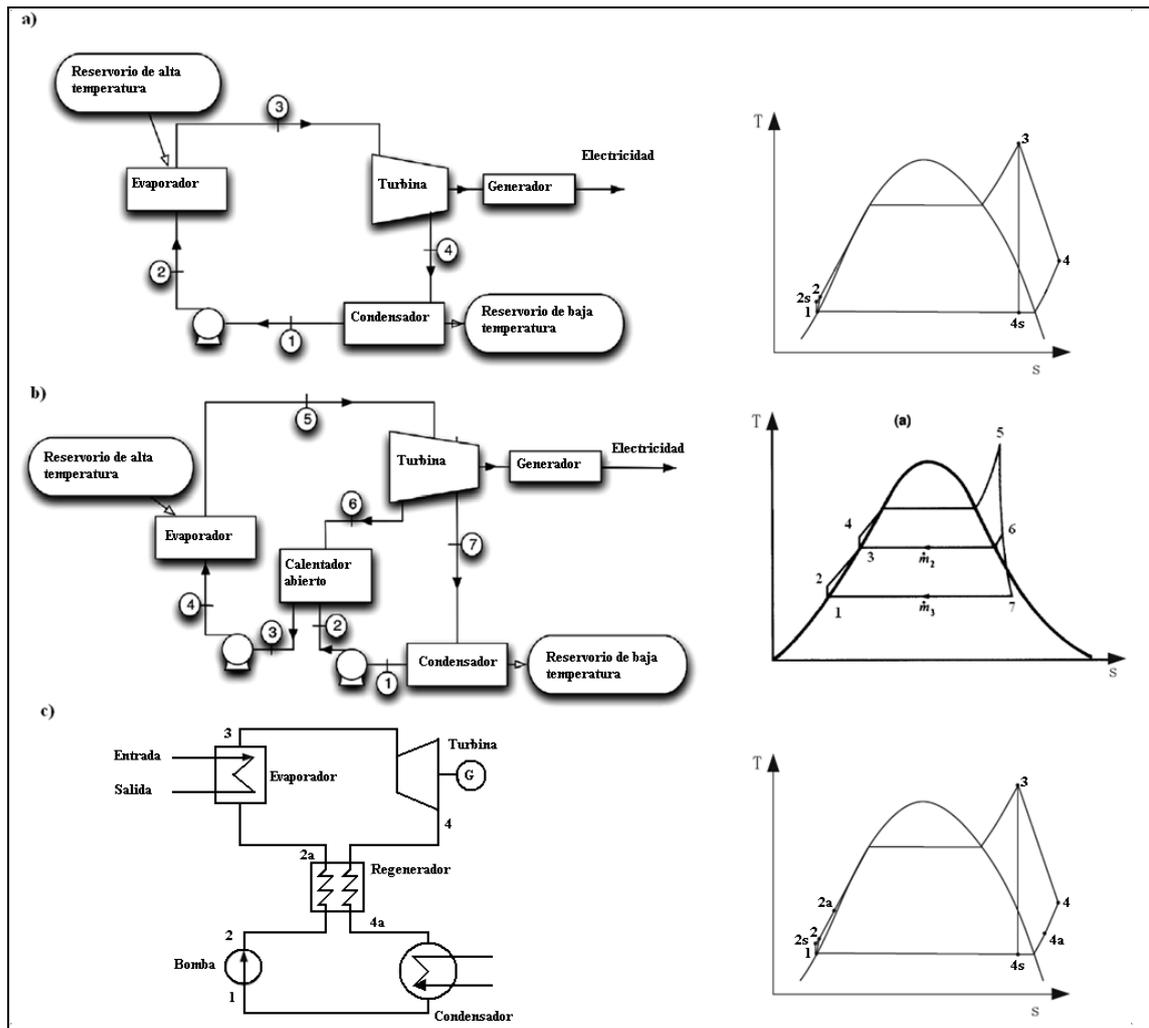
La década de los años 80 fue muy importante a la hora de desarrollar nuevos equipos o adaptarlos a este ciclo, sobre todo, el estudio en el expansor o turbina fue muy importante, ya que su eficiencia hace que el ciclo ORC sea económicamente más factible. Además, la temperatura del vapor saturado en el evaporador, la temperatura de condensación en el condensador, la temperatura del vapor sobrecalentado saliendo del sobrecalentador y la eficiencia del regenerador son claves también en la rentabilidad económica del ciclo [11].

Antes de 1984, Larjola [7] asegura que existían 30 plantas de ORC con una potencia de al menos 100kW. Los fluidos de trabajo más comunes fueron el R11, R113, tolueno, fluorinol, y el fluorinol mezclado con agua. Hoy en día, se han instalado muchas plantas, como las plantas de combustión de biomasa que trabajan con un ORC y trabajan en cogeneración de Stadtwärme Lienz, Austria; Sauerlach, Baviera; Toblach Tirol del sur y Fussach, Austria, con producciones eléctricas respectivas de 1000 kWel, 700 kWel, 1100 kWel y 1500 kWel.

### 2.2 FUNCIONAMIENTO DEL CICLO ORC

El ciclo Rankine orgánico trabaja de manera idéntica al ciclo Rankine subcrítico. Las propiedades y comportamientos deseados de los fluidos de trabajo en el ORC se analizarán más adelante en el apartado de fluidos de trabajo. Básicamente hay dos configuraciones, el ORC básico y el ORC regenerativo, y del regenerativo hay dos subclasificaciones, regenerativo seco y regenerativo húmedo, como se aprecia en la figura 2.

El ciclo Rankine orgánico básico teórico a) está compuesto de solamente cuatro equipos, el expansor o turbina, el condensador, la bomba y el evaporador o calentador. Es el usado cuando el equipo es pequeño o cuando el rendimiento de un regenerador no compensa su coste. Funciona igual que un ciclo Rankine básico.



**Fig 2. Diagramas de los ciclos a) ORC básico b) regenerativos húmedo y c) regenerativo seco con sus diagramas T-s correspondientes**

Según Chamra [2], existen dos posibles casos de ORC regenerativos, regeneración húmeda b) y regeneración seca c), según la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la temperatura de salida del condensador.

En el caso b) se añade una bomba y un calentador abierto de fluido. Con este último equipo se consigue reducir pérdidas debidas a irreversibilidades provenientes del calentamiento del fluido y de este modo aumentar el rendimiento del ciclo, ya que se extrae parte del flujo de vapor para calentar la corriente de salida de la primera bomba, con la consiguiente pérdida de potencia en el generador.

En el caso c) solamente se añade un equipo, que es un intercambiador de calor cerrado en el cual se intercambia el flujo de salida de la turbina con el flujo de salida de la bomba. Este caso es interesante cuando la temperatura de salida de la turbina es bastante más elevada que la temperatura de salida del condensador. De hecho, es el más empleado porque mejora el rendimiento sin perder potencia.

---

## 2.3 FUENTES DE CALOR

En este apartado se tratan como fuentes las fuentes de calor a baja temperatura el calor residual, geotérmica, biomasa y solar, distinguiendo entre solar para obtener electricidad y solar para desalinizar.

### 2.3.1 CALOR RESIDUAL

El calor residual es la fuente de calor a baja temperatura cuyo origen de foco es de lo más dispar. Esta fuente de calor puede ser los gases de escape de una chimenea, el calor residual producido en una industria siderúrgica, el refrigerante de un equipo técnico etc.

Los motores ORC acoplados a estas fuentes funcionan como un ciclo en cola, y añaden potencia extra y mejoran el ciclo. Las potencias están comprendidas entre el rango de las decenas de kW y unos pocos MW.

Una aplicación importante es la microturbina de gas, una turbina de gas que produce menos de 500 kW de potencia, basada en ciclo de gas recuperativo. Esta tecnología proporciona una solución a baja escala de turbinas de gas mayores, más caras y con peor rendimiento que un motor diesel, su principal competidor.

Najjar[35] estudió el ciclo en 2001 para el caso de un ciclo combinado con gas natural, alcanzando un rendimiento global del 45,2 %. La tecnología de la micro-turbina está afectada por el bajo rendimiento. Por ejemplo, un prototipo de 100 kW de potencia, tiene una eficiencia máxima del 30%, siendo este valor más bajo que el de un motor de combustión interna, su principal competidor. Los resultados de Invernizzi [14] son claros. Incluir un ciclo en cola ORC eleva la potencia disponible de 100 kW con 45 kWe más, mejorando el rendimiento entre el 30 y 40 % con el fluido apropiado.

Chacartegui [13] realizó un análisis en 2009 económico y termodinámico de las turbinas de gas y ORCs comerciales con una gran variedad de fluidos orgánicos, y mostraron que los ORC son una opción competitiva si se combina con turbina de alta eficiencia de tolueno o ciclohexano como fluidos de trabajo en el sistema ORC. Las eficiencias pueden ser debidas al elevado ratio de presión o al empleo de turbinas recuperativas.

Gambarotta [9] estudió el acoplamiento de un ciclo ORC a un motor de combustión interna (MACI) de potencia 2978 kW, que expulsa gases con un flujo de 15673 kg/h, con potencia térmica de 1700 kWt aproximadamente a 120°C, y 1000 kWt del agua de refrigeración. En su estudio empleó tres fluidos diferentes, benceno, R134a y R11 y analizó la potencia y la eficiencia del ciclo, consiguiendo los resultados mostrados en las tablas 1 y 2, en donde  $\eta_e$  es el rendimiento del MACI original.

Fluido	P ciclo simple(kW)	$\eta_{\text{ciclo simple}}$	P ciclo precalentado (kW)	P regeneración (kW)	$\eta_{\text{ciclo simple}}$
Benceno	349,3	0,1986	386	392,6	0,223
R11	290,3	0,1658	332,5	-	-
R134a	147,5	0,0852	199,5	-	-

**Tabla 1. Resultados del estudio de Gambarotta [9]**

	$\eta_{\text{CC}}$		
	Ciclo simple	Ciclo simple con precalentamiento	Ciclo regenerativo
Benceno	0.466	0.471	0.471
R11	0.458	0.463	-
R134a	0.438	0.445	-
		$(\eta_{\text{CC}} - \eta_e)/\eta_e$	
Benceno	0.114	0.126	0.128
R11	0.095	0.108	-
R134a	0.048	0.065	-

**Tabla 2. Resultados de rendimientos de los ciclos combinados y rendimiento del MACI**

### 2.3.2 BIOMASA

Hoy por hoy es una energía renovable con capacidad para sustituir a los combustibles fósiles debido a su emisión de CO<sub>2</sub> neutra. Se analiza más detalladamente en Rentizelas [15]. La obtención de potencia con sistemas de biomasa puede ser subdividida en cuatro clases principales: Combustión directa, co-combustión, gasificación y sistemas modulares. La gran mayoría de las plantas de potencia de biomasa son sistemas de combustión directa.

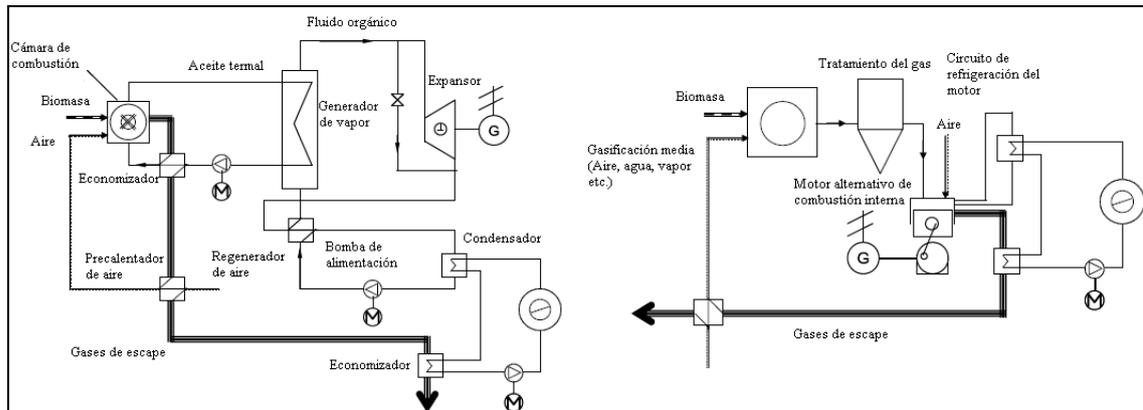
Durante muchos años se ha empleado la biomasa para centrales de cogeneración en el norte de Europa, pero no así en el resto debido a la baja necesidad de calor.

Según Colonna [16], estas plantas de cogeneración son interesantes para potencias entre 0.1 y 5 MW con ORC, ya que aumentan el rendimiento del 20% habitual hasta el 40% con las técnicas actuales. La gasificación es otra de las tecnologías prometedoras, que tiene como ventaja el acoplamiento con motores de gas.

La forma más común de convertir calor en potencia es mediante la combustión de biomasa potencias. El rendimiento eléctrico de estos sistemas oscila entre el 6 y el 17% de las plantas instaladas según estudios de Karellas [17].

Estas plantas usan aceite termal intermedio para evitar que quemados del fluido orgánico y mejora el intercambio de calor, reduciendo las diferencia de temperaturas y trabajar con el fluido de trabajo a 600 K como temperatura máxima Para las plantas de combustión directa de biomasa, Karellas [17] recomienda que trabajen con temperatura de llama cercana a los 1200

K y temperatura del condensador a 370K. Igualmente recomienda trabajar con presiones en el condensador superiores a 5 kPa.



**Fig 3. Esquema de una central de combustión de biomasa y de gasificación con ciclo ORC.**

Además realizó un estudio de fluidos de trabajo, y sus resultados se muestran en la tabla siguiente:

Fluido de trabajo	CASN	$T_c$ (K)	$p_c$ (MPa)	$p_{max}$ (MPa)	$T_{vap}$ (K)	$\frac{h_2-h_3}{h_2-h_1}$ (%)	$p_{min}$ (kPa)	$T_{con}$ (K)	$\eta$ (%)
OMTS	107-51-7	564	1.44	1.34	560	15	13.8	363	22.5
Tolueno	108-88-3	592	4.11	2.00	536	42	54.1	363	23.2
Etilbenceno	100-41-4	617	3.61	2.00	570	36	24.3	363	24.3
Propilbenceno	103-65-1	638	3.20	1.41	573	40	11.4	363	24.9
Butilbenceno	104-51-8	661	2.89	0.92	573	43	5.0	364	25.3

**Tabla 3. Comparación de propiedades y resultados de fluidos del estudio de Bruggeman [31], la eficiencia mostrada al final es la eficiencia térmica para la obtención de potencia.**

### 2.3.3 GEOTÉRMICA

La gran ventaja de la energía geotérmica respecto a las otras energías renovables es estacionalidad durante todo el año. La potencia de estas plantas es del orden de las decenas-centenas de kW.

Existen tres grandes tipos de plantas: plantas de vapor seco, plantas de flash-vapor y plantas de ciclo binario. Las que nos interesan son las plantas tipo binarias porque son las que emplean al menos un fluido orgánico.

DiPippo [34] investigó en plantas binarias de generación de potencia empleando para ello la segunda ley de la termodinámica. Concluyó que incluso con fuentes de calor a baja temperatura y poca producción de exergía, el ciclo puede alcanzar un 40% de rendimiento exergético cuando el fluido geológico posee una entropía de 200 kJ/kg o menor. Para mejorar el rendimiento, hay que diseñar mejor el intercambiador de calor y disponer de buenas fuentes de agua de refrigeración y además adecuar la presión a la entrada de la turbina.

Las fuentes geotermales de media temperatura, que están normalmente en el rango de 100-220°C, son de lejos las fuentes más disponibles.

Para estas fuentes, los rendimientos energéticos y exergéticos suelen rondar el 5-10% y el 20-45% respectivamente, acoplándose a un ORC, según estudios de Franco [20].

Yari[19] investigó el rendimiento, potencia específica y destrucción de exergía de 3 fuentes geotérmicas diferentes con temperaturas entre 165 y 230°C y diferentes presiones de trabajo, con 3 fluidos de trabajo distintos para 4 configuraciones diferentes, ciclo simple, ciclo regenerativo, ciclo simple con intercambiador de calor interno (IHE) y ciclo simple con IHE. Los resultados se exponen en la tabla mostrada a continuación.

Parámetros evaluados	ORC simple			ORC con IHE			ORC regenerativo			ORC regenerativo con IHE		
	R113	R123	n-Pentano	R113	R123	n-Pentano	R113	R123	n-Pentano	R113	R123	n-Pentano
$w_{net}$ [kJ/kg]	47.87	50.38	48.57	47.87	50.38	48.57	41.89	43.61	42.55	42.28	44.02	42.31
$E_D$ [kJ/kg]	82.48	80.25	81.11	82.48	80.25	81.11	87.87	85.98	87.11	88.06	86.59	87.38
$\eta_1$ [%]	7.27	7.65	7.376	7.27	7.65	7.376	6.362	6.623	6.462	6.42	6.686	6.425
$\eta_2$ [%]	13.09	13.28	12.6	14.45	14.2	14.06	14.34	14.52	14.06	15.34	15.35	14.96
$\eta_{11}$ [%]	36.83	38.76	37.37	36.83	38.76	37.37	32.23	33.56	32.74	32.53	33.87	32.24
$\eta_{12}$ [%]	47.82	49.06	46.8	51.33	51.4	50.52	49.45	50.39	48.85	52.34	52.73	51.24
$\eta_{13}$ [%]	63.53	64.33	61.63	65.84	65.82	64.21	62	62.67	60.83	65.35	65.41	63.57

**Tabla 4. Resumen comparando los resultados según el rendimiento energético y exergético del trabajo de Yari [19]**

Dos grandes inconvenientes limitan este ciclo. El primero de ellos es económico. Franco [20] expuso el coste de implementación de una planta de menos de un MWe y este rondaba entre los 2000 y 4000 €/kW instalado. El otro gran inconveniente es la reinyección del agua geotérmica a la fuente geotermal, porque se pierde en el proceso mucha exergía y calor potencial.



**Fig 4. Ejemplo de motor ORC con aplicación geotérmica [33]**

### 2.3.4 SOLAR TÉRMICA

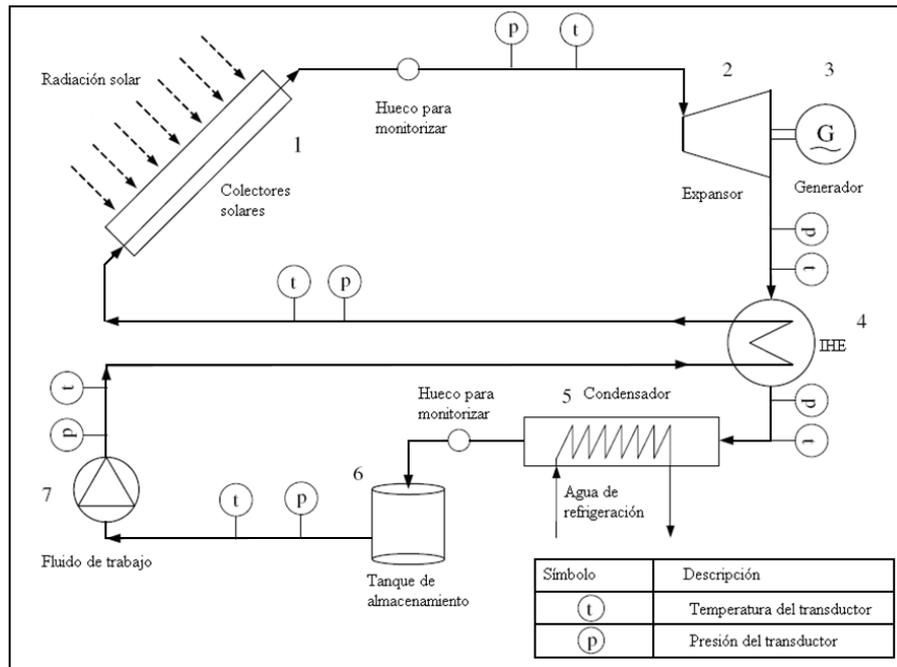
Desde principios del siglo XXI hasta ahora, se han desarrollado tecnologías a baja temperatura y se han mejorado sus eficiencias.

Las centrales solares se clasifican según el tipo de tecnología que se emplea. Estas son: Tecnología de eje simple que alcanza temperaturas medias, sin embargo no es útil para implementar un ORC; tecnologías de dos ejes, que sirven básicamente para solar a alta temperatura y las tecnologías a baja temperatura, que se tratan a continuación.

Según Mills [28], hay dos tipos básicos, la de tubos de vacío y turbinas de ORC y chimenea solar. En este documento sólo se trata la primera. Estos tubos son empleados mayormente

para calentar el agua caliente. Sin embargo, cada vez más, módulos similares se están empleando para temperaturas más elevadas y para generación eléctrica. Sin embargo producen poca potencia, normalmente decenas de wattios.

La figura 5 describe gráficamente el ciclo solar. El fluido de trabajo se calienta mediante paneles solares para ser expandido en la turbina. La salida del vapor es conducida al intercambiador interno de calor, que calienta el fluido subenfriado a la salida de la bomba. Después se enfría en el condensador y se almacena. La bomba impulsa el fluido almacenado al intercambiador interno de calor y luego se calienta en el evaporador.



**Fig 5. Esquema del ciclo solar Rankine para bajas temperaturas**

Wang [23] analizó el ciclo, con temperatura en el condensador de 25 °C y 85°C en la turbina, empleando una mezcla de fluidos zeotrópicos compuestos por R245fa y R152 en diferentes proporciones. Los resultados se exponen en la tabla 2.3.4.2

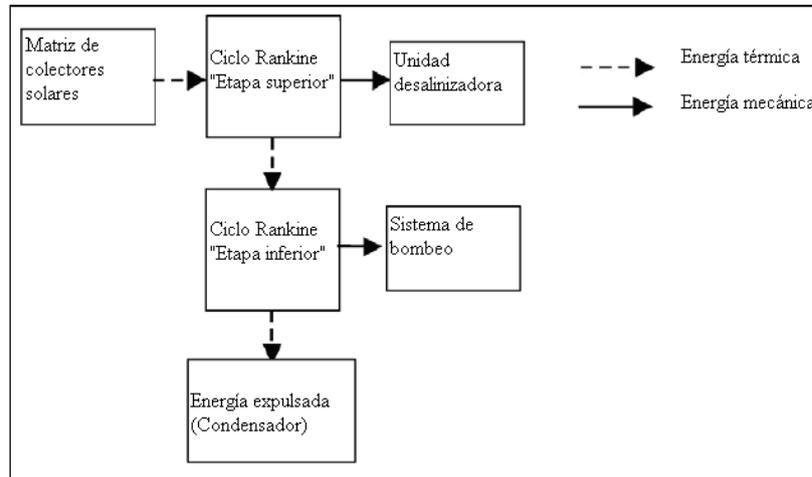
Componentes (R245fa/R152a, masa)	R245fa (1/0)	Ma (0.9/0.1)	Mb (0.65/0.35)	Mc (0.45/0.55)
Net power output $W$ (kJ/kg)	24.78	21.28	22.42	25.32
Solar collector heat input (kJ/kg)(-IHE)	238.2	245.1	263.1	277.4
Solar collector heat input (kJ/kg)(+IHE)	215.9	205.6	227.9	252.5
Rankine cycle efficiency $\eta_R$ (-IHE)	10.403%	8.682%	8.521%	9.128%
Rankine cycle efficiency $\eta_R$ (+IHE)	11.478%	10.350%	9.838%	10.028%
Carnot efficiency $\eta_C$	16.760%	16.760%	16.760%	16.760%
Thermodynamics perfection $\eta_R/\eta_C$ (-IHE)	62.070%	51.802%	50.841%	54.463%
Thermodynamics perfection $\eta_R/\eta_C$ (+IHE)	68.482%	61.755%	58.697%	59.831%

**Tabla 5. Resultados del trabajo de Wang [23]**

Con estos resultados, se demuestra el interés de buscar mezclas zeotrópicas que mejoren los ciclos a baja temperatura.

### 2.3.5 SOLAR PARA DESALINIZAR

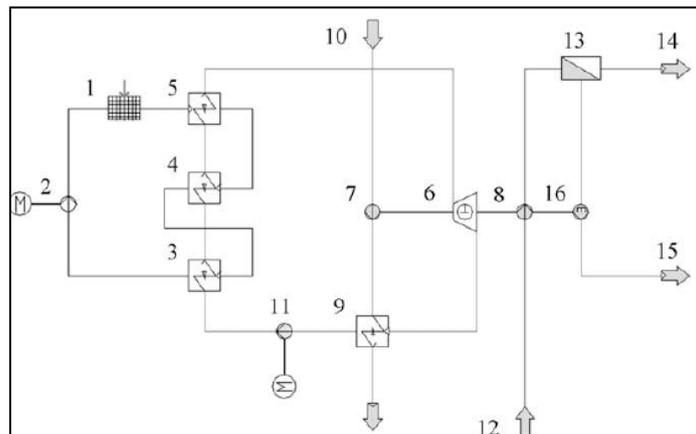
El uso de un SORC (ORC con calentamiento solar) para desalinizar agua del mar es un sistema que usa energía solar como foco de calor a baja temperatura y suele acoplarse a una unidad desalinizadora de ósmosis inversa. Estos sistemas tienen muy bajos rendimientos térmicos, los cuales están por debajo del 10 % debido a la baja temperatura del foco de calor que son menores a los 100°C y las turbinas manejan potencias de pocos kW.



**Fig 6. Diagrama de bloques del ciclo SORC**

En la figura 6 se explica mediante diagramas de bloques el funcionamiento del SORC. El calor producido por los colectores solares se transforma en energía mecánica a través de un ciclo ORC también llamado como ciclo superior. La energía mecánica producida mueve la bomba de alta presión o la unidad desalinizadora. Puede existir otro ciclo ORC inferior que aproveche el calor residual del ciclo superior para impulsar el sistema de bombeo de ambos ciclos. Al final, el calor sobrante es expulsado del sistema mediante el condensador.

El problema actual de estos sistemas es que solamente son rentables a bajas potencias, como mucho unas decenas de kW de potencia, y tiene interés en pequeñas aplicaciones o para abastecimiento de agua a pequeños núcleos poblados aislados.



**Fig 7. Diagrama de bloques del sistema simplificado y esquema del ciclo**

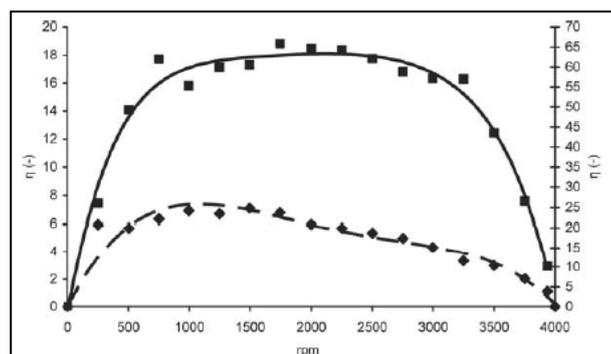
La figura 7 representa el sistema basado en un SORC-RO (SORC acoplado a un equipo desalinizador de ósmosis inversa) funciona del siguiente modo: Un campo de colectores solares (1) calienta el fluido del colector, forzado a circular mediante la bomba (2). El fluido del colector precalienta (3), evapora (4) y sobrecalienta (5) el fluido orgánico. El vapor sobrecalentado se expande en el expansor tipo scroll (6), generando trabajo mecánico para el agua de refrigeración (7) y para la bomba de agua marina (8). El vapor expandido condensa en el condensador (9), y es refrigerado con agua marina (10). La bomba de alimentación (11) bombea de nuevo el fluido de trabajo. La bomba de alimentación de agua marina (8) eleva la presión del agua marina (12). En la membrana de la ósmosis reversa (13) se separa el agua limpia (14) de la salmuera (15). El agua limpia abandona la membrana y es drenada al tanque de almacenamiento. Un aparato de recuperación de energía (16) extrae la energía hidrostática del fluido y la salmuera es devuelta al mar.

La gran ventaja de este sistema es que pese a que usa energía solar térmica, el agua producida tiene aproximadamente la misma temperatura que el agua marina.

Del trabajo publicado por Kosmadakis [26] y bajo sus condiciones de trabajo, se puede concluir que el sistema operando a carga parcial, la eficiencia máxima del ciclo Rankine es del 5%. El sistema trabaja mejor a bajas cargas en términos de eficiencia energética. Es una tecnología factible.

Nguyen [32] en 2001 desarrolló un ORC a pequeña escala para producción eléctrica con potencia de salida de 1,5 kW. La fuente de calor es a baja temperatura (81°C aproximadamente) y el fluido orgánico es n-pentano con rendimiento del 4.3%.

Manolacos [25] estudió el rendimiento de ciclo SORC y de su expansor en función de las revoluciones de una máquina capaz de producir 2,05 kW de potencia máxima a 2000 rpm usando como fluido de trabajo el R134a a 77.3 °C a la salida del colector. Los resultados los plasmó en la figura 8:



**Fig 8. Rendimiento de turbina y ciclo en función de la velocidad de la turbina**

---

## 2.4 COMPETIDORES DEL ORC

El sistema ORC no es el único capaz de recuperar calor a baja temperatura. Debido al problema de la temperatura de Pinch, existen varios sistemas que lo minimizan o incluso lo eliminan, algunos de los cuales se exponen a continuación. Los resultados de estos ciclos competidores han sido sacados de estudios teóricos.

### 2.4.1 CICLO TRANSCRÍTICO DE CO<sub>2</sub>

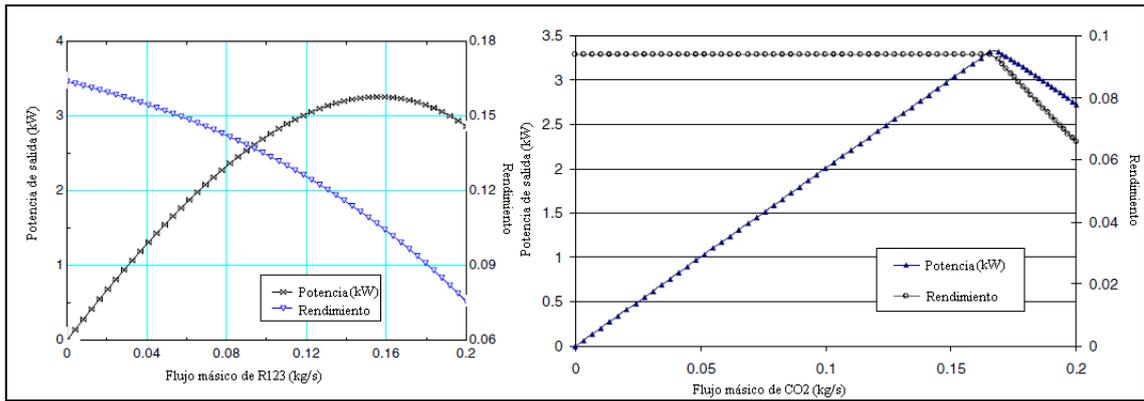
El CO<sub>2</sub> es un refrigerante natural no tóxico, no combustible, no explosivo, abundante en la naturaleza, posee un valor moderado de presión crítica (73.8 bar), es relativamente inerte para el rango de temperaturas de interés, se conoce bastante bien sus propiedades termodinámicas y respeta el medio ambiente.

Debido a su baja temperatura crítica (31,1°C, 7,4 MPa), el ciclo de potencia de CO<sub>2</sub> es actualmente estudiado como un ciclo transcrito, lo que significa que parte del ciclo está localizada en la zona transcrito. Este ciclo es capaz de desarrollar enormes potencias, pues ya fue empleado en centrales nucleares como fluido de trabajo en vez de helio, sin embargo, para aplicaciones de aprovechamiento residual, la potencia estudiada no suele superar las pocas decenas de kW.

El funcionamiento del ciclo es el siguiente: el CO<sub>2</sub> comienza como líquido subenfriado a la salida de la bomba, el cual es llevado directamente al regenerador gas-líquido para precalentarlo. Después el CO<sub>2</sub> es conducido al calentador de gas y se calienta atravesando la zona transcrito del ciclo, evitando así el problema de Pinch. Cuando el CO<sub>2</sub> ha alcanzado la máxima temperatura, es conducido a la turbina, en donde se expande y produce todo el trabajo útil. A la salida de la turbina, el CO<sub>2</sub> se encuentra en estado gaseoso. Tras esto, se conduce el CO<sub>2</sub> al regenerador, en donde cede parte del calor residual para precalentar el líquido a alta presión, y después es llevado al condensador para eliminar el calor residual y dejarlo en líquido saturado. La salida del condensador está conectada a la entrada de la bomba, en donde vuelve a comenzar de nuevo el ciclo.

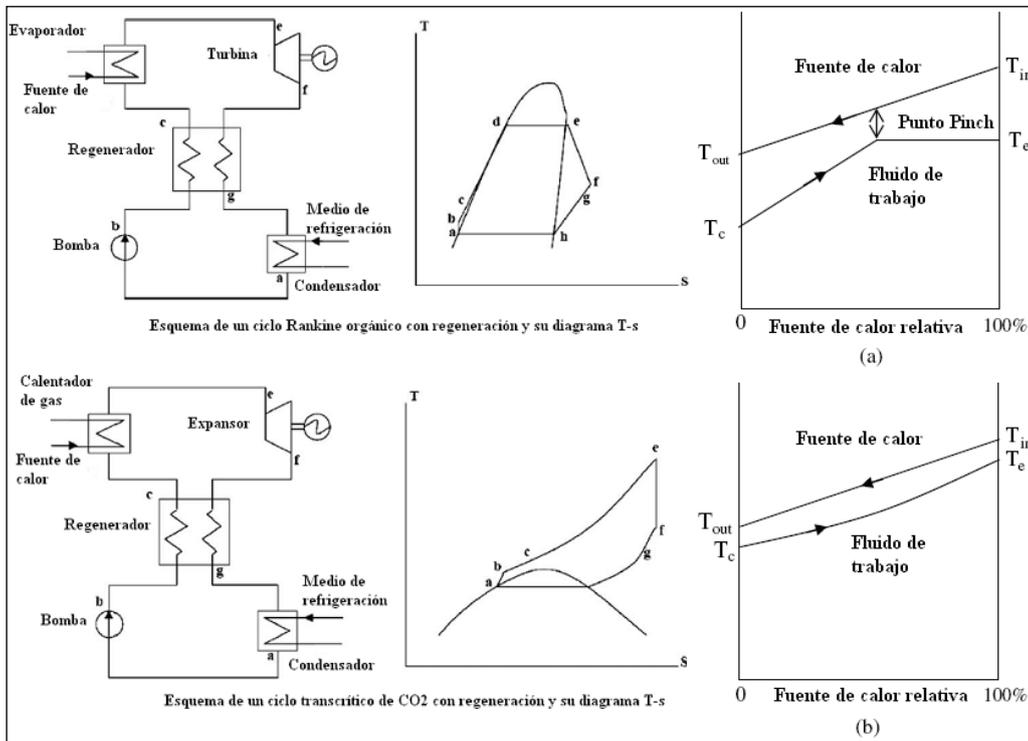
De acuerdo con las investigaciones de Larjola [7], para un ciclo que usa calor residual a temperatura moderada (80-200°C) como fuente de calor, se consigue la mejor eficiencia y mayor potencia de salida cuando la temperatura del fluido sigue la forma de enfriamiento del fluido de foco caliente. El ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> se comporta mejor que un ciclo ORC, ya que la presión supercrítica permite un calentamiento que evita la zona bifásica.

Chen [3], comparó igualmente el ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> con regenerador gas-gas y un ciclo ORC con regeneración de gas-líquido como el de la figura 10. Para este trabajo, se eligió el fluido R123 como referencia debido a que es el mejor en el rango de bajas temperaturas según el propio autor. Ambos ciclo trabajan con una fuente a 150°C. Los resultados del trabajo se exponen a continuación en la figura 9.



**Fig 9. Comparación entre potencias y rendimientos desarrollados por los ciclos ORC, con fluido de trabajo el refrigerante R123 y el ciclo transcrito de CO2**

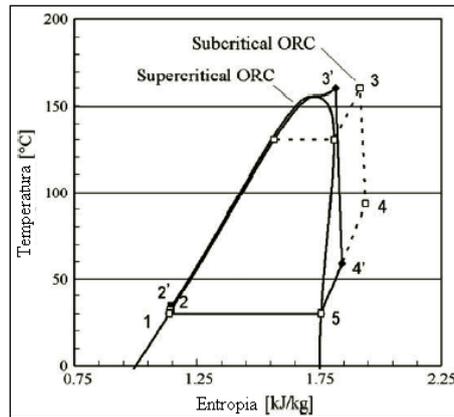
Del trabajo llevado a cabo por Chen [3], el ciclo transcrito produce más trabajo, es más compacto y ecológico que un ciclo ORC con regeneración.



**Fig 10. Comparación entre un ciclo transcrito de CO2 con un ciclo Rankine orgánico**

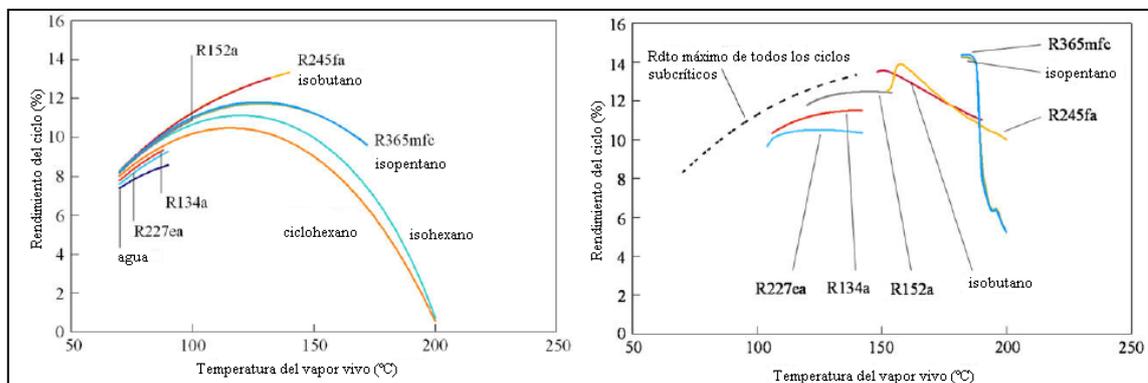
## 2.4.2 CICLO SUPERCRÍTICO RANKINE ORGÁNICO

El punto crítico de los fluidos orgánicos se alcanza a menores presiones y temperaturas comparándolo con el agua. Su gran ventaja radica en el paso de líquido a vapor mediante calentamiento supercrítico, que hace que encaje entre dos curvas de temperatura garantizando un potencial de recuperación de calor elevado y evitando el problema del Pinch.



**Fig 11. Ejemplo de ciclo supercrítico y subcrítico para el refrigerante R245 fa**

Schuster [18] realizó una comparación de los rendimientos de varios fluidos de trabajo en ciclo ideal y ciclo supercrítico en función de la temperatura del vapor vivo, como se muestra en la figura 12.



**Fig 12. Comparación entre rendimientos del ciclo subcrítico y del supercrítico en función de la temperatura del vapor vivo.**

De este estudio Schuster [18] concluye que la eficiencia en un ciclo supercrítico es mayor que en la del ciclo básico, y para el caso estudiado se mejora un 8% la eficiencia del sistema en conjunto, teniendo en cuenta las condiciones del estudio y el equipo empleado. Igualmente, recomienda realizar un estudio más detallado del tema más profundo para conocer mejor las variables que influyen en este ciclo.

### 2.4.3 CICLO KALINA

El ciclo Rankine de amoníaco-agua es conocido como el ciclo Kalina. Variando la mezcla de agua-amoníaco, se puede conseguir mayores saltos térmicos en la evaporización. Esto lo consigue gracias a la temperatura deslizante o glide.

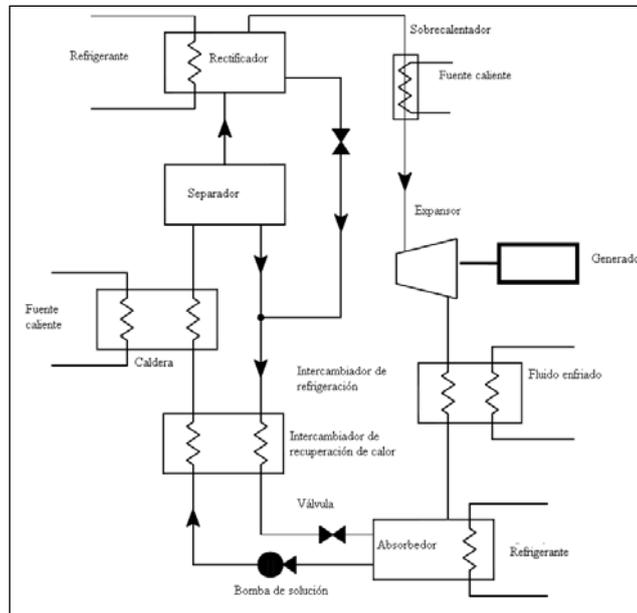
No obstante, esta temperatura deslizante también existe durante el proceso de condensación y limita la expansión, especialmente con fuentes de calor a baja temperatura. Por ello Goswani [21] propuso el ciclo absorción-condensación en vez de condensación para reducir estas pérdidas y producir a la vez potencia frigorífica. Otra de las ventajas es que es

---

medioambientalmente buena y es el mejor sustituto para los CFCs, por solucionar el problema de calentamiento global. [22]

Este ciclo, según Goswani [21], es ideal para extraer potencia de fuentes de calor a menos de 200°C.

La figura 13 resume esquemáticamente el ciclo.



**Fig 13. Esquema de ciclo de potencia y frío en el ciclo Kalina**

Zamfirescu [22] comparó el ciclo ORC, con fluido de trabajo el R21, con un ciclo Kalina con doble flasheado, analizando la potencia calorífica que absorbe uno y otro ciclo empleando como fuente el aire a 150°C a 6 bar de presión y de flujo 1 kg/s.

También determinó que el ciclo Kalina extraía solamente 13 kW de potencia de la turbina con un rendimiento exergético del 13%, mientras que el R21 podía extraer hasta 21kW con el mismo rendimiento exergético, aunque si se incorpora al ciclo Kalina original la cogeneración y producción de potencia frigorífica, esta potencia útil de salida asciende hasta los 38 kW y el rendimiento exergético sube hasta 30%.



# 3 FLUIDOS DE TRABAJO

---

El éxito de un ciclo ORC para adaptarse a una fuente de calor radica en la buena selección del fluido de trabajo. Hay varios criterios generales que el fluido de trabajo debe satisfacer en el ORC. Estabilidad, no corrosivo, que no ensucie, no sea tóxico, no inflamable son algunas de las características químicas y físicas deseables.

La eficiencia de este ciclo, según Wei [11], depende fuertemente del fluido de trabajo empleado, cuyos factores más importantes son la temperatura normal de ebullición, presión crítica, peso molecular, flujo volumétrico, abaratar los costes...

Con el paso del tiempo se han restringido el uso de determinados refrigerantes, como los HCFC, que han sido limitados a máquinas antiguas. La prohibición alcanzará a todos los HCFC en 2015, por lo que es necesaria buscar nuevos refrigerantes sustitutos.

Antes de proponer una selección para optimizar el ciclo de potencia a baja temperatura, se hará hincapié y propiedades deseadas. Las clasificaciones de los fluidos refrigerantes están en el Anexo A.

En este capítulo se clasifica los fluidos en función del domo de saturación en el diagrama T-s y se caracterizan. A continuación, se analizan primero las propiedades que deben tener los fluidos de trabajo y el criterio de selección que se debe llevar. Por último, se propone una selección de fluidos para el trabajo.

### 3.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN LA FORMA DEL DOMO EN EL DIAGRAMA T-s

La masa molecular, la temperatura de ebullición normal, la temperatura crítica, el calor latente de vaporización, el calor específico en fase líquida y el estado de vapor son propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo que influyen en la forma de las curvas de saturación.

La curva de saturación es muy importante para el aprovechamiento del calor residual, porque influye en el proceso de intercambio de calor entre la fuente de calor y el fluido de trabajo, como se mostró en la figura 1, y después influye en la expansión en la turbina.

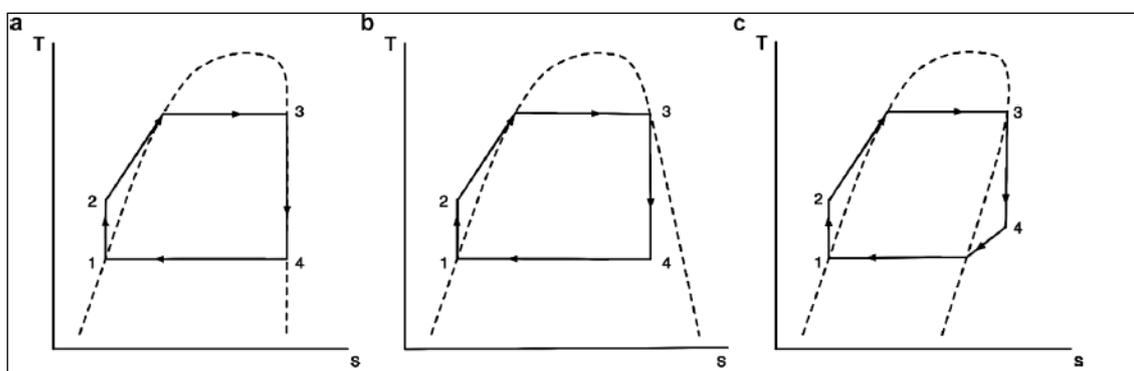
Con respecto a la forma de las curvas de vapor saturado en el diagrama T-s, Nowak [29] los clasifica en tres grupos diferentes.

El primer grupo lo forman aquellos fluido cuya pendiente de vapor saturado es positiva ( $dT/dS > 0$ ). Esto significa que el proceso de expansión isoentrópica en la turbina termina en la región de vapor sobrecalentado, eliminando el riesgo de formación de gotas en la turbina, sin embargo, el condensador debe eliminar proporcionalmente más energía. Otra característica de estos fluidos es que su peso molecular es alto en comparación con respecto a los de otras familias. Además, como se ha dicho antes, tienen bajo valor de entalpía de evaporización y baja carga entálpica, que les obliga a aumentar el flujo másico. Esto reduce el número de etapas que hay que instalar en la turbina. Algunos de estos fluidos son el n-pentano, el benceno y el tolueno.

## Capítulo 3. Fluidos de trabajo

El segundo grupo se caracteriza porque la curva de saturación de vapor de los fluidos es menor a cero, ( $dT/ds < 0$ ) y se llaman fluidos húmedos. Los fluidos de ese grupo deben ser primero sobrecalentados antes de que entren en la turbina, para evitar que las gotas de líquido saturado dañen seriamente el equipo. Estos fluidos de trabajo poseen bajo peso molecular, que implica mayor entalpía de vaporización. Además, esta característica es deseable para mejorar el rendimiento de las turbinas. El agua, el amoniaco etc. son ejemplos de este grupo. El vapor expandido en la turbina en estas máquinas suele acabar en la zona bifásica, y frecuentemente deben sobrecalentarse para evitar la corrosión en la turbina.

En la literatura se puede encontrar un tercer grupo en el cual la pendiente de saturación es infinita, y la curva de saturación coincide con la línea isoentrópica. En la práctica significa que el proceso de descompresión isoentrópica tiene lugar a lo largo de la curva de saturación o en la paralela. Sin embargo solo hay un número limitado de fluidos que obedecen esta condición, como por ejemplo el triclorofluorometano o el diclorofluorometano. Gráficamente se puede ver en la figura 14.



**Fig 14.** Comparación de diagramas T-s para fluidos a: isoentrópicos, b: húmedos, c: secos en un ciclo ideal con expansión isoentrópica.

### 3.2 PROPIEDADES Y CRITERIO DE SELECCIÓN DE UN FLUIDO DE TRABAJO

Para identificar el mejor fluido orgánico de trabajo, hay que tener en cuenta muchos criterios generales, además del legislativo, entre ellos: las propiedades termodinámicas; la estabilidad del fluido y la compatibilidad con los materiales en contacto; seguridad, salud y costes medioambientales; disponibilidad y costes.

Nowak [30] señala dos parámetros muy importantes termodinámicos para evaluar los fluidos de trabajo en un ORC. Estos parámetros son el rendimiento térmico y el trabajo neto. El rendimiento térmico representa el comportamiento térmico de las fuentes de calor y sumideros. El trabajo neto es el otro parámetro a tener en cuenta, y es el que mayor importancia tiene porque la fuente de calor es una fuente “gratuita”.

Además, tienen que considerarse las propiedades termofísicas consideradas por Kosmadakis [24], que afectan al ciclo ORC en su rendimiento y coste final.

## Capítulo 3. Fluidos de trabajo

---

### Propiedades termofísicas

- Temperatura crítica alta apropiada y presión para su uso en etapas de alta temperatura. Esto es importante para mejorar el intercambio de calor entre la fuente de calor y el fluido de trabajo.
- Bajo volumen específico, para ahorrar costes en tuberías y en turbinas.
- El fluido de trabajo debe tener en el ciclo una presión de vapor adecuada, ya que la mayoría de sistemas ORC son de pequeño tamaño y hay que evitar medidas de seguridad relativas a las presiones de vapor elevadas.
- Alta eficiencia en la recuperación de calor.
- Alta conductividad térmica, en concordancia con la estabilidad térmica.
- Alta caída de entalpía adiabática para obtener mayor trabajo de salida
- Alto valor de calor específico para agrandar la capacidad calorífica.
- Gran estabilidad química y térmica.
- Bajos costes de destilación, equipamiento, mantenimiento, operación y adquisición.
- Baja entalpía de vaporización, para reducir las irreversibilidades generadas en el evaporador y elevar la temperatura del fluido de trabajo más fácilmente.
- Baja viscosidad para reducir la fricción con la tubería de retorno.
- No combustible.
- Autolubrificante para una rotación suave en la turbina.
- Coexistencia con materiales ingenieriles, que significa que debe ser no corrosivo, no tóxico y compatible con los materiales y el aceite de lubricación.
- Una línea de saturación cercana a la vertical es deseable para que por un lado produzca poca humedad durante la expansión y por otro lado sea innecesario condensar el gas sobrecalentado.
- Seguridad, salud y aspectos medioambientales.
- Peso molecular, porque afecta a la curva de saturación en el diagrama T-s.
- Elevada temperatura de autoignición, para evitar el riesgo de explosión de la instalación durante la operación o de quemar el fluido de trabajo y para su funcionamiento.

En la práctica, se entiende que no existe un refrigerante perfecto que reúna todas estas características; es decir, no existe un refrigerante ideal, por lo que, en base a un balance de ventajas, deberá seleccionarse el que reúna el mayor número de estas características de acuerdo al diseño requerido.

En un ORC se intenta que el fluido sea seco o isoentrópico, porque estos son sobrecalentados después de la expansión isoentrópico y se evita que se forme gotas de humedad a la salida del expansor. Por este motivo, no se necesita el sobrecalentador [6].

La gran ventaja de los fluidos orgánicos con respecto al agua es que sigue mejor el fluido caliente que el agua, pese a la mayor entalpía de vaporización y a la mayor capacidad de absorción de calor del agua. Por eso, con menor entalpía de vaporización, el fluido orgánico es mejor para absorber gases calientes con menores pérdidas debidas a la irreversibilidad del proceso calefactor. Sin embargo tienen menor capacidad de absorción de calor, mayores costes por el empleo de estos fluidos y mayores flujos volumétricos y másicos.

El principal problema del ciclo Rankine, es la destrucción de exergía en los intercambiadores de calor, debido a la diferencia de temperaturas entre focos y fluido de trabajo conocido como el problema de la temperatura Pinch. Si bien se puede disminuir buscando un fluido con menor entalpía de evaporación, otro de los problemas es que el foco no es isoterma. Esta pérdida de

## Capítulo 3. Fluidos de trabajo

---

exergía se puede disminuir si el fluido evapora a una temperatura no constante, sino que se evapora en ciclo deslizante, como sugiere Brouwer [4].

La entalpía de evaporización es una propiedad deseada en los fluidos de trabajo a baja temperatura porque se ajustan mejor al perfil térmico de la fuente de calor, mejoran el rendimiento en el intercambio de calor y por ello alcanzan temperaturas mayores a la salida del evaporador, con el consiguiente aumento en la entalpía del fluido.

Una solución es emplear fluidos zeotrópicos, los cuales al evaporarse a presión constante, elevan su temperatura, se ajusta mejor al foco de calor y reducen las pérdidas exergéticas producidas en el evaporador. Otra posibilidad para reducir irreversibilidades, propuesto por Bombarda [8], es usar los fluidos azeotrópicos como medio para reducir las irreversibilidades de origen térmico.

Wang [10] concluyó en su trabajo, después de analizar el ciclo Rankine con agua, amoníaco, butano, isobutano, R11, R123, R141B, R236EA, R245CA y R113 que el mayor problema, en cuanto a cálculo, es encontrar las condiciones óptimas de presión y temperatura de trabajo para los distintos fluidos de trabajo que se evalúan en un ciclo dado con respecto a una referencia y a un foco caliente. Para unas condiciones determinadas, un fluido húmedo puede ser mejor que uno seco o isoentrópico, por lo que no es interesante imponer condiciones de trabajo, sino comprobar la mejor configuración posible para un caso dado de foco de calor y para un entorno físico el cual varía.

### 3.3 PROPUESTA DE FLUIDOS DE TRABAJO

En este proyecto se proponen seis fluidos para analizarse. Todos ellos presentes en el programa de cálculo EES. Como cálculo previo a la selección, se estudió el ciclo básico ideal de 49 fluidos de trabajo diferentes, los cuales figuran en la sección B.2 de los anexos.

De entre todos ellos, se seleccionaron los 6 mejores fluidos, los cuales contenían información de todas las propiedades termodinámicas que se usan en el rango de trabajo del modelo.

Estos fluidos son en su totalidad hidrocarburos, por poseer excelentes propiedades termodinámicas para la recuperación de calor, bajos valores de entalpía de vaporización y su mínimo impacto ambiental, porque no destruyen la capa de ozono y contribuyen poco al calentamiento global del planeta.

Además, no van a ser prohibidos en su totalidad en los años venideros como los HCFC y tienen valores mucho menores de GWP que los HFC, solo una pequeña fracción de lo que producen estos últimos.

No se propone tampoco ninguna mezcla de fluido, pese a ser altamente recomendable para ORC con aprovechamiento a bajas temperaturas, ya que las mezclas estándar que posee el programa EES tienen un punto crítico bajo, por debajo de los 100 °C, y esta cualidad no es deseable para la recuperación de calor de gases de escape por encima de 200 °C, que será lo que se simule en el modelo. Además, tampoco es el propósito de este proyecto calcular mezclas de fluidos que se ajusten al foco de calor.

## Capítulo 3. Fluidos de trabajo

---

En este trabajo se proponen estos 6 fluidos de trabajo:

Nombre del fluido	Tc (°C)	Pc (bar)	T° autoignición (°C)
Ciclohexano	280,5	40,75	260 <sub>[32]</sub>
Isopentano	187,2	33,7	420 <sub>[37]</sub>
n-Butano	152	37,96	405 <sub>[38]</sub>
n-Octano	296,2	24,97	220
Isobutano	134,7	36,4	460 <sub>[39]</sub>
Tolueno	318,6	41,26	535 <sub>[40]</sub>

**Tabla 6. Fluidos, propiedades críticas y temperatura de autoignición**

Estos fluidos son analizados en un ciclo básico, tanto en un ciclo ideal como el modelo que tiene en cuenta las caídas de presión en los intercambiadores de calor.

Los valores de Temperatura crítica y presión crítica proceden de la librería del programa EES.



## 4 MODELO DE ORC BÁSICO Y VALIDACIÓN

En esta sección se explica en el primer apartado brevemente el modelo del ciclo y en el segundo se contrasta con el modelo de Hung [12], para justificar la validez del programa. En el tercer apartado se exponen las condiciones y supuestos del modelo real.

### 4.1 MODELO

Un ORC básico se compone fundamentalmente de cuatro equipos: un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba. Se resolverán con ecuaciones sencillas de balance de masa, de energía, ecuaciones de rendimiento y de balance exergético, cuando sean necesarios. Las ecuaciones de flujos de irreversibilidad son las mismas que emplea Hung[12] en su artículo.

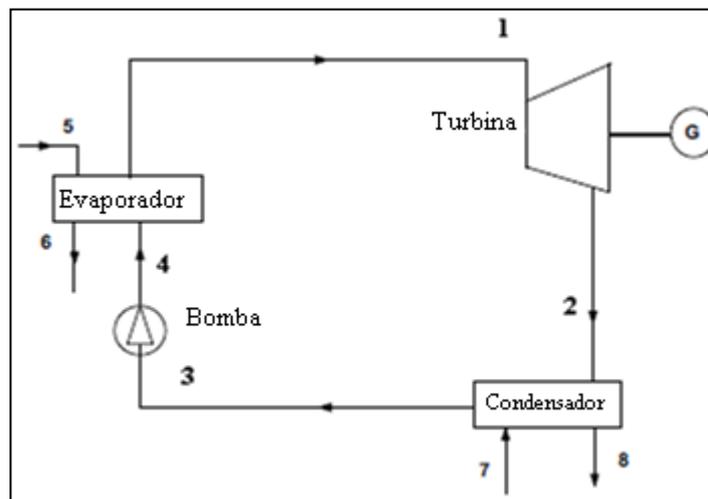


Fig 15. Esquema de un ORC básico

A continuación, se presentan los balances elementales de energía de cada componente del ciclo.

#### 4.1.1 EVAPORADOR

En el Evaporador se intercambia calor entre la fuente de calor, los gases de escape, y el fluido de trabajo, el cual es calentado hasta el punto de vapor sobrecalentado. Sobre este equipo tenemos las siguientes ecuaciones, en donde  $T_H$  es la temperatura del foco caliente:

$$m_4 = m_1 = m_{\text{fluido}} \qquad m_5 = m_6 = m_{\text{gases}}$$

$$m_{\text{gases}} \cdot (h_5 - h_6) = m_{\text{fluido}} \cdot (h_4 - h_1)$$

## Capítulo 4. Modelo de ORC básico y validación

---

### 4.1.2 TURBINA

En la turbina se expande el vapor sobrecalentado a alta presión para que este produzca trabajo mecánico en la instalación, las ecuaciones empleadas son:

$$m_1 = m_2 = m_{\text{fluido}}$$
$$W_{\text{turbina}} = m_{\text{fluido}} \cdot (h_1 - h_2)$$
$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

### 4.1.3 CONDENSADOR

En este equipo se refrigera el fluido hasta dejarlo en estado líquido. Las ecuaciones básicas empleadas son las mostradas, en donde  $T_1$  es el calor del foco frío, en este caso el medio:

$$m_2 = m_3 = m_{\text{fluido}}$$
$$m_{\text{refrigerante}} \cdot (h_8 - h_7) = m_{\text{fluido}} \cdot (h_2 - h_3)$$

---

### 4.1.4 BOMBA

Este equipo se encarga elevar la presión del fluido de trabajo a presiones elevadas.

$$m_3 = m_4 = m_{\text{fluido}}$$
$$W_{\text{bomba}} = m_{\text{fluido}} \cdot (h_4 - h_3)$$
$$\eta_s = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

### 4.1.5 ECUACIONES DEL CICLO GLOBAL

El rendimiento energético y exergético del sistema se calculan como el cociente entre el trabajo neto, descontando a la potencia de la turbina el trabajo requerido en la bomba, y el calor aportado al sistema.

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{aportado}}}$$

---

## 4.2 VALIDACIÓN DEL MODELO

Se compara el modelo de Hung [12] con el modelo ideal simulado en este trabajo mediante el EES, comparando un flujo de aire de 10MW de potencia calorífica, a temperatura de foco caliente de 600 K y se emplea como fluido de trabajo el tolueno. Se contrastan las irreversibilidades generadas en ambos ciclos, ya que este fue el principal trabajo de Hung [12].

La irreversibilidad del sistema en este caso es la suma de las irreversibilidades generadas en la turbina, condensador y evaporador, despreciando la contribución de la bomba, en función de la presión a la entrada de la turbina. La gráfica de rendimiento frente a la presión de entrada a la turbina, el rendimiento representa al rendimiento del ciclo.

Se obtuvieron los siguientes resultados graficados a continuación. En la figura 16, el foco de calor se encuentra a una temperatura de 15 °C por encima del fluido de trabajo a la entrada de la turbina. En la figura 17, el foco de calor se encuentra a 600K y se exponen los flujos de irreversibilidad en el condensador, expansor y evaporador.

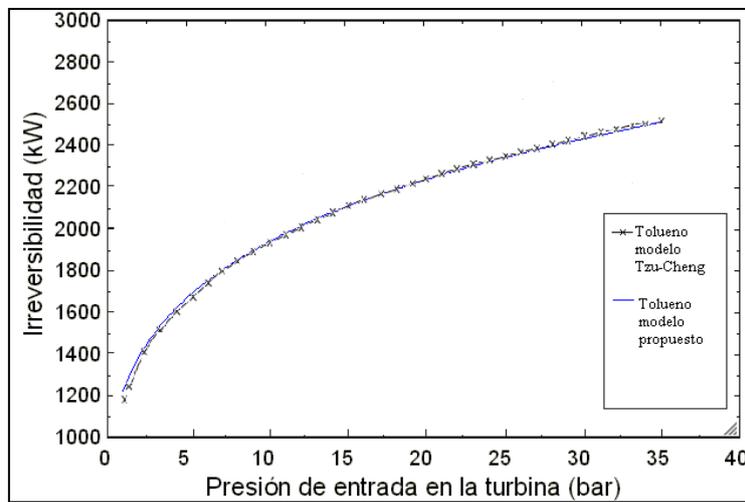


Fig 16. Presión a la entrada de la turbina vs Irreversibilidad del sistema

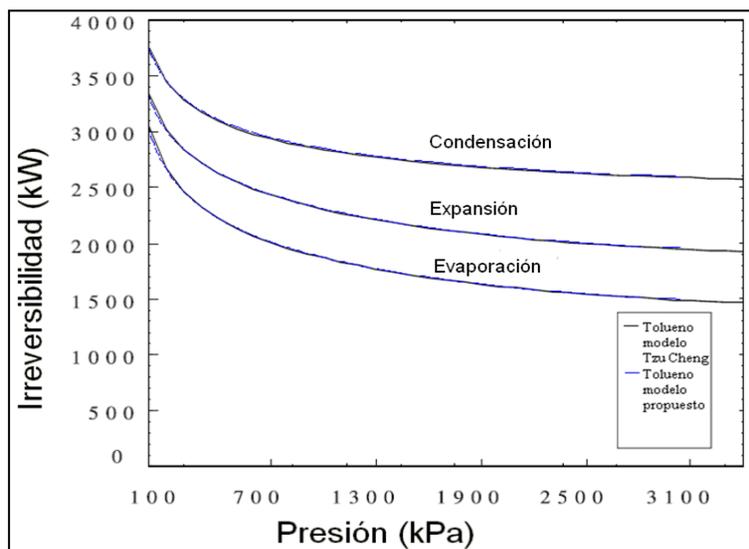
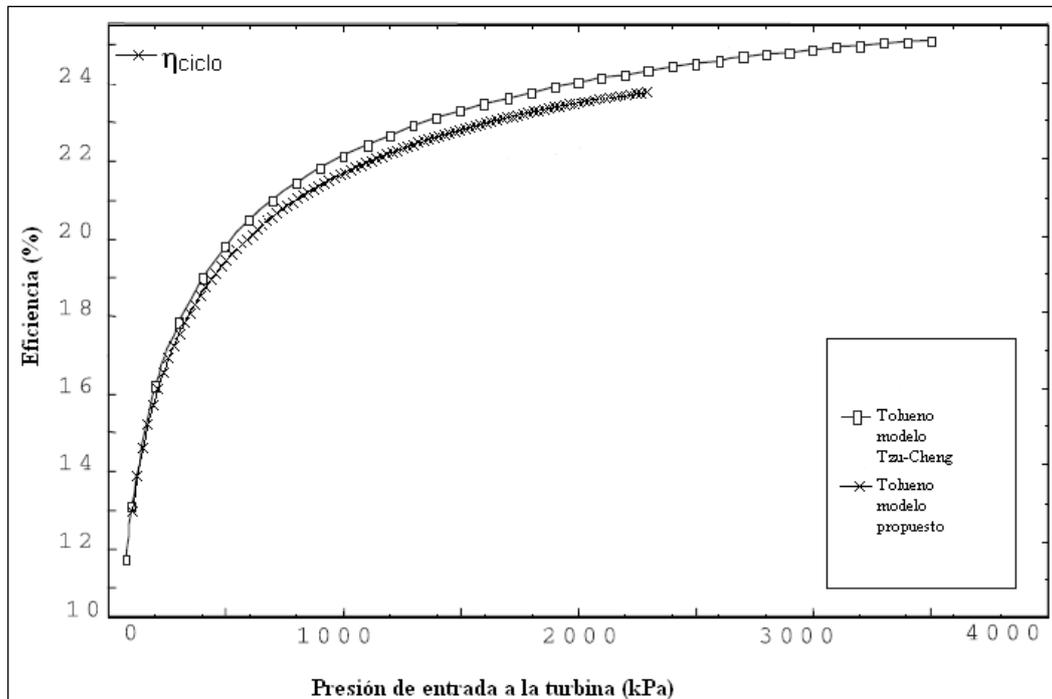


Fig 17. Presión a la entrada de la turbina vs Irreversibilidad del sistema

## Capítulo 4. Modelo de ORC básico y validación

Los resultados de la gráfica están superpuestos, ya que los valores de la irreversibilidad de los equipos calculados por Hung[12] están debajo de los obtenidos en este modelo.



**Fig 18. Presión de alta de la turbina vs Rendimiento del ciclo**

Como se puede comprobar de las figuras 16 y 17, las pérdidas debidas a irreversibilidades internas del sistema son prácticamente las mismas cuando se varía la presión de alta de la turbina. Sin embargo, el modelo se desvía un poco a baja presión de turbina cuando el foco de calor es 15 grados mayor que la temperatura a la entrada de la turbina.

Con respecto al rendimiento del ciclo en la figura 18, esta es igual en ambos modelos a bajas presiones, aunque conforme la presión de alta aumenta, la desviación es más evidente.

### 4.3 CONDICIONES Y SUPUESTOS DEL MODELO

Se parte de las siguientes condiciones para el modelo:

- El sistema es estacionario.
- No hay afecciones entre el aceite lubricante y el fluido de trabajo.
- El foco de calor se encuentra a 300°C y por simplicidad se supone que el flujo es aire
- Un Pinch de al menos 15 °C en el evaporador, para simular una situación más realista. En esta simulación, el Pinch sirve para establecer una diferencia mínima entre el fluido de trabajo cuando está líquido saturado en el evaporador la fuente de calor.
- Una diferencia entre la salida de los gases de escape y la entrada del fluido de trabajo en el evaporador de al menos 15 °C

## Capítulo 4. Modelo de ORC básico y validación

---

- El rendimiento isoentrópico de la turbina varía entre el 80% y el 70%. Para el ajuste del rendimiento de la turbina, en el modelo se plantea una ecuación de primer orden en función de la relación de presiones para adaptarse a esta circunstancia. La expresión es:

$$\eta_s = 0,8 - k * rp$$

En donde el parámetro  $k$  depende de valores de ajuste del fluido de trabajo y  $rp$  es el cociente entre las presiones de entrada y de salida de la turbina.

- El rendimiento isoentrópico de la bomba es constante e igual al 80%.
- En el condensador, la salida del fluido de trabajo estará a diez grados por encima de la temperatura ambiente.
- El agua de refrigeración se encontrará siempre 10 °C por debajo de la temperatura ambiente, para mantener una diferencia constante.
- El flujo de gases de salida de la micro-turbina de gas es igual a 1 kg/s, que cumple con las características comerciales de este equipo, según el artículo ([14]).
- El flujo de agua de refrigeración es igual a 6 kg/s y constante en todo momento.
- Los dos intercambiadores de calor son del tipo carcasa y tubos.
- Las pérdidas de carga se supondrán lineales y se calcularán como la pérdida de carga en una tubería cilíndrica.
- Los tubos interiores por los que circula el fluido de trabajo tienen un espesor de 0.1 veces el diámetro exterior del tubo.
- Las tuberías se suponen que en toda su longitud son constantes en diámetro.
- El cálculo del coeficiente UA, tanto en el condensador como en el evaporador, se calcularán según el modelo de Gnielinski, expuesto en ([5]).
- Las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento son de 5 °C en ambos casos.



# 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se van a analizar primero los resultados más relevantes calculados mediante el modelo del ciclo ideal y luego del ciclo real, para finalmente sacar las conclusiones del trabajo. Los resultados han sido elaborados con el programa EES.

## 5.1 ANÁLISIS

En el apartado de análisis, se expone una serie de gráficos con los resultados de la simulación del ciclo ideal y del ciclo real, con las pérdidas de carga y con el modelo Gnielinski de transferencia de calor, y se justifica sus resultados. En el subapartado 6.1.1 se calcula el rendimiento y el trabajo del ciclo ideal en función de la temperatura y de la presión a la entrada de la turbina, mientras que en el ciclo real, el apartado 6.1.2, se analiza más cuidadosamente otras variables influyentes en el ciclo, además de las empleadas en el análisis del ciclo ideal.

Los ciclos real e ideal tienen el mismo rendimiento isoentrópico de bomba y emplean la misma expresión para determinar el rendimiento isoentrópico de la turbina, además del foco no isoterma. Sin embargo en el ciclo real se modela el proceso de transferencia de calor en el condensador y en el evaporador según el modelo de Gnielinski y se calcula igualmente las pérdidas de presión en esos equipos, que afectan al conjunto del ORC.

### 5.1.1 CICLO IDEAL

Antes de calcular el rendimiento del sistema, se calculó numéricamente el valor de la constante de la ecuación del rendimiento isoentrópico de la turbina para cada fluido.

Fluido	Ciclohexano	Isopentano	n-Butano	n-Octano	Isobutano	Tolueno
k	0,0005	0,002	0,003	0,0005	0,001	0,0005

**Tabla 7. Valores de las constantes para el cálculo del rendimiento isoentrópico**

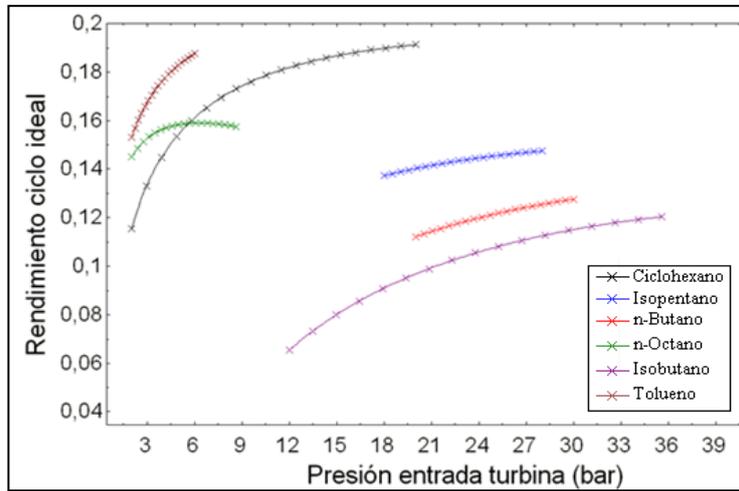
Se analizan tanto la potencia como el rendimiento final. La leyenda gráfica de cada fluido se respeta en todas las gráficas del proyecto. Los resultados óptimos de este ciclo se exponen en la tabla 8, a continuación, en donde los subíndices 1 y 2 representan respectivamente la entrada y la salida de la turbina.

## Capítulo 5. Análisis de resultados

Fluido	Pinch (C)	W <sub>ciclo</sub> (kW)	W <sub>ciclo</sub> (kW) $\eta_{tur=1}$	$\eta_i$ (%)	Q <sub>evap</sub> (kW)	P[1] (bar)	P[2] (bar)	T[1] (C)	T[2] (C)
Ciclohexano	15	41,74	53,66	17,53	238,1	9,34	0,25	183,15	110,80
Isopentano	55	36,92	48,8	14,53	254	24,8	1,52	172,62	101,91
n-Butano	67	31,61	41,39	13,39	254,3	27,25	3,81	137,04	71
n-Octano	15	39,88	50,28	15,63	250,1	3,91	0,04	187,12	134,1
Isobutano	74,4	27,74	35,64	10,93	253,8	25,96	5,33	119,88	63,60
Tolueno	15	38,51	49,84	17,63	218,4	3,94	0,08	171,52	95,11

**Tabla 8. Resultados de la simulación del ciclo ideal**

La figura 19 corrobora los resultados de la tabla 8. El tolueno es el fluido que mejor rendimiento tiene porque requiere de menor cantidad de calor para evaporar la mezcla, y es el segundo que produce más trabajo en todo el ciclo ideal.

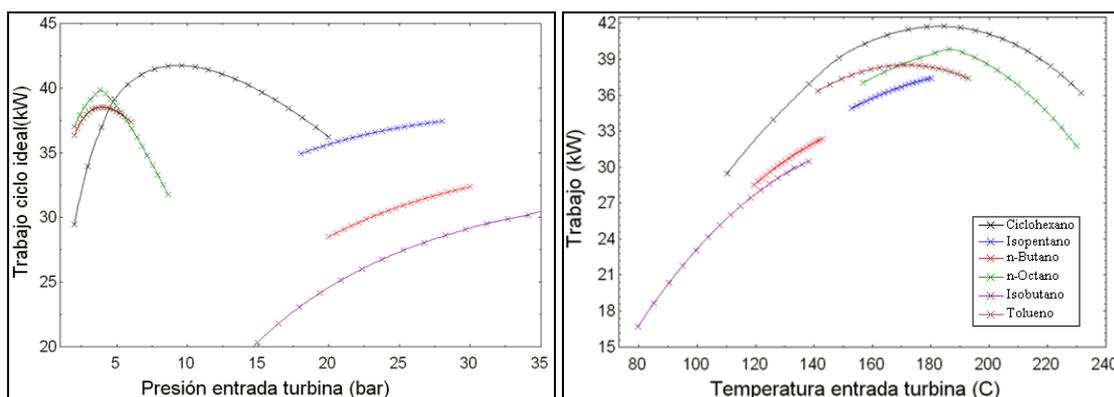


**Fig 19. Relación entre la presión de entrada a la turbina y el rendimiento del ciclo ideal**

Sin embargo, lo más interesante del ciclo es la potencia que puede extraerse. De las figuras 19 y 20 se deduce que un mejor rendimiento no implica necesariamente más trabajo. En esta relación, el ciclohexano es el mejor, porque trabaja a presiones y entalpías más elevadas que el tolueno, y consigue una potencia de 41,74 kW.

Para presiones menores a 5 bares, el ciclo que proporciona más trabajo es el del n-Octano. Hay que descartar, sin embargo, los valores del n-Octano que se encuentran por encima de los 220°C, ya que es potencialmente peligroso, como los que aparecen en la figura 20.

## Capítulo 5. Análisis de resultados



**Fig 20. Relación entre el trabajo producido y la presión y temperatura a la entrada de la turbina en el ciclo ideal**

Es importante conocer entre que rangos de temperatura trabaja el ciclo ideal. El isobutano es el ciclo que tiene la temperatura crítica más baja, por lo que es razonable que sea el que trabaje en el rango de temperaturas más bajo de todos, seguido de cerca por el n-butano, con el cual comparte misma fórmula química.

### 5.1.2 CICLO REAL

En este ciclo se añaden con respecto al anterior las pérdidas de carga y el modelo de Gnielinski. El propósito del modelo real es analizar sistemáticamente la eficiencia, la potencia desarrollada, las irreversibilidades generadas, el calor transferido en los intercambiadores y la influencia de las pérdidas de carga en el sistema. Las constantes empleadas para la definición del rendimiento de la turbina son las mismas que las que se usan en el apartado anterior.

Para los fluidos isopentano, n-butano e isobutano se ha escogido una temperatura de turbina de alta aproximadamente 15 °C menor que la temperatura crítica para poder trabajar con variaciones del sistema sin que el programa de errores intentando calcular el ciclo en régimen supercrítico. Para el resto de fluidos no hace falta esta medida porque ya tienen la temperatura crítica lo suficientemente elevada como para que se produzca estos errores.

A continuación, se adjunta la tabla 9 que contiene la geometría del evaporador y del condensador de diseño para cada uno de los fluidos de trabajo, con la cual se ha calculado el ciclo para cada uno de los fluidos propuestos y converge a la solución idónea.

Además se adjuntan en la tabla 10 los resultados de la simulación de este ciclo:

Fluido	Evaporador				Condensador			
	$\varnothing_{\text{interior}}$ (m)	$\varnothing_{\text{carcasa}}$ (m)	L (m)	N	$\varnothing_{\text{interior}}$ (m)	$\varnothing_{\text{carcasa}}$ (m)	L (m)	N
Ciclohexano	0,0122	0,115	28.4	38	0,095	0,4	315	7
Isopentano	0,005	0,09	54.25	53	0,03	0,22	54,25	12
n-Butano	0,0045	0,079	43.7	68	0,021	0,13	43,7	10
n-Octano	0,0122	0,115	37.5	38	0,12	0,4	150	7
Isobutano	0,00444	0,086	35.75	58	0,0095	0,23	29	47
Tolueno	0,0122	0,115	19.5	38	0,11	0,4	130	7

**Tabla 9. Geometría del evaporador y del condensador para cada fluido de trabajo**

## Capítulo 5. Análisis de resultados

Fluido	Pinch (C)	Wciclo (kW)	$\eta_I$ (%)	$\eta_{II}$ (%)	P[1] (bar)	P[2] (bar)	T[1] (C)	T[2] (C)	Ta[3] (C)
Ciclohexano	15	32,84	13,82	28,81	9,44	0,5712	183,74	124,73	67,67
Isopentano	56,72	35,39	13,99	29,18	26,18	1,725	175,84	105,0	52,478
n-Butano	72,33	30,37	12,08	25,18	29,75	4,194	142,26	73,69	54,02
n-Octano	15,13	27,63	11,46	24,25	4,821	0,2036	197,65	156,22	64,38
Isobutano	77,50	27,30	10,42	21,72	29,94	5,787	128,12	66,12	53,48
Tolueno	17,03	27,7	13,37	27,88	5,463	0,307	187,92	126,92	104,92

**Tabla 10. Compendio de resultados de la simulación**

Fluido	(bar)	(bar)	(bar)	(kJ/kg)
Ciclohexano	0,02405	0,3234	0,3643	274,2
Isopentano	0,1372	0,2028	0,296	138
n-Butano	0,1036	0,3859	0,3729	157
n-Octano	0,06313	0,1669	0,456	252,6
Isobutano	0,3285	0,4607	0,2549	135
Tolueno	0,04338	0,2123	0,2725	305,3

**Tabla 11. Pérdidas de carga en los intercambiadores**

En estas condiciones, el isopentano es el fluido que más trabajo proporciona al sistema, como se ve en la tabla 10, porque al ciclohexano, n-octano y tolueno les afecta enormemente las pérdidas de carga en el condensador, y eso redundará en pérdidas de trabajo. Estas pérdidas son debidas a que en el condensador trabajan a presión por debajo de la atmosférica, y un pequeño cambio de presión redundará en una gran diferencia de entalpías.

Otra variable importante para analizar es el rendimiento isoentrópico de la turbina. Esto es más importante en un ORC que en su homólogo Rankine básico porque al trabajar con bajas potencias, los equipos son peores en cuanto a rendimiento. Además se añade otros inconvenientes, que son la expansión en la zona de vapor sobrecalentado, por lo que produce más pérdidas de carga en el condensador debido a que el vapor sale de la turbina con más temperatura y se requiere mayor potencia frigorífica y el volumen específico que es mayor. En la tabla 10 se expone el rendimiento de cada turbina, el cual optimiza el ciclo ideal de cada fluido.

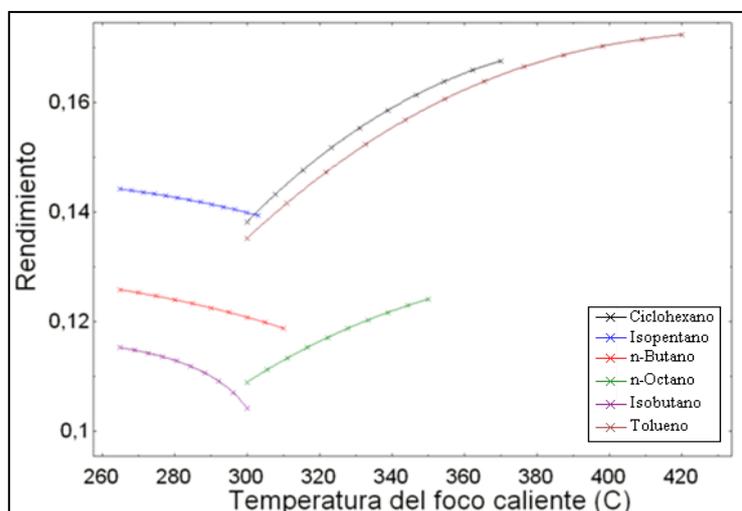
Fluido	Ciclohexano	Isopentano	n-Butano	n-Octano	Isobutano	Tolueno
Rdto (%)	79,17	76,96	77,87	78,98	79,53	79,08
Rp	16,5	15,2	7,1	20,4	4,7	18,4

**Tabla 12. Rendimientos isoentrópicos de la turbina del resultado de la simulación y la correspondiente relación de presiones que consigue dicho rendimiento**

La diferencia existente en las relaciones de presiones entre el n-butano y el isobutano de la tabla 11 es debido a que el primero trabaja a presiones de alta y de baja de 29,75 y 4,194 bar y para el segundo 26,98 y 5,79 bar respectivamente. Que tengan la misma fórmula no implica que trabajen de igual modo.

## Capítulo 5. Análisis de resultados

Se analiza el rendimiento y la potencia del ciclo, con la geometría fijada anteriormente, y se varían las siguientes condiciones iniciales: temperatura del foco caliente, flujo de gases de escape, temperatura ambiente, temperatura de sobrecalentamiento y temperatura de subenfriamiento.



**Fig 21. Rendimiento del ciclo respecto del foco de calor**

Se ve en la figura 21 que el ciclo con mejor rendimiento es el isopentano, aunque empeora conforme la temperatura del foco caliente aumenta, debido a que no es capaz de absorber más calor por dos motivos: El flujo másico de fluido de trabajo no aumenta todo lo necesario debido a la limitación que impone el evaporador en el flujo másico y a que el ciclo se encuentra ya cerca del punto crítico y no puede aumentar casi su temperatura de trabajo. No obstante, el ciclohexano, al tener la temperatura crítica más elevada, como el tolueno y n-octano, no sufre esta limitación térmica y mejoran su rendimiento al aumentar la temperatura del foco. Aumentar el flujo de gases produce el mismo efecto que aumentar la temperatura, ya que aumenta la cantidad de entalpía en el flujo. En la figura 22 se aprecia que el tolueno, ciclohexano y n-octano aumentan su rendimiento al aumentar la temperatura ambiente. Esto es debido a que al aumentar la temperatura ambiente, aumenta la temperatura del condensador y por ello disminuyen las pérdidas de presión debidas a fricción en la tubería, y este efecto es mayor que el de aumentar la temperatura ambiental que produce pérdidas en el rendimiento. Lo mismo sucede con la potencia extraída del ciclo.

## Capítulo 5. Análisis de resultados

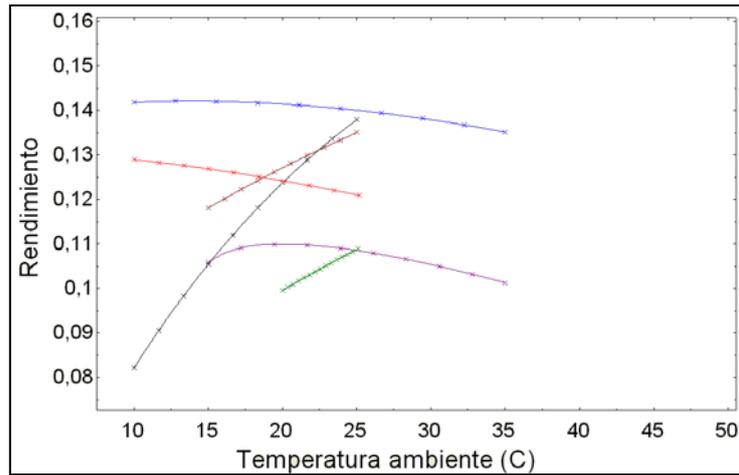


Fig 22. Relación entre el rendimiento y la temperatura ambiental

El peor rendimiento de todos, a 25 °C de temperatura, es el del isobutano, al igual que en el ciclo ideal.

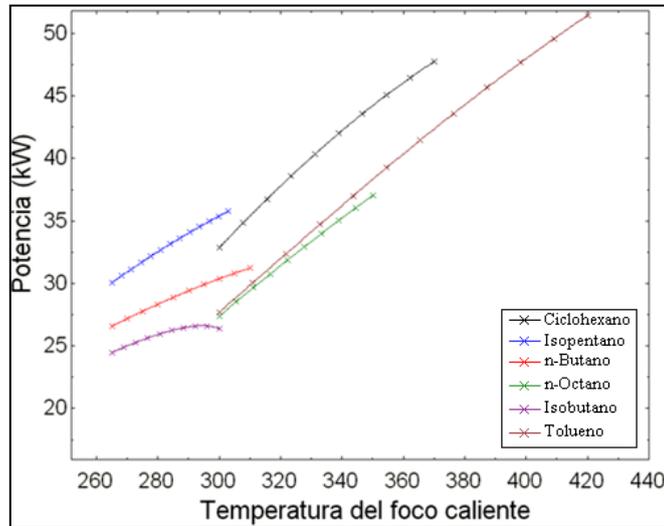
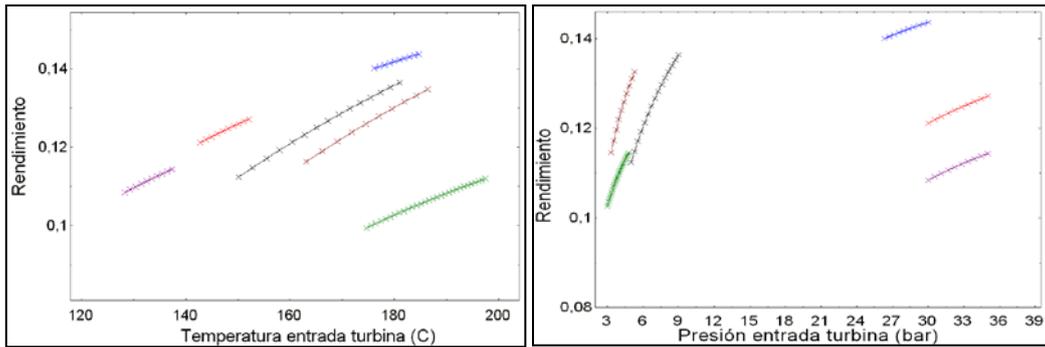


Fig 23. Relación entre la potencia y la temperatura del foco caliente

En la figura 23 se observa que todos los ciclos aumentan de potencia conforme aumenta la temperatura del foco caliente. El ciclohexano es el que más trabajo proporciona a más de 310 °C.

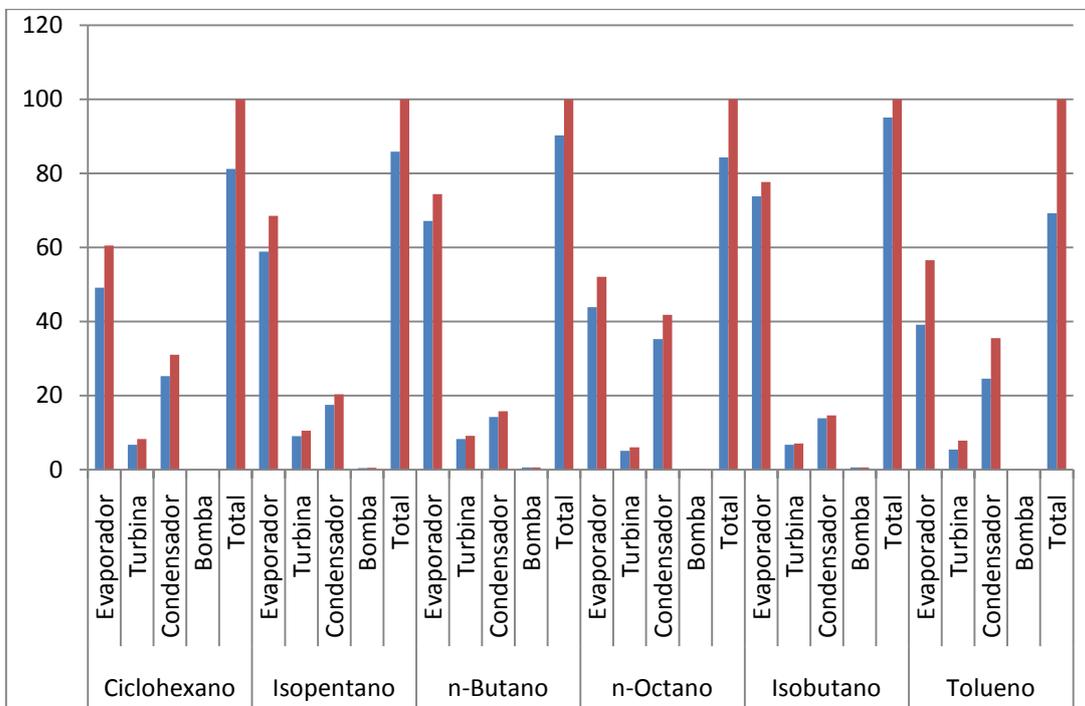
## Capítulo 5. Análisis de resultados



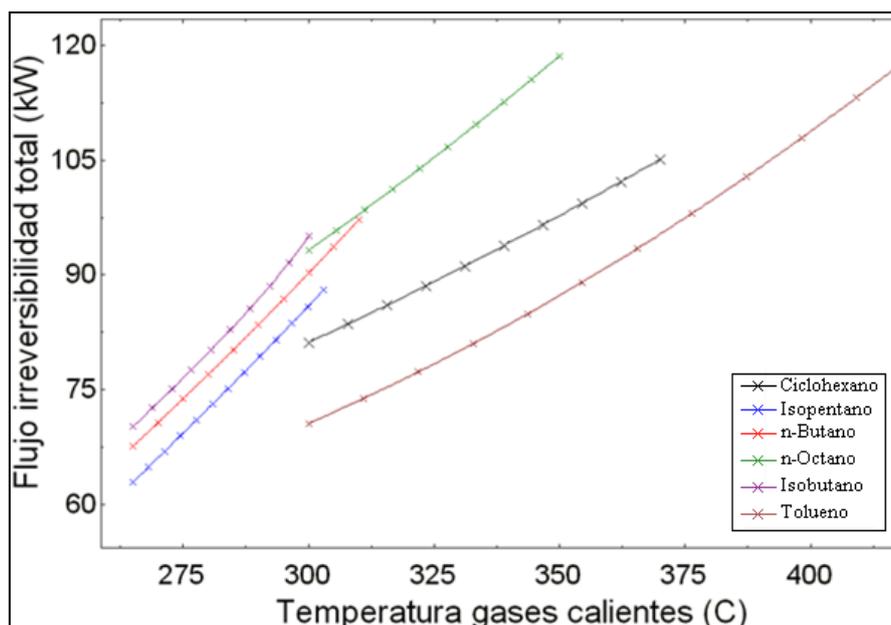
**Fig 24. Relación entre el rendimiento, la temperatura y la presión a la entrada de la turbina, variando la geometría**

La temperatura de entrada a la turbina influye positivamente en el rendimiento del ciclo, cuanto más elevada sea, mejor rendimiento tendrá el ciclo. No obstante, hay que tener cuidado con el rango de trabajo del n-octano, ya está trabajando a temperaturas demasiado altas, pues tiene la temperatura de autoignición a 220 °C y correría un serio riesgo de explosión durante la operación.

Analizando los flujos de destrucción de exergía de la figura 25, la principal fuente de destrucción de exergía es el evaporador, como en un ciclo Rankine habitual. La siguiente es el condensador, que elimina exergía del sistema y después la turbina, la cual supera al condensador cuando la presión de alta es lo suficientemente elevada. El flujo de irreversibilidad generado en la bomba es tan pequeño que ni tan siquiera es apreciable en la figura 25.



**Fig 25. Diagrama de barras que muestra las pérdidas de exergía por equipo, en tanto por ciento (barra roja) y las pérdidas de exergía en kW (barra azul)**



**Fig 26. Relación entre flujo de exergía destruida y Temperatura gases calientes**

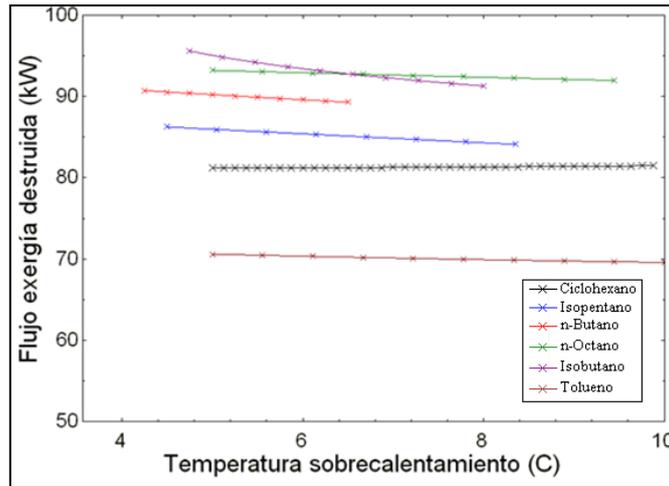
En la figura 26 se deduce fácilmente que la destrucción de exergía está ligada con el rendimiento del ciclo y el flujo másico. Cuando aumenta la temperatura del foco caliente, se destruye más exergía, porque aumenta la diferencia entre las temperaturas de entrada y de salida en el evaporador, y lo mismo en el condensador. Lo mismo sucede cuando aumenta el flujo de gases residuales, aumenta la temperatura de subenfriamiento del condensador, disminuye la temperatura ambiental o aumenta la temperatura de sobrecalentamiento del evaporador.

Los fluidos que tenían peor rendimiento energético tienen un flujo de destrucción de exergía mayor, como son el isobutano, n-butano y el n-octano.

Esto sucede porque la diferencia de temperaturas en el evaporador conlleva mayores pérdidas exergéticas, y eso recae en menor trabajo producido en la turbina.

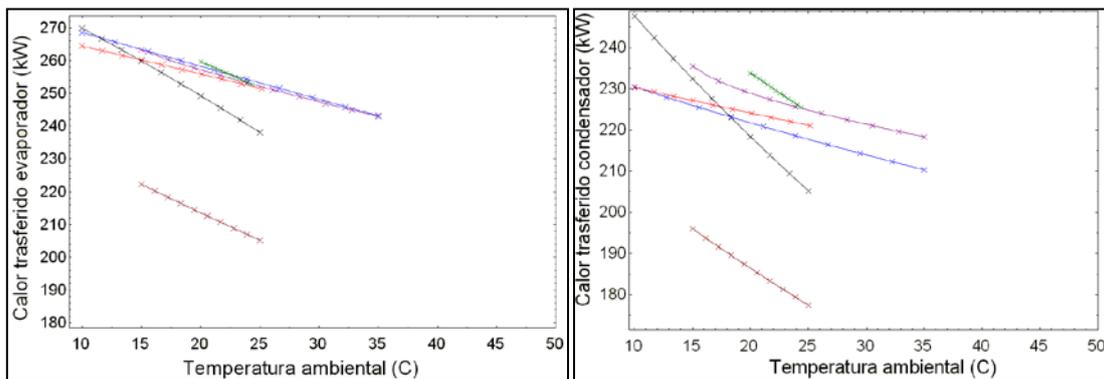
Variar la temperatura de sobrecalentamiento produce poco cambio en el flujo de destrucción de exergía. Si aumenta, el flujo de exergía disminuye.

## Capítulo 5. Análisis de resultados



**Fig 27. Relación entre el flujo de exergía destruida y la temperatura de sobrecalentamiento**

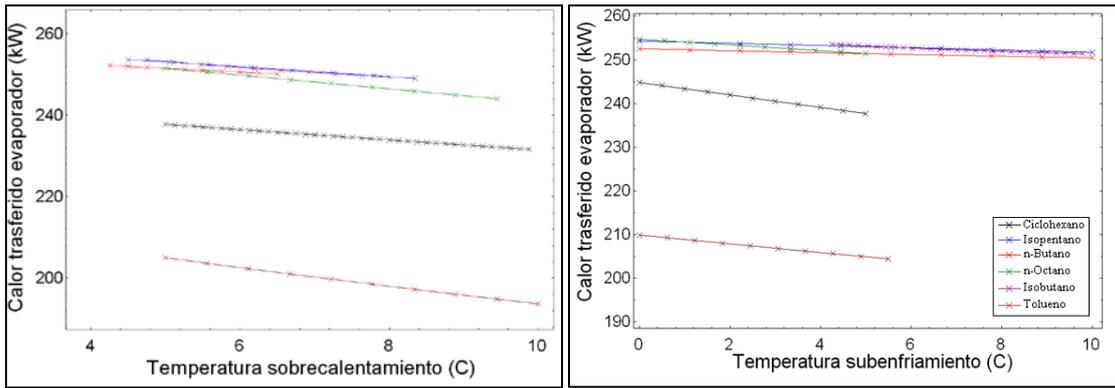
Es también importante el análisis de los intercambiadores de calor.



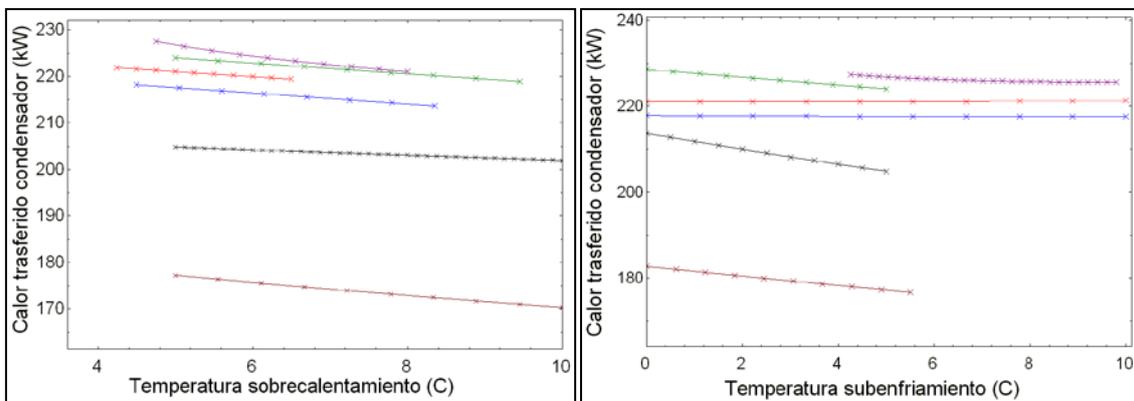
**Fig 28. Relación entre el calor cedido en el evaporador y condensador con la temperatura ambiental**

El calor cedido por el flujo de gases calientes en el evaporador aumenta conforme aumenta la temperatura del foco caliente o si hay mayor flujo másico, ya que hay más flujo entálpico disponible en la fuente. En la figura 28, al aumentar la temperatura ambiente, el fluido de trabajo entra con más temperatura en el evaporador y requiere de menos calor. Aumentar la temperatura de sobrecalentamiento o la de subenfriamiento disminuye el calor intercambiado tanto en el evaporador como en el condensador. Una relación similar sufre el calor eliminado por el condensador al medio ambiente. Se comprueba en los resultados expuestos en las figuras 29 y 30.

## Capítulo 5. Análisis de resultados



**Fig 29. Relación entre el calor transferido al evaporador y las temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento**



**Fig 30. Relación entre el calor transferido al medio desde el condensador y las temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento**

El flujo másico aumenta cuando aumenta el flujo de gases residuales o la temperatura de dichos gases. Al aumentar la temperatura ambiente, el flujo másico se reduce, excepto en los casos de isobutano y n-butano, como se aprecia en la figura 31. Aumentar las temperaturas de sobrecalentamiento o de subenfriamiento reduce el flujo másico de fluido de trabajo, como se ve en la figura 32, aunque en el caso de la temperatura de subenfriamiento, la variación es menor.

## Capítulo 5. Análisis de resultados

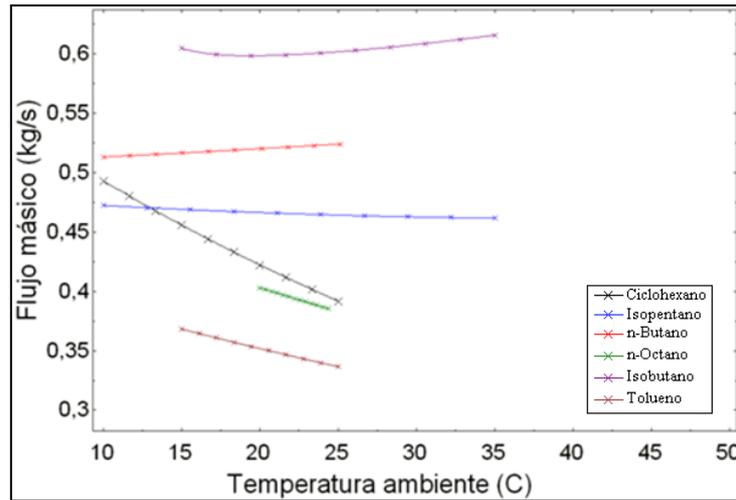


Fig 31. Relación entre el flujo másico y la temperatura ambiente

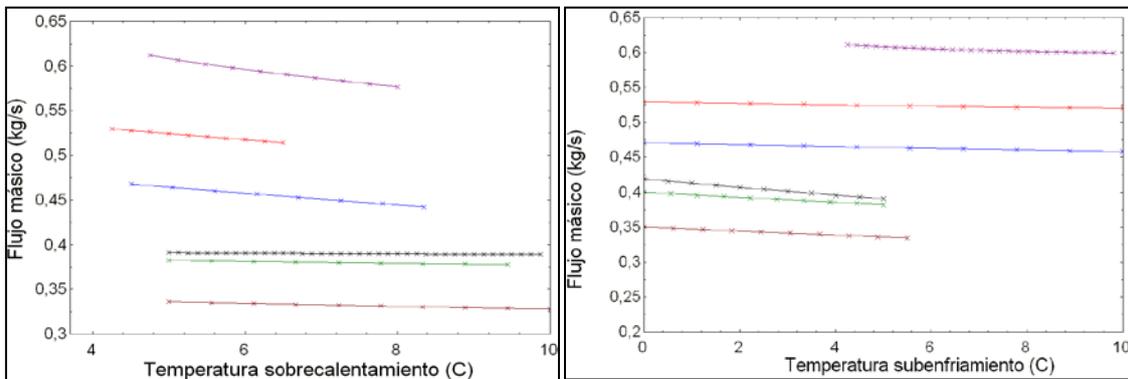


Fig 32. Relación entre las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento y el flujo másico

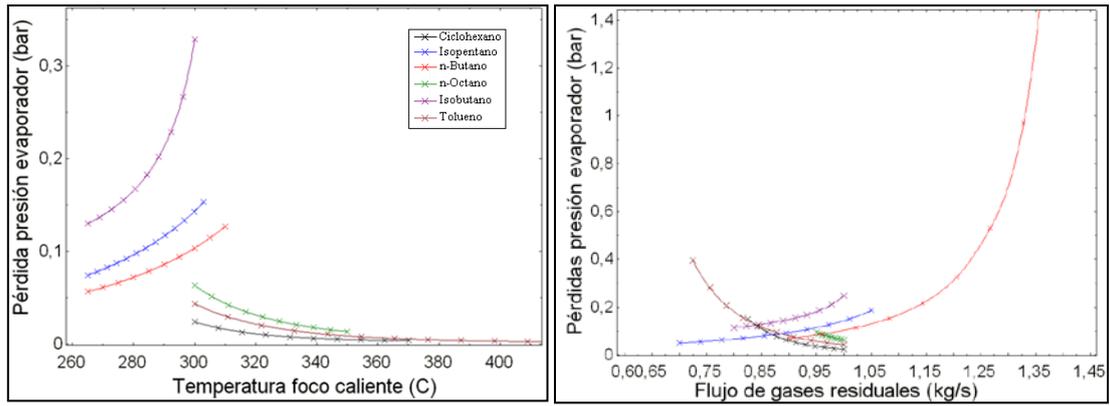
La caída de presión en el evaporador depende fundamentalmente de la temperatura media en el evaporador, del flujo másico del fluido de trabajo y de la cinética del fluido.

Además las propiedades viscosas del propio fluido influyen mucho en las pérdidas.

Las pérdidas de cargas disminuyen conforme la temperatura del foco caliente aumenta para el tolueno, n-octano y ciclohexano, porque disminuye mucho la viscosidad en el evaporador y la velocidad del flujo es baja gracias a la geometría escogida. Sin embargo, el isobutano, n-butano y n-pentano sufren el proceso contrario debido a que las velocidades a las que fluyen son mucho más importantes. También sucede lo mismo con el flujo de gases, y en el caso del n-butano estas se acentúan enormemente cuando aumenta un 30% el flujo de gases residuales.

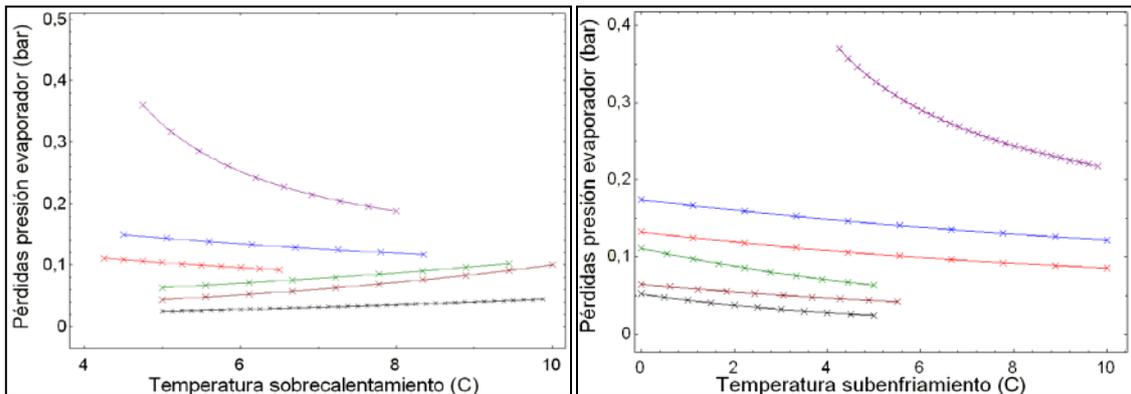
Esto se aprecia en la figura 33.

## Capítulo 5. Análisis de resultados



**Fig 33. Pérdidas de presión en el evaporador vs Tº del foco caliente y flujo gases residuales**

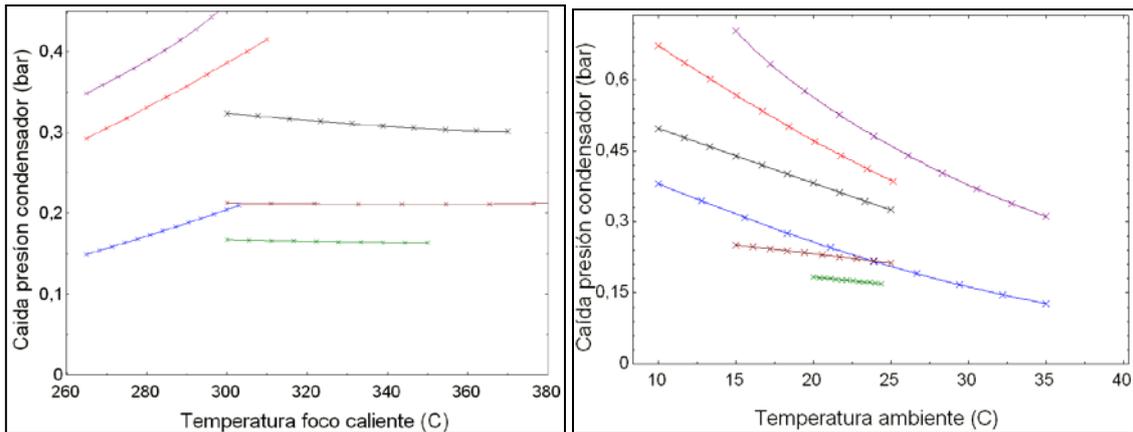
Cuando se aumenta las temperaturas de sobrecalentamiento, aumenta las pérdidas de carga únicamente para los fluidos tolueno, n-octano y ciclohexano. Si aumenta la temperatura de subenfriamiento o la temperatura ambiental, la tendencia general es que disminuyen las pérdidas de carga, porque aumenta la temperatura media en el condensador en la interfase que reduce las pérdidas de carga debidas a fricción.



**Fig 34. Pérdidas de presión en el evaporador respecto a la variación de las temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento**

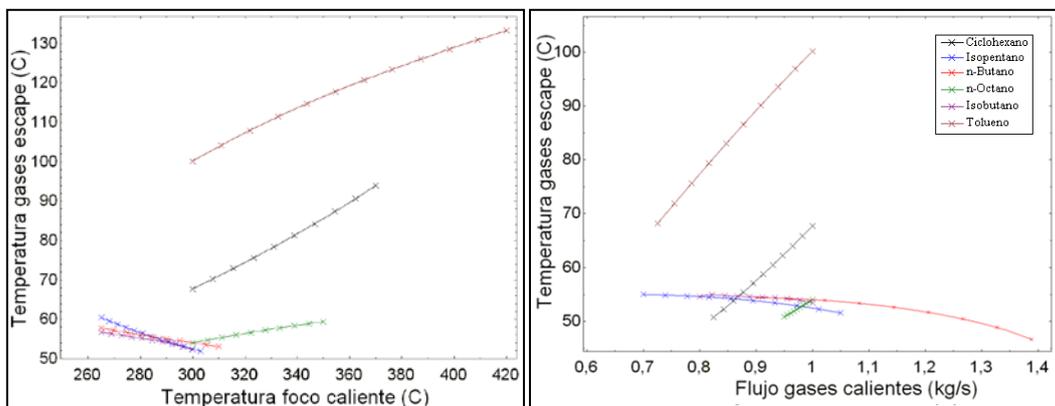
En el condensador, el aumento de la temperatura del foco caliente influye menormente en las pérdidas de carga, que tienden a aumentar sus pérdidas para el caso del n-pentano, isobutano y n-butano, debido a que aumenta sensiblemente la zona destinada a enfriar la zona sobrecalentada, pero todo lo contrario para el resto de fluidos. Lo mismo sucede con el aumento del flujo de gases calientes en el foco de calor. El aumento de la temperatura ambiente genera menores pérdidas de carga, ya que la viscosidad del fluido disminuye conforme aumenta la temperatura, y lo mismo sucede cuando aumenta la temperatura de subenfriamiento, que se eleva la temperatura media de intercambio de calor. Aumentar la temperatura de sobrecalentamiento por el contrario aumenta las pérdidas de carga debidas a pérdidas cinéticas en la zona sobrecalentada.

## Capítulo 5. Análisis de resultados



**Fig 35. Caída de presión en el condensador en función de la temperatura del foco caliente y la temperatura ambiente**

Por último, queda analizar como varía la temperatura de los gases calientes cuando se varían los parámetros anteriores. La figura 36 muestra los resultados. La temperatura de los gases calientes es una buena medida del calor que el ciclo es capaz de absorber a los gases residuales. Aumentar la temperatura del foco caliente aumenta la temperatura de los gases de escape, porque el ciclo no es capaz de aumentar el flujo másico lo suficiente por la limitación que imponen el evaporador y el condensador. En el caso del isobutano, n-butano y n-pentano, el efecto es el contrario.



**Fig 36. Temperatura de los gases de escape respecto a las temperaturas ambiental y de foco caliente**

Lo mismo sucede cuando aumenta el flujo de gases residuales, la potencia calorífica del evaporador no es suficiente para absorber el calor producido. Es evidente que el evaporador absorbe menos calor conforme aumenta la temperatura ambiente, ya que aumenta la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del evaporador. Por el contrario, aumentar la temperatura de sobrecalentamiento hace que el evaporador extraiga más calor de los gases de escape y por tanto disminuya su temperatura, y lo mismo sucede con la temperatura de subenfriamiento.

### 5.2 CONCLUSIONES

El ciclo ORC es una opción adecuada para obtener potencia a baja temperatura, ya que emplea equipos pequeños, altamente estudiados y de fácil implementación. Además lo hace especialmente interesante para aprovechar energías renovables o para incluirlo en ciclos modernos como la trigeneración con células de combustible o desalinización solar.

Seleccionar el fluido adecuado requiere de un estudio en profundidad, teniendo en cuenta todas las posibles implicaciones económicas y técnicas.

Del análisis de los resultados obtenidos se tiene que:

El n-octano tiene un volumen específico mucho mayor que el resto de fluidos, que lo hace menos útil, ya que necesita equipos más voluminosos. Además, su temperatura de autoignición a 220 °C en presencia de oxígeno lo hace potencialmente peligroso para este ciclo, en caso de que el foco aumentase su temperatura.

Conforme aumenta la temperatura del foco de calor, más adecuado es el empleo de fluidos con elevada temperatura crítica porque el fluido de trabajo se ajusta mejor al perfil de temperaturas mediante la elevación de la temperatura de evaporización y disminuyendo las irreversibilidades en el proceso de evaporación. El ciclo ORC mejora de rendimiento, desarrolla más trabajo y disminuyen las pérdidas en los intercambiadores de calor.

Si la temperatura del foco caliente es lo suficientemente elevada o el flujo de los gases residuales sea considerable, debe estudiarse la posibilidad de incluir un regenerador seco para mejorar el rendimiento del ciclo ORC o de emplearse la cogeneración en el caso de que se precise agua caliente.

Con respecto a los fluidos de trabajo, emplear fluidos con baja entalpía de evaporización mejora el rendimiento del ciclo porque se reducen las pérdidas debidas a irreversibilidades durante el proceso de intercambio de calor.

La forma de la curva de vapor saturado del fluido de trabajo en el diagrama T-s influye en el comportamiento del ciclo. Si la curva es de pendiente positiva (fluido seco), el fluido requiere de un condensador más grande para evacuar calor y un fluido de pendiente negativa (fluido húmedo) necesita ser sobrecalentado, mientras que uno isoentrópico se encuentra en una situación intermedia.

En este estudio se pone de manifiesto que el isopentano y el ciclohexano son los fluidos más adecuados en este estudio, porque son los que mejor rendimiento y mayor potencia proporcionan en el sistema. Sin embargo, conforme aumenta la temperatura del foco caliente, el ciclohexano y el tolueno son los mejores fluidos de trabajo. A la misma conclusión llegó Chacartegui [27], con temperatura de foco caliente similar a este trabajo, aunque con flujos de gases residuales mayores.

En los ciclos que utilizan fluidos secos, un aumento de las temperaturas de sobrecalentamiento provoca valores de trabajo menores.

El aumento del subenfriamiento disminuye el trabajo conseguido por el ciclo, pero sin embargo es necesario para asegurar el buen funcionamiento del ciclo y reducir las pérdidas de carga en los intercambiadores.

## Capítulo 5. Análisis de resultados

---

Con fuentes de calor residuales, no es siempre adecuado aumentar la presión de evaporización, ya que el ciclo ORC en vez de exhaurir más la fuente de calor reduce drásticamente el flujo másico de trabajo y reduce su capacidad de producción de trabajo útil. Esto se observa en las gráficas 15 y 16 de los anexos.

Disminuir la presión en el condensador o reducir la temperatura de subenfriamiento produce más pérdidas de carga en dicho equipo y puede reducir el trabajo útil final del ciclo.

La geometría de los intercambiadores de calor limita enormemente el rango de trabajo del ciclo, por lo que es muy importante optimizarlos adecuadamente.

Se debe mejorar la eficiencia de la turbina para extraer más potencia útil. Actualmente no existe oferta de turbinas rotativas de menos de 150 kW, y las que rondan estos valores tienen rendimientos isoentrópicos muy bajos.

La inclusión de este ciclo como un ciclo en cola proporciona más trabajo al sistema, disminuyendo el consumo de combustible, emisiones de gases como el CO o el NO<sub>x</sub>, reduce la contaminación de origen térmico y revaloriza las fuentes de calor residuales. También mejora el rendimiento del sistema en el que se acopla y hace los hace más atractivos que otros equipos de obtención de potencia.

Cuando la temperatura de los gases exhaustados en la turbina del ciclo ORC es muy elevada, o el flujo másico sea considerable, debe estudiarse la posibilidad de incluir un regenerador seco para mejorar el rendimiento del ciclo y el trabajo producido o de emplear la cogeneración si se precisa en la industria agua caliente.

