

COGENERACIÓN DE TRABAJO Y REFRIGERACION MEDIANTE UN CICLO BASADO EN UNA MEZCLA DE AMONIACO Y AGUA

G. Figueredo, N. Vizcaino, S. Perna, F. Benitez

GITEA Universidad Tecnológica Nacional, French 414 CP 3500 Resistencia, Argentina

Tel: +54 3722 432928. / Fax: +54 3722 432683

e.mail: grfigueredo@gmail.com

RESUMEN: Durante la última década se estudió intensamente a los ciclos termodinámicos para la producción simultánea de potencia mecánica y refrigeración, basados en mezclas binarias de amoniaco y agua. Se presenta el modelado termodinámico de un ciclo que combina un ciclo de potencia de Rankine con uno de refrigeración por absorción. Se ajustaron las presiones y concentraciones del ciclo para temperaturas de accionamiento de aproximadamente 130°C y temperaturas de disipación de calor en el absorbedor de 30°C. Se obtuvieron los parámetros de estados, caudales y flujos de energía para el dimensionamiento de la instalación y rendimientos térmicos de aproximadamente el 18%.

Palabras clave: Mezclas Binarias, Ciclo Kalina, Cogeneración.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo de ciclos termodinámicos basados en mezclas de fluidos recibió un gran empuje de A. Kalina, quien en 1984 patentó un método para generar potencia mecánica utilizando calor a temperaturas relativamente bajas. En la patente se proponen 5 alternativas diferentes, basadas en la destilación a baja presión de una mezcla de al menos dos componentes, la vaporización a alta presión de la corriente rica en el fluido más volátil mediante el aporte de calor desde una fuente a temperatura relativamente baja (aproximadamente 100°C), su expansión en una turbina y su posterior absorción en la corriente pobre que regresa desde la etapa de destilación, disipando energía al medio. (Kalina, 1984)

Según Ogriseck (2009), la primera planta geotérmica Kalina fue instalada en 1999 y comenzó a funcionar en Julio del 2000 en Husavik, al norte de Islandia. Esta planta produce aproximadamente 2MW de potencia eléctrica accionada por un caudal de agua termal de 90kg/s a 124°C. El agua abandona la planta a 80°C y se utiliza para calefacción de distrito. Las pruebas efectuadas demuestran que el ciclo Kalina en Husavik ofrece una mejora del 20 al 25% con respecto a otros ciclos de Rankine orgánicos (ORC). La primera planta geotérmica construida en Alemania basada en el ciclo Kalina se inauguró en el mayo de 2009 y consiste en una planta de 3,5MW en Unterhaching cerca de Munich en Baviera, esta alimenta con electricidad a 20.000 hogares y con calor a Unterhaching. El agua es extraída a 124°C desde un pozo de 3500 m de profundidad con un caudal de 150L/s. Otras plantas similares se están construyendo en Landau, y en Bruschsals también en Alemania.

La energía solar puede jugar un rol muy importante en la provisión de calefacción, refrigeración y electricidad para el mundo. En un análisis de los últimos desarrollos innovadores en energía solar se destacaron tres procesos: la conversión directa de energía solar a energía eléctrica mediante nano-antenas, el uso de colectores solares combinados con ciclos termodinámicos para producción de servicios y el proceso foto-catalítico de oxidación para limpieza de agua. La energía solar es una alternativa emergente para competir con los combustibles fósiles en el futuro, debiendo todavía ésta mejorar sus eficiencias y sobre todo los costos de instalación. Los ciclos termodinámicos innovadores para producción de potencia y refrigeración usando mezclas de amoniaco y agua podrían ayudar a lograr el objetivo de reducir los costos de capital de las instalaciones solares al 50% para que estas últimas sean competitivas con instalaciones basadas en combustibles fósiles. (Goswani et al 2004)

Las mezclas exhiben temperaturas de ebullición variables, lo que las hace apropiadas para ser utilizadas como fluidos de trabajo en los ciclos de potencia accionados mediante fluidos que no cambian de fase, como por ejemplo agua caliente procedente de fuentes geotérmicas o aceite térmico calentado en plantas solares. De esta forma la diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el fluido de trabajo se mantiene pequeña, reduciendo las irreversibilidades durante el proceso de transmisión de calor. La mezcla binaria de amoniaco y agua muestra características termodinámicas apropiadas como por ejemplo una elevada capacidad calorífica, además el amoniaco es relativamente barato y más amigable con el medio ambiente que otras sustancias utilizadas frecuentemente en la industria. Tamm et al (2004) proponen un ciclo termodinámico de absorción-condensación utilizando una mezcla de amoniaco-agua. Realizaron un análisis según la primera y segunda ley de la termodinámica para optimizar el rendimiento del equipo. Los resultados fueron calculados mediante un simulador y luego fueron comparados con un modelo experimental, los cuales se ajustan satisfactoriamente.

En un análisis teórico del ciclo basado en la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para la producción combinada de potencia mecánica y refrigeración se pone de manifiesto, según los resultados obtenidos, la contraposición entre la refrigeración y la generación de

energía mecánica. Cuando se tiene el mayor rendimiento térmico (refrigeración y potencia mecánica), la refrigeración es hasta 5 veces menor que su valor máximo posible (Martin y Goswami, 2006).

Xu et al (2000) proponen un ciclo termodinámico para la producción de refrigeración y potencia combinando un ciclo de Rankine con uno de refrigeración por absorción utilizando una mezcla de amoníaco-agua y comparan sus resultados con la eficiencia de un ciclo de Rankine convencional. Dicho ciclo tiene como principal objetivo la obtención de energía mecánica y cierta cantidad de refrigeración. Los cálculos realizados muestran que puede lograrse una eficiencia relativamente alta (alrededor del 20%) para una fuente de calor de alrededor de 120°C, el cual es el resultado de un equilibrio entre mayor cantidad de energía mecánica y refrigeración producidas al mismo tiempo. El sistema puede adaptarse también para producir una sola forma de energía en particular.

Existen distintas variantes al ciclo de Kalina original, las cuales permiten optimizar distintos aspectos del ciclo. Por ejemplo, Wang (2008) propone mejorar el efecto frigorífico posibilitando un cambio de fases en el enfriador. En sus estudios los ciclos de Rankine y de refrigeración por absorción operan en paralelo y solo se interconectan por la absorción, intercambio de calor y destilación. El vapor de agua prácticamente puro genera la potencia mecánica en la turbina, que opera a 25 bar y 285°C; mientras que la refrigeración se logra por la evaporación de amoníaco, logrando temperaturas de -5°C y un efecto frigorífico tres veces menor que el trabajo de la turbina. Este ciclo permite el aumento de la refrigeración con una eficiencia térmica del orden del 20% sin el problema de instalaciones complicadas y costosas; sino que presenta un sistema relativamente simple. Otra alternativa diferente es la sugerida por Wang (2009), cuya principal característica es la inclusión de un ejetor entre el rectificador y el condensador del segundo ciclo mencionado. Este permite aumentar el efecto frigorífico sin modificar demasiado las capacidades del rectificador y evaporador. Los cálculos realizados muestran que puede lograrse una eficiencia de alrededor del 21% para temperaturas de fuente de calor de 300°C. Comparándolo con el ciclo propuesto en el trabajo de Wang (2008), existe una diferencia de 20kW de potencia obtenida para el efecto frigorífico, lográndose en la turbina la misma potencia.

En el presente trabajo se analiza en detalle el proceso de destilación fraccionada mediante una columna de 6 platos, tratando de lograr la producción de vapor con una muy elevada concentración de amoníaco con menor calor de accionamiento y menor disipación de calor en el rectificador. Se modeló termodinámicamente el ciclo completo adaptado a temperaturas de accionamiento apropiadas para colectores solares de tubos al vacío y a temperaturas de disipación obtenibles mediante torres de enfriamiento durante el verano en el nordeste argentino.

LA SUBSTANCIA DE TRABAJO

Como sustancia de trabajo se eligió a la mezcla binaria amoníaco y agua; utilizándose al agua como absorbente y al amoníaco como vapor para el accionamiento de la turbina y el enfriador. Para la determinación de un estado es necesario conocer 3 parámetros de la mezcla, como por ejemplo la presión, la temperatura y la composición. Una vez establecido un estado es posible determinar mediante correlaciones los demás parámetros de estado de la mezcla. Para el cálculo de las propiedades se utilizó un programa informático que calcula, utilizando las correlaciones de Ibrahim y Klein (1993), la presión, temperatura, composición, calidad, energía interna, entalpía, entropía y calidad de un estado cualquiera a partir de 3 parámetros conocidos.

Xu y Goswami (1999) estudiaron las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua a partir de las propiedades de las sustancias puras, de la energía libre de Gibbs y de ecuaciones empíricas para calcular el punto de burbuja y de rocío de la mezcla. Este método de cálculo es un conjunto de ecuaciones que acopladas en un programa de cálculo sencillo puede dar resultados altamente satisfactorios y que son congruentes con los datos experimentales tabulados.

EL CICLO TERMODINÁMICO

En el ciclo estudiado se pueden diferenciar dos sectores, por el primero evoluciona una mezcla de amoníaco y agua y por segundo circula amoníaco casi puro, ver *Figura 1*. Al igual que en un ciclo de refrigeración por absorción el primer sector puede ser denominado de compresión térmica del vapor y consta de un absorbedor, una bomba, un intercambiador de calor, una columna fraccionadora y una válvula de estrangulación. En este sector, el vapor de amoníaco casi puro se comprime desde la zona de baja presión hasta la zona de alta presión mediante un proceso de absorción en agua, impulsión en estado líquido hasta la zona de alta presión y separación mediante una columna fraccionadora. En el segundo sector, el vapor producido a alta presión recibe calor a presión constante en un sobrecalentador, a continuación se expande adiabáticamente en una turbina hasta una temperatura por debajo de la ambiente, posteriormente se calienta isobáricamente en el enfriador y por último regresa al absorbedor. La principal innovación que presenta el ciclo que se propone es la utilización de una columna fraccionadora de varios platos, la que permite reducir el calor de accionamiento necesario en el rehervidor (mediante el precalentamiento del líquido que va cayendo por los diferentes platos entrando en contacto íntimo con el vapor que asciende a través de los mismos. Adicionalmente se disipa menos calor en el rectificador en comparación con un sistema simple de hervidor-rectificador.

SEPARACION Y PURIFICACION DEL AMONIACO

Para la producción de vapor de amoníaco de elevada pureza se utiliza una columna de 6 platos que produce una mezcla con una concentración muy elevada de amoníaco en su extremo superior y una mezcla pobre en amoníaco en la parte inferior a partir de una mezcla rica en amoníaco proveniente del absorbedor que se alimenta en el plato número 4

Para la purificación final se refrigera el vapor en la parte superior de la columna lográndose la condensación de una pequeña porción de vapor con elevado contenido de agua. En la cabeza de la columna se plantean un balance de masa, un balance de NH_3 ec. 1, y un balance de energía entre las corrientes y el calor retirado por el fluido caloportador 2.

$$v_5 = v_6 + l_6 \quad 1$$

$$v_5 \cdot xv_5 = v_6 \cdot xv_6 + l_6 \cdot xl_6 \quad 1$$

$$v_5 \cdot hv_5 = v_6 \cdot hv_6 + l_6 \cdot hl_6 + Q_{rec} \quad 2$$

En el plato número 5 se plantean el balance global de masa entre las corrientes ascendentes de vapor y descendentes de líquido, ec. 3, el balance de cantidad de NH_3 de las corrientes, ec. 4, y el balance de energía correspondiente, ec. 5. En todos los platos se supone que existe equilibrio térmico entre las corrientes que abandonan el plato, y que tanto el vapor como el líquido que salen del plato se encuentran saturados.

$$v_4 + l_6 = v_5 + l_5 \quad 3$$

$$v_4 \cdot xv_4 + l_6 \cdot xl_6 = v_5 \cdot xv_5 + l_5 \cdot xl_5 \quad 4$$

$$v_4 \cdot hv_4 + l_6 \cdot hl_6 = v_5 \cdot hv_5 + l_5 \cdot hl_5 \quad 5$$

En el plato número 4 se alimenta la solución pobre proveniente del absorbedor (corriente 12) y se plantea el balance global de masa, ec. 6, el balance de NH_3 , ec. 7, y el balance de energía, ec. 8.

$$v_3 + l_5 + m_{12} = v_4 + l_4 \quad 6$$

$$v_4 \cdot xv_4 + l_6 \cdot xl_6 + m_{12} \cdot x_{12} = v_4 \cdot xv_4 + l_4 \cdot xl_4 \quad 7$$

$$v_4 \cdot hv_4 + l_6 \cdot hl_6 + m_{12} \cdot h_{12} = v_4 \cdot hv_4 + l_4 \cdot hl_4 \quad 8$$

En los platos número 3 y 2 se produce el intercambio de calor y materia entre las corrientes ascendentes de vapor y las descendentes de líquido y por ende también se plantean los balances de masa, ec. 9 y ec. 12, los balance de NH_3 , ec. 10 y ec. 13 y por último los balances de energía, ec. 11 y ec. 14.

$$v_2 + l_4 = v_3 + l_3 \quad 9$$

$$v_2 \cdot xv_2 + l_4 \cdot xl_4 = v_3 \cdot xv_3 + l_3 \cdot xl_3 \quad 10$$

$$v_2 \cdot hv_2 + l_4 \cdot hl_4 = v_3 \cdot hv_3 + l_3 \cdot hl_3 \quad 11$$

$$v_1 + l_3 = v_2 + l_2 \quad 12$$

$$v_1 \cdot xv_1 + l_3 \cdot xl_3 = v_2 \cdot xv_2 + l_2 \cdot xl_2 \quad 13$$

$$v_1 \cdot hv_1 + l_3 \cdot hl_3 = v_2 \cdot hv_2 + l_2 \cdot hl_2 \quad 14$$

Desde la base de la columna se extrae la solución pobre que regresa al absorbedor y a diferencia de los demás platos no ingresa ninguna corriente de vapor, entonces el balance global de masa queda expresado por la ec. 15 y el de NH_3 por la ec. 16.

$$l_2 = v_1 + l_1 \quad 15$$

$$l_2 \cdot xl_2 = v_1 \cdot xv_1 + l_1 \cdot xl_1 \quad 16$$

En la base o hervidor se aporta el calor necesario para la separación del vapor a alta presión a partir del líquido que ingresó en el plato 4 y que viene descendiendo pasando por los platos 3 y 2. El balance de energía queda expresado en la ec. 17.

$$Q_{herv} + l_2 \cdot hl_2 = v_1 \cdot hv_1 + l_1 \cdot hl_1 \quad 17$$

ABSORCIÓN DEL VAPOR DE AMONIACO

En el absorbedor la solución pobre procedente de la base de la columna absorbe el vapor de amoniaco proveniente del enfriador y se libera el calor de condensación y de dilución hacia una corriente de agua de enfriamiento. Se supone que la corriente 10 abandona el absorbedor saturada. Para efectuar la modelización matemática del absorbedor se plantean al igual que en los otros componentes un balance de masa global, ec. 18, un balance de cantidad de amoniaco, ec. 19, y un balance de energía, ec. 20.

$$m_9 + m_{14} = m_{10} \quad 18$$

$$m_9 \cdot x_9 + m_{14} \cdot x_{14} = m_{10} \cdot x_{10} \quad 19$$

$$Q_a + m_{10} \cdot h_{10} = m_9 \cdot h_9 + m_{14} \cdot h_{14} \quad 20$$

El absorbedor se enfría mediante una corriente de agua externa al ciclo, que libera el calor al ambiente mediante una torre de enfriamiento, por ejemplo. El caudal de agua de enfriamiento estará dado por la ec. 21.

$$m_{20} = \frac{Q_a}{cp \cdot [t_{21} - t_{20}]} \quad 21$$

IMPULSIÓN DE LA SOLUCION RICA EN AMONIACO

Una bomba impulsa a la solución rica desde el absorbedor, en la zona de baja presión, hacia la columna que se encuentra a alta presión, se supone que el proceso es a entropía constante. La potencia de la bomba se calculó a partir de un balance de energía suponiendo además un proceso adiabático, ec. 22.

$$W_b = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad 22$$

PRECALENTAMIENTO DE LA SOLUCION RICA EN AMONIACO

La solución rica luego de la impulsión a la zona de alta presión se precalienta aprovechando la energía de la solución pobre que abandona la columna. Hay que mencionar que el caudal de solución pobre, a alta temperatura, es menor en una cantidad igual al vapor producido que el caudal de la solución rica, a baja temperatura, por ende el salto de temperatura en el fluido que se calienta será inferior al salto del fluido que se enfría. El balance de energía en el intercambiador está expresado en la ec. 23.

$$m_{11} \cdot [h_{12} - h_{11}] = l_1 \cdot [h_{11} - h_{13}] \quad 23$$

Para evaluar la transferencia de calor en el intercambiador de calor solución-solución se utiliza la diferencia media logarítmica de temperaturas dada por la ec. 24.

$$\Delta T_{\text{int}} = \frac{[T_1 - T_{12}] - [T_{13} - T_{11}]}{\ln \left[\frac{T_1 - T_{12}}{T_{13} - T_{11}} \right]} \quad 24$$

El flujo de calor transferido en el intercambiador es igual al calor absorbido por la solución rica durante el precalentamiento, ec. 27.

$$Q_{\text{int}} = m_{11} \cdot [h_{12} - h_{11}] \quad 25$$

La ecuación de transferencia de calor en función del coeficiente global de transmisión de calor y del área del intercambiador es la ec. 26.

$$U_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}} = \frac{Q_{\text{int}}}{\Delta T_{\text{int}}} \quad 26$$

SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR

El vapor producido en la columna se sobrecalienta a presión constante para evitar que durante la expansión en la turbina se produzca una cantidad elevada de líquido que podría provocar erosión en los alabes de la misma. El calor necesario para el sobrecalentamiento esta dado por la ec. 27.

$$Q_{67} = m_9 \cdot [h_7 - h_6] \quad 27$$

EXPANSIÓN Y PRODUCCIÓN DE POTENCIA

La producción de potencia mecánica se efectúa en una turbina que opera entre la zona de alta y de baja presión y que se supone, a los efectos de simplificar el cálculo, adiabática y a entropía constante. El trabajo producido se calcula mediante la ec. 28.

$$W_{78} = m_9 \cdot [h_8 - h_7] \quad 28$$

EFEECTO FRIGORIFICO

El efecto de refrigeración se produce en un intercambiador de calor donde se calienta a presión constante el vapor procedente de la turbina, recibiendo calor desde una corriente de agua externa que se enfría.

$$Q_{89} = m_9 \cdot [h_9 - h_8] \quad 29$$

RENDIMIENTO TÉRMICO TOTAL

El rendimiento térmico total del ciclo se define como el total del frío y la potencia neta producidos por cada unidad de calor utilizado para el accionamiento en el rehervidor y el sobrecalentador, lo que queda expresado en la ec. 30.

$$\eta_t = \frac{Q_{89} + W_{78} - W_b}{Q_{67} + Q_{herv}} \quad 30$$

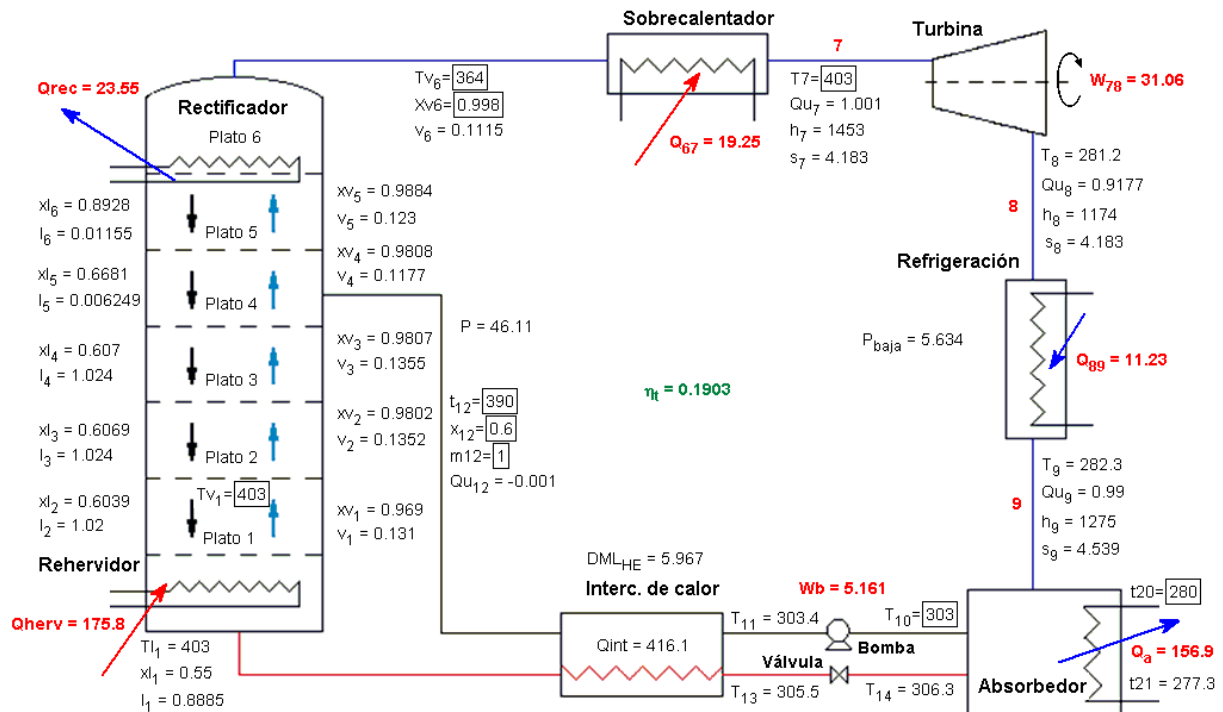


Figura 1: Esquema de la instalación con parámetros y flujos de energía para el escenario "A"

SIMULACION NÚMÉRICA DEL CICLO

Las ecuaciones que representan las propiedades termodinámicas de la mezcla y los balances de materia y energía para cada componente constituyen un sistema de ecuaciones que se tienen que satisfacer simultáneamente. Estas ecuaciones junto con los parámetros de operación se cargaron en un programa informático que permite resolverlas aplicando una nueva variante

del método iterativo de Newton. Previo a esto se realizó un análisis de los grados de libertad del sistema para poder especificar la cantidad de variables que se podían suministrar para evaluar el comportamiento del ciclo.

RESULTADOS DE LA MODELIZACION

En este trabajo se presentan los resultados de la modelización para 2 posibles escenarios; el primero, llamado escenario “A” corresponde a las condiciones probables de operación durante el verano en el NEA y el segundo, llamado escenario “B” representa condiciones similares a las publicadas por Xu et al (2000); este último se efectuó para poder comparar los resultados. La instalación interactúa con el medio exterior en el accionamiento, disipación de energía y producción de trabajo y refrigeración. Para la modelización del escenario “A” se adoptaron temperaturas de suministro de calor en el accionamiento similares a las que se obtiene con plantas solares basadas en tubos al vacío o en captadores cilindro parabólicos de baja concentración, es decir de aproximadamente 130°C tanto en el rehervidor como a la salida del sobrecalentador. La instalación disipa calor hacia el medio ambiente en el absorbedor, y para disipar este calor se planea usar una torre de enfriamiento y en consonancia con esto se eligieron temperaturas de salida de la solución rica del absorbedor de aproximadamente 30°C. Los parámetros de los diferentes estados se encuentran consignados junto a las corrientes en las diferentes partes del esquema de la instalación de la *Figura 1*.

Estado	T [K]	p [bar]	hl [kJ/kg]	hv [kJ/kg]	xl	xv	l [kg/s]	v [kg/s]	Q
1	403	46	380.7	1478	0.55	0.969	0.8885	0.131	
2	393.6	46	349.2	1432	0.6039	0.9802	1.02	0.1352	
3	393.1	46	347.8	1430	0.6069	0.9807	1.024	0.1355	
4	393.1	46	347.7	1430	0.607	0.9808	1.024	0.1177	
5	384.1	46	328.2	1386	0.6681	0.9884	0.006249	0.123	
6	364	46	373.3	1280	0.8928	0.9983	0.01155	0.1115	
7	403	46.1		1453.0		0.998		0.1115	1.001
8	281.2	5.6		1174.0		0.998		0.1115	0.918
9	282.3	5.6		1275.0		0.998		0.1115	0.990
10	303	5.6	-92.6		0.600		1.0000		0.000
11	303.4	46.1	-87.4		0.600		1.0000		-0.001
12	390	46.1	328.7		0.600		1.0000		-0.001
13	305.5	46.1	-87.6		0.550		0.8885		-0.001
14	306.3	5.6	-87.6		0.550		0.8885		-0.001

Tabla 1: Parámetros de las corrientes de líquido y vapor en la columna.

En las primeras 6 filas de la *Tabla 1* se resumen las temperaturas, presiones, entalpías, concentraciones y caudales de las corrientes de líquido y vapor de los distintos platos de la columna fraccionadora; los estados corresponden al líquido o al vapor abandonando el plato homónimo, ambos en estado saturado. La corriente 7 representa al vapor sobrecalentado (Q=1.001 solo a efectos indicativos) saliendo del sobrecalentador; las corrientes 8 y 9 representan al vapor húmedo a la salida de la turbina y del enfriador respectivamente y poseen el título indicado en la columna denominada Q. El estado 9 corresponde a la solución rica en amoníaco que se supone abandona el absorbedor en estado saturado y los últimos 4 estados representan a la solución que circula como líquido subenfriado (Q=-0.001 solo a efectos indicativos).

Flujo de energía	Potencia [kW]
Calor del rehervidor	175.8
Calor del sobrecalentador	19.3
Potencia de la bomba	5.3
Disipación en el absorbedor	156.9
Disipación de calor en el rectificador	23.6
Producción de refrigeración	11.2
Producción de potencia en la turbina	31.1
Producción de potencia mecánica neta	25.8
Producción total de energía	37
Consumo total de energía	200.4
Rendimiento Térmico	0.18
Factor de Carnot	0.25

Tabla 2: Parámetros de las corrientes vapor y solución.

En la *Tabla 2* se resumen los flujos de calor y trabajo en los principales componentes de la instalación para el escenario “A” se destaca que con accionamiento a 130°C y disipación de calor a 30°C se logra un rendimiento térmico global del 18% produciendo 31kW de potencia mecánica en la turbina y 11kW de refrigeración a temperaturas aptas para instalaciones centrales de aire acondicionado. A modo de referencia se cita que, operando entre fuentes a dichas temperaturas, un ciclo de Carnot totalmente reversible lograría un rendimiento de solamente el 25%, mientras que uno de Rankine con vapor de agua solo el 6%.

DISCUSION DE RESULTADOS

Con el objetivo de comparar los resultados obtenidos agregando la columna de 5 platos con los resultados del conjunto hervidor-rectificador (Xu et al 2000) se recreó un escenario con temperaturas, presiones y caudales de operación similares a los de la mencionada publicación. Viene bien aclarar que en esta última se trabajó con una temperatura de operación del absorbedor muy baja, inferior a 7°C, no hallándose explicación acerca de hacia que medio caloportador disiparía calor a esa temperaturas. En la *Figura 2* se consignan las propiedades del fluido de trabajo para los distintos estados por los que evoluciona en el ciclo; se indican además los caudales y flujos de calor y trabajo en los distintos componentes de la instalación.

Mediante la columna fraccionadora se logra reducir la potencia disipada en el condensador a 19kW para una producción total de 80kW es decir aproximadamente el 25% mientras que con el hervidor rectificador se disipan 84kW para una producción total de aproximadamente 100kW es decir el 84%. En relación con el calor a aportar en el reherbidor no se observan grandes cambios.

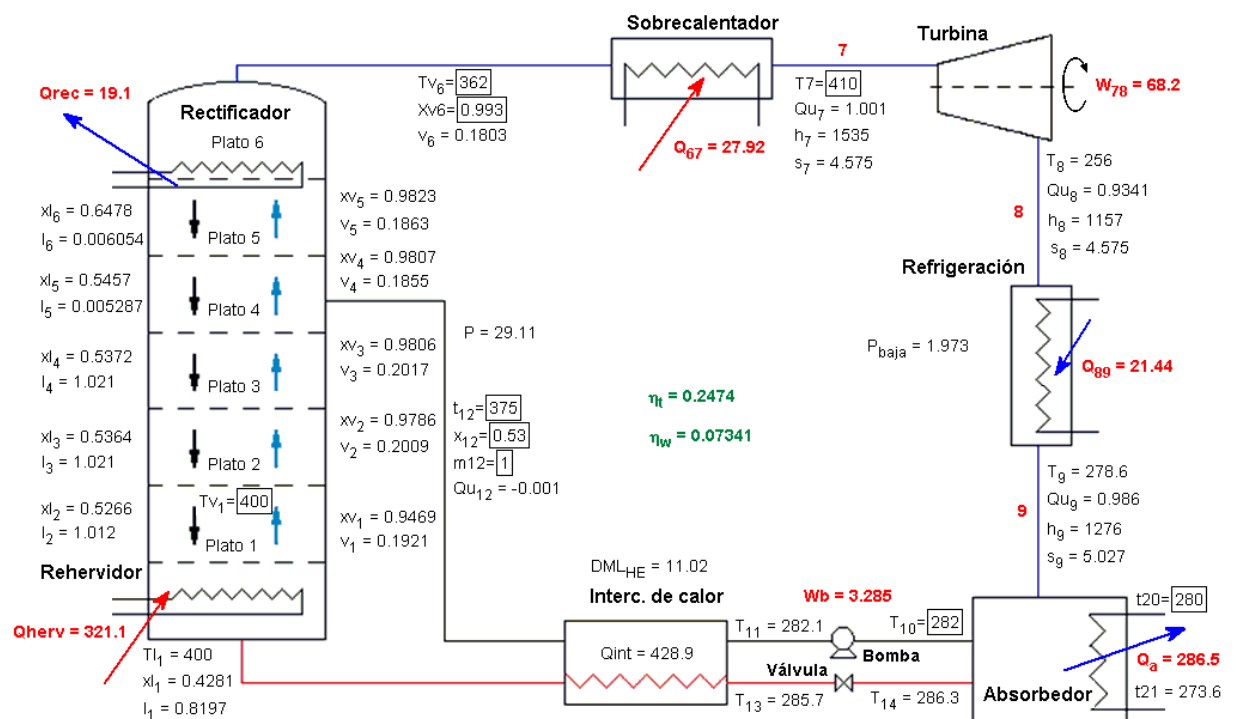


Figura 2: Esquema de la instalación para condiciones similares a Xu et al (2000), escenario “B”.

Características		Escenario A	Escenario B	Xu et al (2000)
Temperatura de accionamiento	°C	130	137	137
Potencia de accionamiento	kW	195.1	349	421.7
Temperatura de disipación	°C	30	9	7
Disipación de calor	kW	180.5	306	442.6
Potencia mecánica	kW	25.8	65	73.3
Temperatura de refrigeración	°C	de 8 a 9	de -17 a 6	de -16 a 7
Potencia de refrigeración	kW	11.2	21.4	25.9
Rendimiento térmico	%	18%	25%	24%
Potencia total instalada	kW	423.2	1176	1342.66
Factor de potencia global	%	9%	7%	7%

Tabla 3: Comparación de los diferentes escenarios.

En la *Tabla 3* se comparan las temperaturas y flujos de calor y trabajo para los 2 escenarios simulados en este trabajo con los publicados por Xu et al (2000), se observa que el rendimiento térmico para el caso de la operación durante el verano en el

NEA (escenario A) es del 18% frente a aproximadamente un 25% para los otros 2 casos. La diferencia se justifica en el aumento de la temperatura del absorbedor (disipación de calor) desde 7°C a 30°C. También se exponen los factores de potencia global, definidos como el cociente entre la potencia total producida (frigorífica más mecánica) y la potencia total instalada (térmica más mecánica), que alcanzan al 9% para el escenario “A” para tener una referencia se puede citar que para un ciclo de Carnot se obtendría un 12% y para uno de Rankine un 3%, operando entre fuentes a iguales temperaturas que las del escenario “A”.

CONCLUSIONES

Se desarrolló el modelo termodinámico de un ciclo para producción de potencia y refrigeración basado en una mezcla binaria de amoníaco y agua con condensación por absorción y separación del vapor mediante una columna fraccionadora de 5 platos. Se simuló el comportamiento del ciclo para temperaturas de accionamiento de 130°C, obtenible por ejemplo mediante plantas solares de tubos al vacío, y para temperaturas de disipación de 30°C, factible con una torre de enfriamiento durante el verano en el NEA, y se obtuvo un rendimiento térmico del 18% produciendo 26kW de potencia y 11 kW de refrigeración. Se requiere la instalación de 195kW de potencia, entre intercambiadores, turbina y bombas, con una potencia total de accionamiento de 423kW.

NOMECLATURA

T	Temperatura, K
p	Presión, bar
h	Entalpía, kJ/g
x	Fracción másica
Qu	Título
v	Caudal de vapor, kg/s
l	Caudal de líquido, kg/s
m	Caudal de solución, kg/s
Q	Flujo de calor, kW
W	Potencia mecánica, kW
U	Coefficiente global de transmisión de calor, kW/K.m ²
A	Área de transmisión de Q, m ²
ΔT	Diferencia media logarítmica de temperaturas, K
η	Rendimiento

SUBINDICES

1...6	Estados en los platos
7...14	Estados en el ciclo
rec	Rectificador
herv	Rehervidor
a	Absorbedor
b	Bomba
int	Intercambiador
l	Líquido
v	Vapor

REFERENCIAS

- C. Martin , D. Y. Goswami .(2006) . Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. Applied Thermal Engineering 26. 576- 582.
- D. Y. Goswami, S . Vijayaraghavan , S. Lu , G. Tamm.(2004). New and emerging developments in solar energy. Solar Energy 76. 33- 43.
- Feng Xu , D. Yogi Goswami , Sunil S. Bhagwat . (2000). A combined power/ cooling cycle. Energy 25. 233- 246.
- Feng Xu , D. Yogi Goswami . (1999). Thermodynamic properties of ammonia- water mixtures for power-cycle applications. Energy 24. 525- 536.
- G. Tamm , D. Y. Goswami , S . Lu , A. A. Hasan .(2004).Theoretical and experimental investigation of an ammonia-water power and refrigeration thermodynamic cycle. Solar Energy 76. 217-228.
- Ibrahim, O.M., Klein, S.A., (1993) Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495
- Jiangfeng Wang , Yiping Dai , Lin Gao. (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. Applied Energy 85. 1071- 1085.
- Jiangfeng Wang, Yiping Dai , Taiyong Zhang , Shaolin Ma.(2009). Parametric analysis for a new combined power and ejector – absorption refrigeration cycle. Energy xxx . 1-7.
- Kalina A. (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. Journal of engineering for Gas Turbines and Power;106:737–42.
- Sirko Ogriseck.(2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant , a case study . Applied Thermal Engineering 29 . 2843-2848.

ABSTRACT:

During the last decade, thermodynamic cycles have been studied for the simultaneous production of mechanical power and refrigeration, based on water-ammonia binary mixtures. A model of a thermodynamic cycle is presented, which combines a Rankine power cycle with an absorption refrigeration cycle. The pressures and concentrations of the cycle have been adjusted for boiler temperatures of around 130°C and heat dissipation temperatures of 30°C in the absorber. A parametric analysis was carried out, obtaining mass and energy flows for the dimensioning of installations; together with thermal efficiency of, approximately, 18%.

Keywords: Binary mixtures, Kalina Cycle, Cogeneration