

EFICIENCIA ENERGÉTICA

R. Ferreiro-Garcia, J. Romero-Gómez, M. Romero-Gómez y A. DeMiguel-Catoira

EL EFECTO POSITIVO DE LAS CONDICIONES DE CONDENSACIÓN CUASI-CRÍTICAS APLICADAS A CICLOS **RANKINE**

Ramón Ferreiro-García Dr. Ingeniero Marino Javier Romero-Gómez. Ingeniero Marino Manuel Romero-Gómez Alberto DeMiguel-Catoira

Ingeniero Marino Ingeniero Marino

Universidad de La Coruña. Dpto. Ingeniería Industrial. ETSNM, Paseo de Ronda, 51–15011 A Coruña. Tfno: +34 981167000. ferreiro@udc.es;

Recibido: 30/ago/2012 -- Aceptado: 6/nov/2012 - DOI: http://www.dx.doi.org/10.6036/ES101

THE POSITIVE EFFECT OF OUASI-CRITICAL CONDENSATION CONDITIONS APPLIED ON RANKINE CYCLES.

ABSTRACT:

The aim of this study is to improve the cycle efficiency by associating the improvements based on: (a) reducing energy losses in the heat rejection part of the cycle by contributing with the association of the concepts of condensation under quasi-critical pressure and temperature at ambient temperature, (b) residual heat recovery by regeneration and (c) properly chosen working fluids where carbon dioxide, ethane and xenon are considered under a criterion that obeys to the fact that they can be condensed at ambient temperature. The research compares several organic working fluids such as ethane xenon and carbon dioxide, operating under the proposed trans-critical Rankine cycle structures, which renders interesting thermal efficiencies.

Key Words: Rankine cycle, Regeneration, thermal efficiency, condensation guasi-critical.

RESUMEN:

Se tiene como objetivo la mejora de la eficiencia térmica del ciclo Rankine mediante la asociación de mejoras basadas en: (a), la reducción de pérdidas energéticas en el condensador por realizarse la condensación en condiciones cuasi-críticas, (b), recuperación de la energía residual mediante regeneración y (c), elección de fluidos de trabajo adecuados, en donde se ha tomado en consideración el dióxido de carbono, el etano y el xenón para los que la condensación en condiciones cuasi-críticas es llevada a cabo a temperatura ambiente. En el estudio propuesto se comparan los citados fluidos, operando bajo diversas estructuras del ciclo Rankine en condiciones transcríticas con elevada eficiencia térmica.

Palabras Clave: Ciclo Rankine, Regeneración, Eficiencia térmica, Condensación cuasi-crítica.

Nomenclatura utilizada

h	entalpia específica (kJ/kg)	η1	eficiencia térmica del RC (1 turbina)	
h∟	entalpia específica (liquido saturado)	η_2	eficiencia térmica del RC (2 turbinas)	
hv	entalpia específica (vapour saturated)	ηc	efficiency de Carnot	
S	entropia específica (kJ/kg-K)	Ŵ	potencia específica (W)	
SL	entropia específica (liquido saturado)	W _{n1}	potencia específica (W) (1 turbina)	
Sv	entropia específica (vapour saturated)	W _{n2}	potencia específica (W) (2 turbinas)	
Т	temperatura (K)	Qi	flujo específico de calor de entrada (W)	
Тκ	temperatura crítica (K)	Q _{i1}	flujo específico de calor (W) (1 turbina)	
р	presión (bar)	Q _{i2}	flujo específico de calor (W) (2 turbinas)	
рк	presión crítica (bar)	Qo	flujo específico de calor de salida (W)	
λ	calor latente de condensación (kJ/kg)			
n	eficiencia térmica del RC			



1.- INTRODUCCIÓN

Las plantas térmicas convencionales que operan con combustibles fósiles, energía nuclear o solar bajo ciclos de *Rankine*, rechazan una parte importante del calor del ciclo por el condensador que es absorbido por el medio de refrigeración, lo que resulta en una notable pérdida de energía, con consecuencias negativas sobre el efecto invernadero denotado como GWP (GWP es una medida de la contribución al calentamiento global de una masa dada de un gas al cabo de 100 años). Mientras que en un ciclo *Rankine* de vapor las etapas últimas de la turbina operan en la región de cambios de fase a baja temperatura, lo que conlleva a una transferencia ineficiente de trabajo en la turbina de baja presión [1-3], en la propuesta basada en condensación cuasi-crítica a temperatura ambiente, la condensación del vapor a la temperatura de evacuación se halla en la zona de recalentado. En un ciclo *Rankine* de vapor, el condensador debe operar en vacío, y en consecuencia la eliminación de aire es esencial y obligatoria, de lo contrario la presión parcial del aire aumenta la presión total del sistema y conduce a la pérdida de potencia con un efecto nocivo sobre la eficiencia y la corrosión de diversos componentes del ciclo.

El vapor húmedo a baja presión y baja temperatura exhibe un volumen específico exagerado que requiere una instalación mayor y más pesada. Las mayores pérdidas de energía se producen en las turbinas de vapor de baja presión debido a la expansión del vapor que al ser de baja calidad [3], resulta de difícil aprovechamiento. Debido a las altas tasas de flujo volumétrico, se requiere de cuidados especiales para la elección apropiada de una turbina de baja presión [2]. Tales inconvenientes justifican la búsqueda de fluidos de trabajo alternativos. De esta manera, los resultados de la investigación del presente trabajo muestran que se pueden obtener eficiencias más elevadas que la convencional obtenida con vapor de agua como fluido de trabajo.

La mayoría de las fuentes de energía no están en principio limitadas por la temperatura a la que se puede elevar el fluido de trabajo del ciclo de generación de energía. Esto es evidente operacionalmente en los sistemas que operan con combustible fósil [4], [5] y en modernos reactores nucleares, pero es igualmente cierto para otras fuentes de energía como la energía solar: se han alcanzado temperaturas superiores a los 1000 °C con los actuales concentradores solares [6-8]. El aumento de la eficiencia de los ciclos térmicos de generación de energía elevando la temperatura superior, no está limitado por el potencial de la fuente de energía, sino por la capacidad de los materiales de ingeniería [2], [10], y dispositivos para resistir temperaturas más altas.

Se han hecho progresos a finales del pasado siglo en relación con el aumento de la temperatura superior del ciclo. Los avances recientes en las tecnologías de turbinas de vapor y materiales de alta temperatura permitieron mejoras significativas en la eficiencia. En el estado actual de la técnica, son varios los fabricantes en todo el mundo con suficiente experiencia en la construcción de turbinas de vapor USC para continuar avanzando en nuevos diseños y optimizar las tecnologías asociadas. La aplicación probada del estado del arte en estas tecnologías, asociadas al esfuerzo para optimizar eficiencias son requisitos clave de los clientes en cualquier nuevo proyecto de planta de energía convencional, incluyendo [10]:

- Optimizar el proceso de transformación de la fuente de energía,
- Aumentar el valor de los parámetros del fluido de trabajo o parámetros de vapor,
- La reducción de la presión del condensador,
- Mejorar la eficiencia interna de las turbinas de vapor (eficiencia isentrópica) y
- Minimización de irreversibilidades

Debido a las sanciones asociadas con la captura y almacenamiento del dióxido de carbono, tales mejoras son más necesarias que nunca. Los requisitos mencionados anteriormente son algunos de los resortes bien conocidos para aumentar la eficiencia global de una planta. Al elevar la temperatura por encima de los 1023 K, a presiones superiores a 35 MPa, y la presión de la bomba de alimentación de alta a unos 42 MPa, la eficiencia térmica alcanza entre el 47% y el 50%. Para que las calderas operen a temperaturas de vapor del orden de los 1023 K y presiones de 35 MPa, se utilizan super-aleaciones basadas en níquel capaces de atenuar notablemente el efecto corrosivo del agua como fluido de trabajo. Se han llevado a cabo importantes esfuerzos de investigación en aleaciones especiales para lograr las propiedades mecánicas requeridas: capacidad para soportar aproximadamente 40 MPa, a temperaturas superiores a 1143 K sin efectos corrosivos notables.



1.1.- CRITEROS CONVENCIONALES PARA MEJORAR LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE

La cantidad de energía disponible para extracción por el fluido de trabajo es dependiente de la temperatura de funcionamiento y la presión del fluido. El incremento de la diferencia entre la temperatura superior del ciclo de vapor y la temperatura inferior del ciclo determina la cantidad de energía que puede ser convertida en trabajo por la turbina de vapor, y por lo tanto la eficiencia del ciclo. Típicamente, el condensador opera a una temperatura y presión dictada por las condiciones externas tales como la temperatura de del fluido de enfriamiento, (convencionalmente agua de una torre de refrigeración). No es factible una reducción sustancial de la temperatura inferior. La única manera técnicamente alcanzable para mejorar el rendimiento del ciclo es desplazando la línea de temperatura superior hacia arriba. La temperatura del vapor está limitada por los materiales disponibles que pueden sobrevivir a temperaturas elevadas, mientras mantienen sus propiedades mecánicas [12]. La mayoría de las grandes unidades disponen de más de una etapa de recalentamiento, de tal manera que se produce el vapor de agua en el vaporizador, es sobrecalentado en un sobrecalentador, pasa a través de una porción de la turbina, se recalienta en el recalentador y luego se retorna a través del resto de la turbina. Este procedimiento aumenta la eficiencia del ciclo sin aumentar las temperaturas de vapor máximas. Las centrales térmicas convencionales que operan con combustibles fósiles se clasifican en función de la presión como sub-críticas, y recientemente como super y ultra super-críticas USC [13]. El aumento de presión de vapor influye en la eficiencia del ciclo. Asimismo permite la implementación del ciclo de doble recalentador, que proporciona una eficiencia global mas elevada.

2. ESTRATEGIA PROPUESTA PARA INCREMENTAR LA EFICIENCIA TÉRMICA

Convencionalmente se asume según [14 - 17] que la eficiencia puede ser mejorada aumentando la gama de temperaturas del ciclo, lo que requiere la maximización del trabajo neto Wn con respecto a Qi. Han sido estudiados algunos fluidos de trabajo incluyendo el dióxido de carbono como fluidos de trabajo alternativas para ciclos *Rankine* supercríticos por algunos investigadores [18-21]. Sin embargo, los resultados de investigación reportados indican cierta indiferencia.

En [22-23] se han estudiado nuevos ciclos termodinámicos basados en el ciclo de *Rankine* transcrítico utilizando CO_2 para formar un ciclo combinado de generación de energía donde la recuperación de calor de baja temperatura es efectuada mediante un ciclo *Rankine* con agua, el cual puede operar con una eficiencia del 20%.

En aras a incrementar la eficiencia térmica de las plantas de proceso en base a la combinación de técnicas no convencionales cabe tomar en consideración la posibilidad de acoplar el ciclo propuesto a fuentes de energía de alta temperatura tales como plantas nucleares de IV generación de muy alta temperatura descritas en [24], así como las termo solares híbridas, en las cuales combina la energía solar con fuentes de energía de origen fósil según se describe en [25], o las termo solares de alta temperatura según [26]. Otras configuraciones encaminadas al aprovechamiento energético de muy alta temperatura conciernen a la utilización de los calores residuales tales como las plantas descritas en [27].

En [22-23] se han estudiado nuevos ciclos termodinámicos basados en *Rankine* con energía solar utilizando CO_2 transcrítico, en los que se utiliza la energía solar y el dióxido de carbono para formar un ciclo combinado de generación de energía donde la recuperación de calor de baja temperatura es efectuada mediante un ciclo *Rankine* con agua, que rinde una eficiencia del 20%.

En este trabajo, el esfuerzo de investigación está centrado en la búsqueda de nuevas alternativas realizables que muestren que la eficiencia puede ser mejorada con la asociación de las siguientes acciones sobre el ciclo *Rankine* transcrítico, donde el dióxido de carbono juegan un papel importante:

- Transferir el calor residual procedente de evacuación de la turbina de baja presión contenido en el fluido de trabajo a la descarga de la bomba de alimentación por medio de una etapa de regeneración.
- Condensación del fluido de trabajo a presión y temperatura cuasi-crítica, que significa rechazar la mínima cantidad posible de calor al condensador.

Pag. 3 / 13



• La selección de un adecuado fluido de trabajo (orgánico o no) que se pueda condensar a temperatura ambiente como es el caso de dióxido de carbono en condiciones cuasi-críticas.

2.1.- RECUPERACIÓN DE CALOR EVACUADO POR LA TURBINA DE BAJA PRESIÓN MEDIANTE REGENERACIÓN

Idealmente, la evacuación de la turbina de baja presión en condiciones cuasi-críticas hacia el condensador implica descargar el fluido de trabajo a una presión ligeramente superior a su presión crítica. Sin embargo, el caso real es que la temperatura de escape de la turbina de baja presión es superior debido a las pérdidas inherentes a la eficiencia isentrópica y por consiguiente la cantidad de calor transferida con el fluido de trabajo al condensador debe ser recuperada por medio de un intercambiador de calor o regenerador. Tal cantidad de calor es recuperada por regeneración, retornando una parte importante del calor al fluido de trabajo después de la descarga de la bomba de alimentación como se muestra en la figura 1.



Fig. 1. Ciclo Rankine asociado con su diagrama T-s mostrando la estructura de la regeneración en modo de modo de condensación cuasi-crítico.

El esquema de este tipo de contribución se muestra en la figura 1, donde se recupera el calor rechazado por el fluido de trabajo en el lado de escape de la turbina de baja opresión (h_4-h_{4x}) por el fluido de trabajo en la descarga de la bomba de alimentación como $(h_{2x}-h_2)$.

Aunque la regeneración es un medio convencional para aumentar la eficiencia del ciclo Rankine, en este caso la regeneración se ubica después de la turbina de baja presión y antes del condensador, lo cual no es lo típico en ciclos Rankine. Esta contribución es relevante para mejora de la eficiencia cuando se asocia al hecho de aplicar condensación en condiciones cuasi-críticas con los fluidos de trabajo elegidos.

2.2.- MINIMIZACIÓN DEL CALOR LATENTE DE CONDENSACIÓN

En esta sección, se describe el efecto del diseño del ciclo *Rankine* caracterizado por la fase de condensación de los fluidos de trabajo a una temperatura y presión aproximas al punto crítico. Por lo tanto, se toma en consideración la siguiente proposición basada en conocimiento experimental o heurístico: "El calor latente de condensación puede ser reducido y en consecuencia, el calor rechazado hacia el condensador al conseguir condiciones de condensación cuasicríticas a temperatura ambiente, para lo cual la presión se aproximará a la presión crítica mientras que el temperatura ambiente está ligeramente por debajo de la temperatura crítica".



(1)

De acuerdo con la curva de saturación del fluido de trabajo considerado, Δs se acerca al valor mínimo de $T_L \approx T_V \approx T_K$, ya que para T = T_K,

$$\lambda = h_V - h_L = T.(s_V - s_L) \approx 0.$$

La temperatura preferida para el cambio de fase es T_{K} - ε , denotado como "*temperatura cuasi-crítica*", donde ε es un valor experimental positivo tal que 5 < ε <8 (para el xenón, etano y dióxido de carbono) el cual depende de las características del fluido de trabajo.

En consecuencia, para esta temperatura se deduce que a la presión critica p_K , y su temperatura cuasi-crítica T_{K} - ε , el calor latente de de condensación $\lambda(T_{K}$ - $\varepsilon)$ se expresa como

$$\lambda(T-\varepsilon) \equiv f(h_{L}(T-\varepsilon)) - f(h_{V}(T-\varepsilon))$$
⁽²⁾

Admitiendo un ciclo *Rankine* regenerativo dotado con la etapa de regeneración después del escape de la turbina de baja presión como se muestra en la Figura 1 (izquierda), el calor rechazado se denota como $Qo = (h_{4x}-h_1)$. Por lo tanto la cantidad de energía perdida en el ciclo es el calor cedido al condensador más el trabajo de la bomba (h₂-h₁), que se define como

$$Q_{LOST} = (h_{4x} - h_1) + (h_2 - h_1) = h_{4x} + h_2 - 2h_1$$
(3)

El objetivo de mejorar la eficiencia nos conducirá a la minimización de la energía perdida por el establecimiento de una presión de evacuación de la turbina de baja presión tal que $T_1 = T_K - \varepsilon$.

En la figura 1 (derecha) se muestra el diagrama T-s de un ciclo *Rankine* cuasi-crítico de dos unidades de turbina en el que se muestran el estado de los puntos más representativos del ciclo posteriormente considerados por medio de un estudio del caso. La eficiencia de ciclo Rankine de condensación cuasi-crítica se obtiene de la siguiente manera:

El flujo específico de calor suministrado al ciclo Qi para una única unidad de turbina se define como

$$Q_{i1} = (h_3 - h_{2x}) \tag{4}$$

El flujo específico de calor suministrado al ciclo Qi para dos unidades de turbina se define como

$$Q_{i2} = (h_3 - h_{2x}) - (h_{3b} - h_{3a})$$
(5)
El flujo específico de calor rechazado por el ciclo *Qo* se define como
$$Q_o = (h_{4x} - h_1)$$
(6)

El trabajo neto específico para un ciclo Rankine de turbina única unidad se define como

$$W_{n1} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \tag{7}$$

El trabajo neto específico para un ciclo de Rankine dos unidades de turbina se define como $W_{n2} = (h_3 - h_{3a}) + (h_{3b} - h_4) - (h_2 - h_1)$ (8)

La eficiencia térmica del ciclo para una única turbina se define como

$$\eta_1 = \frac{W_{n1}}{Q_{i1}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_{2x})}$$
(9)



La eficiencia del ciclo térmico para dos turbinas se define como

$$\eta_2 = \frac{W_{n2}}{Q_{i2}} = \frac{(h_3 - h_{3a}) + (h_{3b} - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_{2x}) - (h_{3b} - h_{3a})}$$
(10)

Según el diagrama T-s mostrado en la figura 2, con el fin de satisfacer la primera y segunda ley de la termodinámica se deben cumplir las siguientes condiciones considerando las irreversibilidades insignificantes.

Condiciones requeridas por el primer principio:

$$(h_4 - h_{4x}) = (h_{2x} - h_2)$$
(11)

Condiciones requeridas por el segundo principio:

$$T_{4x} \ge T_2 \tag{12}$$

$$T_4 \ge T_{2x} \tag{13}$$

$$T_4 \ge T_{4x} \tag{14}$$

$$T_{2x} \ge T_2 \tag{15}$$

En la búsqueda de la máxima eficiencia térmica alcanzable, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones: según las expresiones (9) y (10), la máxima eficiencia del ciclo térmico implica mínimo Qi, lo que significa h_{2X} máximo y mínimo h_{4x} . De acuerdo con la información proporcionada por la figura 2, el ciclo debe satisfacer la condición de la expresión (12). En consecuencia, el valor mínimo para h_{4x} (la entalpía a temperatura T_{4x}) es h_2 , (la entalpía a la temperatura T_2). Sin embargo, los requisitos para la realización práctica exigen una diferencia de temperatura de al menos 20 grados con el fin de permitir un flujo de transferencia de calor aceptable. Como consecuencia de esta restricción, un compromiso debe existir entre la diferencia de temperatura mencionada y el flujo de transferencia de calor que sin duda influye en el tamaño de los intercambiadores de calor y especialmente en el tamaño del regenerador de la planta.

2.3.- LA SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO APROPIADO Y DISPONIBLE

El criterio para la selección del fluido de trabajo aplicable al ciclo *Rankine* propuesto obedece a las propiedades físicas de condensación [24]. El objetivo es que el fluido de trabajo elegido pueda ser condensado en condiciones cuasi-críticas y a temperatura ambiente, con objeto de que pueda ser condensado con los medios de enfriamiento disponibles. Solamente unos cuantos fluidos cumplen tal propiedad, y entre ellos solamente los mostrados en la Tabla 1 son aptos para operar como fluidos de trabajo en condiciones transcríticas a altas presiones y temperaturas en comparación con los fluidos orgánicos convencionales.

Fluido de trabajo	p crítica p _k (bar)	T critical T _k (K)	T mínima (K)	Punto ebullición (K)	T máxima (K)	T ambient (K)
CO ₂	73.77	304.13	216.6	194.75	2000	290-310
Ethane	48.5	305.3	90.36	184.57	675	290-310
Xenon	58.42	289.73	161.41	165	750	285-310

 Tabla 1: Características de los fluidos de trabajo que satisfacen la condenación en condiciones cuasi-críticas a temperatura ambiente.

La Tabla 1 muestra que los tres fluidos seleccionados tienen en común la temperatura de condensación que está en torno a la temperatura ambiente y está próxima a sus respectivas temperaturas críticas.



3. ESTUDIO DE UN CASO: CICLO RANKINE DE SIMPLE Y DOBLE TURBINA BAJO CONDENSACIÓN EN CONDICIONES CUASI-CRÍTICAS CON DIÓXIDO DE CARBONO, ETANO Y XENÓN

Sobre la base de las características cuasi-críticas de condensación de la planta (presión de evacuación de la turbina de baja presión próxima a la crítica, que implica turbinas de muy bajo volumen), la estructura resultante es razonablemente compacta (bajo volumen y peso, lo que implica irreversibilidades bajas). En estas condiciones la eficiencia de la bomba de alimentación se ha estimado en 0,8, la eficiencia isentrópica de las turbinas es de 0,9 y las irreversibilidades se desprecian debido a su irrelevancia en la estructura compacta de tales plantas. La base de datos utilizada en el modelado del ciclo se menciona en [24]. Esta publicación proporciona las propiedades físicas y termodinámicas de los fluidos estudiados disponiendo de software comercial (REFPROP) cuya biblioteca hace uso de las correlaciones de *Helmholtz* para determinar las propiedades del fluido. Esta herramienta se puede utilizar con *FORTRAN*, C + +, *Delphi*, *Visual Basic, Matlab, LabView* y código Excel mediante archivos DLL. En esta aplicación, se vinculan aplicaciones de Excel a funciones de propiedades de los fluidos considerados en REFPROP.

Los fluidos de trabajo seleccionadas (dióxido de carbono, xenón y etano) se investigaron como los únicos candidatos aptos y disponibles para operar bajo condiciones cuasi-críticas a temperatura ambiente. Así, el primer fluido de trabajo propuesto para el caso en estudio es el dióxido de carbono. Se ha computado la eficiencia térmica y potencia específica para varias temperaturas superiores (temperaturas de entrada a la turbina, TIT) del ciclo Rankine (750 K, 1000 K, 1143 K y K 1300). Los estados destacables del ciclo se muestran en las Tablas 1 y 2 del apéndice 1 para los ciclos de una y dos turbinas. Los resultados del análisis de estos ciclos *Rankine* nos proporcionan los rendimientos térmicos y las potencias específicas mostrados en la Tabla 2.

TIT (K)	750	1000	1143	1300
$\eta_1(\%)$	36.48	46.98	51.34	55.29
$\eta_2(\%)$	45.4	55.37	59.42	63.03
$W_{n1}(kW/kg)$	152.77	235.7	280.6	328.85
$W_{n2}(kW/kg)$	173.85	259.37	306.08	356.48

Tabla 2: Resumen de las eficiencias térmicas y trabajos específicos en función de TIT para el dióxido de carbono como fluido de trabajo.

El siguiente fluido de trabajo tomado en consideración es el xenón el cual soporta una temperatura máxima próxima a los 750 K para el ciclo *Rankine* de simple y doble turbina (Tablas 3-4 del apéndice 1). Finalmente se estudia el etano como fluido de trabajo a su temperatura máxima admisible de 675 K (Tablas 5-6 del apéndice 1). En la Tabla 3 se muestran la eficiencia térmica y potencias específicas para los ciclos estudiados con xenón y etano como fluidos de trabajo.

	Xenon	Ethane
T1 (K)	282	300
TIT (K)	750	675
$\eta_1(\%)$	35.1	35.9
$\eta_2(\%)$	42.11	38.43
Wn1 (kW/kg)	35.56	213.17
Wn2 (kW/kg)	49.95	237.55

Tabla 3: Resumen de las eficiencias térmicas y trabajos específicos para el xenón y etano como fluidos de trabajo

fluido	TIT (K)	T1 (K)	η _c	η_1	% η _{c1}	η_2	$\% \eta_{c2}$
C_2H_6	675	300	55.55	35.9	64.6	38.43	69.17
Xe	750	282	62.4	35.1	56.25	42.11	67.48
CO ₂	750	295	60.66	36.48	60.13	45.4	74.83



EFICIENCIA ENERGÉTICA

R. Ferreiro-Garcia, J. Romero-Gómez, M. Romero-Gómez y A. DeMiguel-Catoira

" 1143 295 74.19 51.34 69.2 59.42 80.1 " 1300 295 77.3 55.29 71.51 63.03 81.53	"	1000	295	70.5	46.98	66.63	55.37	78.53
" 1300 295 77.3 55.29 71.51 63.03 81.53	"	1143	295	74.19	51.34	69.2	59.42	80.1
	"	1300	295	77.3	55.29	71.51	63.03	81.53

Tabla 4: Resumen de las eficiencias térmicas para etano, xenón y dióxido de carbono

3.1.- DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como se muestra en la Tabla 4, para el etano, xenón y dióxido de carbono como fluidos de trabajo, las eficiencias térmicas experimentan una fuerte dependencia de las temperaturas superiores TIT del ciclo puesto que la temperatura de fondo del ciclo se determina por el entorno local asociada a la temperatura crítica de cada trabajo fluido.

De acuerdo con los resultados mostrados en la Tabla 4, la comparación de la eficiencia térmica de los ciclos estudiados operando con etano xenón y dióxido de carbono en función de las temperaturas del ciclo TIT significa que el uso de doble turbina proporciona mayor eficiencia que el ciclo de turbina única para los casos considerados. Teniendo en cuenta que la temperatura superior del ciclo de etano y xenón es más bien limitada a un valor relativamente bajo (675 K y 750 K), su utilidad queda reducida a los ciclos combinados. Sin embargo, aún a estas temperaturas el ciclo de dióxido de carbono es más eficiente que el xenón o etano, por lo que la utilización de éstos frente al dióxido de carbono es claramente descartable.

En consecuencia, a juzgar por los resultados mostrados en la tabla 4, los ciclos de *Rankine* más eficientes corresponden al dióxido de carbono, que tiene bajo coste, no es corrosivo a altas temperaturas, y da lugar a plantas poco voluminosas y consecuentemente más compactas. Por consiguiente, la explotación de las centrales eléctricas con dióxido de carbono como fluido de trabajo en virtud del ciclo *Rankine* tiene algunas ventajas sobre el etano y el xenón. Adicionalmente el etano es un fluido explosivo en contacto con el aire y el xenón resulta caro a escala industrial con el inconveniente añadido de la acción oxidante de sus compuestos al entrar en contacto con el oxígeno. Mayores temperaturas de operación al utilizar dióxido de carbono nos permiten lograr mayores eficiencias y mayores potencias específicas. Así para alcanzar eficiencias térmicas del 63% se requiere de una fuente de calor (basada en concentradores solares de torre o concentrador parabólico) para proporcionar temperaturas en torno a los 1300 K, o alternativamente fuentes de energía de combustible fósil como el gas natural o la energía nuclear proporcionada por reactores de cuarta generación. Sin embargo, a temperaturas en torno a los 1143 K que son alcanzables en el estado actual de las tecnologías más avanzadas, se obtiene aún el 60% de eficiencia térmica.

4. CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados esperados, la eficiencia térmica es incrementada fundamentalmente por la asociación de varias mejoras técnicas específicas del ciclo de *Rankine* de agua, así como del ciclo de *Rankine* orgánico en combinación con los fluidos orgánicos de trabajo seleccionados. Como resultado se tiene que la eficiencia del ciclo ha mejorado debido a la contribución aportada por la asociación de las siguientes acciones:

- Regeneración inherente, lo que significa evitar la disipación de energía.
- Presión de condensación cuasi-crítica a temperatura de condensación ambiente, lo cual significa la mínima cantidad posible de calor latente rechazo por el condensador.
- La selección de un adecuado fluido de trabajo orgánico o no, capaz de ser condensado a temperatura ambiente y presión cuasi-crítica.

Como se muestra en los resultados, el rendimiento térmico es significativamente mayor en comparación con las mejoras de ciclo Rankine convencionales.

La aplicación de las técnicas propuestas para incrementar la eficiencia térmica requiere el diseño de condensadores de alta presión y turbinas de contrapresión.



Aparte del hecho de contribuir a la reducción del uso masivo de combustibles fósiles por la ganancia de eficiencia térmica, esta ventaja está asociada a la reducción del calentamiento global, así como a atenuación de la destrucción de ozono. Asimismo, esta técnica conlleva las ventajas siguientes:

Reducción de peso planta. Esto es debido a la menor disipación de calor y las presiones ultra-supercríticas, lo que significa evitar infraestructuras de refrigeración con la reducción de los volúmenes de equipos de la planta y su peso.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Luby P. "Supercritical systems. Recent trends in a market sector that has seen dramatic changes in the last ten years". Modern Power Systems. August 2007. Vol. 23. issue 8. P. 27-34.
- [2] Fernández FJ, Prieto MM, Suárez I. "Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids". Original Research Article, Energy, August 2011. Vol. 36. Issue 8. p. 5239-5249. http://dx.doi:10.1016/j.energy.2011.06.028;
- [3] Lee K, Kuo S, Chien M, Shih Y. "Parameters analysis on organic Rankine cycle energy recovery system". Energy Conversion and Management. February 1988. Vol. 28 issue 2. p. 129-136. http://dx.doi.org/10.1016/0196-8904(88)90038-6.
- [4] Gu Z, Sato H. "Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation" Energy Conversión and Management December 2001. Vol. 42 issue 12. p. 1409-1416..
- [5] Noam L. "Advanced Energy Conversion to Power". Energy Conversion and Management. July-September 1997. Vol. 38 issue (10-13). p. 941-955.
- [6] Yamaguchi H, Zhang XR, Fujima K et al. "A solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO2". Applied Thermal Engineering. December 2006. Vol. 26 issue(17-18). P. 2345-2354.
 - http://dx.doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.02.029.
- [7] Yamada N, Hoshi A and Ikegami Y. "Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant". Renewable Energy. July 2009. Vol. 34 issue 7. p. 1752-1758.
- http://dx.doi:10.1016/j.renene.2008.12.028.
- [8] Wang XD, Zhao L, Wang JL, et al. "Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa". Solar Energy. March 2010. Vol. 84 issue 3. p. 353-364. http://dx.doi:10.1016/j.solener.2009.11.004.
- [9] Tancret F, Sourmail T, Yescas MA et al. "Design of a creep resistant nickel base superalloy for power plant applications: Part 3-Experimental results". Materials Science and Technology. March 2003. Vol.19 issue 3. p. 296–302. http://dx.doi.org/10.1179/026708303225009805.
- [10] Zhaolin Gu, Haruki Sato. "Performance of supercritical cycles for geothermal binary design". Energy Conversion and Management. May 2002. Vol 43 issue 7. p. 961-971.
- [11] Lior N, Zhang N. "Energy, exergy, and Second Law performance criteria". Energy. April 2007. Vol. 32 issue 4. p. 281–296. http://dx.doi:10.1016/j.energy.2006.01.019.
- [12] Jørgen Bugge, Sven Kjær, Rudolph Blum. "High-efficiency coal-fired power plants development and perspectives". Energy. August 2006. Vol. 31 issue (10-11). p. 1437-1445.
- http://dx.doi:10.1016/j.energy.2005.05.025.
- [13] Noam Lior. "Thoughts about future power generation systems and the role of exergy analysis in their development". Energy Conversion and Management. June-August 2002. Vol. 43 issue (9-12). P. 1187-1198.
- [14] Hung TC, Shai TY, Wang SK. "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat". Energy. July 1997. Vol. 22 issue 7. p. 661-667.
- [15] Madhawa Hettiarachchi HD, Mihajlo G, William M Worek, Yasuyuki I. "Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low temperature geothermal heat sources". Energy. September 2007. Vol. 32 issue 9. p. 1698-706. http://dx.doi:10.1016/j.energy.2007.01.005.
- [16] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery". Energy Conversion and Management. April 2007. Vol. 48 issue 4. p. 1113-1119.
- http://dx.doi:10.1016/j.enconman.2006.10.020. [17] Schuster A, Karellas S, Aumann R. "Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles". Energy, February 2010. Vol. 35 issue 2. 1033-1039.
- http://dx.doi:10.1016/j.energy.2009.06.019.
- [18] Chen Y, Lundqvist P, Platell P. "Theoretical research of carbon dioxide power cycle application in automobile industry to reduce vehicle's fuel consumption". Applied Thermal Engineering. October 2005. Vol. 25 issue (14-15). p. 041-2053. http://dx.doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.02.001.
- [19] Ferreiro-Garcia R. "Efficiency enhancement of combined cycles by suitable working fluids and operating conditions". Applied Thermal Engineering. September 2012. Vol. 42. p. 25-33.



http://dx.doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.02.039.

- [20] Cayer E, Galanis N, Desilets M, Nesreddine H, Roy P. "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source". Applied Energy. July 2009. Vol. 86 issue (7-8). p. 1055-1063.
 - http://dx.doi:10.1016/j.apenergy.2008.09.018.
- [21] Chacartegui R, Sánchez D, Muñoz J et al. "Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants". Applied Energy October 2009. Vol. 86 (10). p. 2162-2170.
- http://dx.doi:10.1016/j.apenergy.2009.02.016.
- [22] Yamaguchi H, Zhang XR, Fujima K, Enomoto M, Sawada N. "A solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO2". Applied Thermal Engineering. December 2006. Vol. 26 issue (17-18). p. 2345-2354. http://dx.doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.02.029.
- [23] Zhang XR, Yamaguchi H, Fujima K, et al. "Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide". Energy. April 2007. Vol. 32 issue 4. p. 591-599. http://dx.doi:10.1016/j.energy.2006.07.016.
- [24] González-Romero E. "Reactores de generación IV: Camino a la sostenibilidad a largo plazo de la energía nuclear", DYNA Ingeniería e Industria, January 2012. Vol. 1 issue 1 p.[No Consta]. http://dx.doi.org/10.6036/ES1008
- [25] DelaFuente-Rodríguez JI, "Generación de energía: ISCC Ciclo combinado híbrido de Kuraymat, August 2011. Vol. 86, issue 4. p. 391-396.
- [26] Abanades-Velasco A, Bernardos-Rodríguez E, López-Paniagua I, et al. "Energía solar termoeléctrica. Tecnología y desarrollos". Octouber 2010. Vol. 85. issue 7, p. 563-574. DOI: http://dx.doi.org/10.6036/3871
- [27] Renedo-Estébanez CJ, Ortiz-Fernandez A, Perez-Remesal SF, et al. "Cogeneración mediante recuperación energética de calor de gases de escape", February 2011. Vol. 86. p 105-117.

http://dx.doi.org/10.6036/3866

[28] NIST, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version 8.0, U.S. Department of Commerce, Maryland, (2007)



APÉNDICE I. ESTADOS DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS DE LOS CASOS ESTUDIADOS

Tabla 1. Estados de un ciclo Rankine de una turbina para TIT = 750 K, 1000 K, 1143 K y 1300 K operando con dióxido de carbono.

CO2	T(K)	h(kJ/kg) 750 K	s(kJ/kg-K)	p(bar)
1	295	262.38	1.21	60
2	338	313.78	1.2407	400
3	750	929.84	2.4694	400
4	544.7	725.68	2.5119	60
4a	368	528.33		60
2x	448	511.13		400
		1000 k	<	
1	295	262.38	1.21	60
2	338	313.78	1.2407	400
3	1000	1253	2.8411	400
4	755.3	965.90	2.8841	60
4a	368	528.33		60
2x	685.47	751.35		400
		1143 k	(
1	295	262,38	1,21	60
2	338	313,78	1,2407	400
3	1143	1440,3	3,0162	400
4	874,41	1108,29	3,0591	60
4a	368	528,33		60
2x	685,47	893,74		400
		1300 k	(
1	295	262.38	1.21	60
2	338	313.78	1.2407	400
3	1300	1648.7	3.187	400
4	1004.6	1268.45	3.23	60
4a	368	528.33		60
2x	846.3	1053.90		400



CO2	Т(К)	h(kJ/kg) 750 K	s(kJ/kg-K)	p(bar)
1	295	262.38	1.21	60
2	331	313.78	1.2407	400
3	750	929.84	2.4694	400
3a	643	819.57	2.4886	160
3b	750	948.69	2.6743	160
4	641	833.71	3.6944	60
4x	325	471.44		60
2x	558	676.05		400
		1000 ł	<	
1	295	262.38	1.21	60
2	331	313.78	1.2407	400
3	1000	1253	2.8411	400
3a	783.1	1099.73	2.8607	160
3b	1000	1258.7	3.0307	160
4	868.6	1101.20	3.051	60
4x	325	471.44		60
2x	760.6	943.54		400
		1143 H	<	
1	295	262.38	1.21	60
2	331	313.78	1.2407	400
3	1143	1440.3	3.0162	400
3a	1004.1	1263.90	3.0359	160
3b	1143	1441.6	3.2016	160
4	998.15	1260.52	3.2219	60
4x	325	471.44		60
2x	884.2	1102.86		400
		1300 ł	<	
1	295	262.38	1.21	60
2	331	313.78	1.2407	400
3	1300	1648.7	3.187	400
3a	1147.5	1447.37	3.2067	160
3b	1300	1646.3	3.3694	160
4	1122.2	1439.75	3.3694	60
4x	325	471.44		60
2x	1022.3	1282.09		400

Tabla 2. Estados de un ciclo Rankine de dos turbinas para TIT = 750 K, 1000 K, 1143 K y 1300 K operando condióxido de carbono. $CO2 T(K) = h(k | k \alpha, K) p(har)$



Tabla 3. Estados de un ciclo Rankine de una turbina para TIT = 750 K operando con xenón.

Xenon	T(K)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg-K)	p(bar)
1	282	51.44	0.21845	50
2	361	74.27	0.22412	400
3	750	174.3	0.42303	400
4	366.6	115.91	0.44102	50
4a	366.6	117.18		50
2x	361	71.72		400

Tabla 4. Estados de un ciclo Rankine de dos turbinas para TIT = 750 K operando con xenón.

Xenon 1	T(K) 282	h(kJ/kg) 51.33	s(kJ/kg-K) 0.21845	p(bar) 50
2	361.1	74.28	0.21845	400
3	750	174.3	0.42303	400
3a	542.7	142.52	0.42929	170
3b	750	181.14	0.48794	170
4	485	140.02	0.49738	50
4x	380	120		50
2x	405	86		400

Tabla 5. Estados de un ciclo Rankine de una turbina para TIT = 675 K operando con etano.

Ethane	T(K)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg-K)	p(bar)
1	300	359.8	1.4334	45
2	350	477.55	1.4636	400
3	675	1521	3.574	400
4	543.7	1190.08	3.641	45
4a	370	740.4	1.544	45
2x	492	900.5	2.5	400

Tabla 6. Estados de un ciclo Rankine de dos turbinas para TIT = 675 K operando con etano.

Ethane	T(K)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg-K)	p(bar)
1	300	359.8	1.4334	45
2	350	477.55	1.4636	400
3	675	1520.8	3.5735	400
3a	604	1335.51	3.607	130
3b	675	1572	3.971	130
4	613.6	1401.98	4	45
4x	370	740.4		45
2x	561	1126		400