

OPTIMIZACIÓN DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN DE UN CICLO PARA PRODUCCIÓN DE POTENCIA Y REFRIGERACIÓN BASADO EN UNA MEZCLA BINARIA DE AMONIACO Y AGUA.

Vizcaíno Nicolás, Perna Samanta, Gauto Víctor, Pintos Esteban, Figueredo
Gustavo*, Benítez Francisco.
GITEA-FRRe, UTN, French 414, Resistencia, 3500, Argentina.
*grfigueredo@gmail.com

Resumen. A finales del siglo XX, A. Kalina patentó un ciclo termodinámico de cogeneración de potencia mecánica y refrigeración, basado en una mezcla binaria de amoníaco y agua, que utiliza temperaturas relativamente bajas para la vaporización de la mezcla. Se modificó el ciclo, que en principio contaba con un hervidor y un rectificador para lograr la purificación del amoníaco, con el agregado de una columna rectificadora y una derivación del flujo que sale de la bomba, esta se pre-calienta, retirando calor en el rectificador y luego regresa a la corriente de alimentación de la columna. Utilizando un software apropiado, se modeló el ciclo mediante un sistema de ecuaciones que representan los balances de materia y energía, las condiciones de equilibrio y las propiedades de la mezcla; y se obtuvieron las variables óptimas de operación, modeladas a temperaturas adecuadas para colectores solares de tubos al vacío y temperaturas de disipación obtenibles durante el verano en el nordeste argentino. El objetivo del presente trabajo fue determinar el número de platos de la columna y la ubicación de la corriente de alimentación. Se analizó la influencia de la variación sucesiva del número de platos entre el rectificador y la alimentación, y se realizó un estudio equivalente respecto del re-hervidor. De este modo se determinó el número de platos necesarios por debajo y por encima de la corriente de entrada. Se tomó la decisión de adoptar una columna de cuatro platos, ya que un mayor número no produce variaciones apreciables en los flujos de calor del ciclo y no justifica la inversión.

Palabras clave: Cogeneración; Mezclas Binarias; Kalina; Columna de Rectificación.

INTRODUCCIÓN

Uno de los principales retos para los investigadores es la búsqueda de alternativas renovables y rentables a la problemática energética mundial. A. Kalina propuso entonces, un ciclo termodinámico de cogeneración de potencia mecánica y refrigeración basado en una mezcla de amoníaco y agua. Al reemplazar la etapa de condensación por una absorción eliminó el problema de un cambio de estado de una mezcla de dos componentes, que tiene lugar a temperatura variable. Este había sido la causa de los bajos rendimientos obtenidos por investigadores anteriores (Maloney y Roberston, 1953). La mezcla de agua y amoníaco tiene la ventaja, además de poseer una elevada capacidad calorífica, de poder variar su temperatura de ebullición

modificando la presión y/o la composición pudiendo adaptarse así a una fuente de calor de baja temperatura. De este modo, puede mantenerse siempre una diferencia de temperaturas, y así una fuerza impulsora, apreciable para la transferencia de calor. Además, el amoníaco es relativamente barato y más amigable con el medio ambiente que otras sustancias utilizadas frecuentemente en la industria.

Una de las propuestas típicas como fuente de calor a utilizar en el rehervidor y sobrecalentador del ciclo propuesto es la energía solar. Esta resulta una alternativa interesante, dada la ubicación geográfica en la que nos encontramos (noreste argentino) con gran cantidad de días soleados. En los últimos desarrollos innovadores en energía solar se destaca, entre otros, el uso de colectores solares combinados con ciclos termodinámicos para producción de servicios. Este tipo de energía resulta una alternativa emergente para competir con los combustibles fósiles en el futuro, sin embargo es necesario mejorar la eficiencia de la transformación energética y sobre todo los costos de instalación. Los ciclos termodinámicos innovadores para producción de potencia y refrigeración usando mezclas de amoníaco y agua podrían ayudar a lograr este objetivo, reduciendo la inversión, comparado con las instalaciones solares fotovoltaicas, en un 50% (Goswani et al 2004).

Una característica distinguible del ciclo termodinámico desarrollado por Kalina e investigado por muchos a lo largo de estos años, es la propuesta de una destilación fraccionada para separar la mezcla en sus componentes, teniendo como cabeza de destilación al amoníaco casi puro que recorrerá el ciclo para la obtención de los beneficios y como cola una solución de baja concentración de amoníaco que volverá al absorbedor para reiniciar el ciclo. Los equilibrios sucesivos entre fases a distinta temperatura dentro de la columna permiten una elevada pureza en amoníaco a la salida de la misma, con un menor requerimiento energético en el rectificador. Además, se propone utilizar el fluido de trabajo para retirar el calor de rectificación, ahorrándonos así la presencia de una corriente externa. Se deriva un flujo para un mejor aprovechamiento de las energías puestas en juego en el ciclo. Posteriormente este flujo se devuelve a la corriente principal, previo a la etapa de destilación.

Dejando de lado los aspectos constructivos referidos a los materiales, resulta importante que la columna se diseñe con un número razonable de platos internos para lograr la separación deseada, retirando un calor de magnitud aceptable y además con un correcto posicionamiento de la corriente de alimentación para aprovechar debidamente los beneficios que implica esta etapa.

En el presente trabajo se busca en primera instancia, estudiar el lugar apropiado para la colocación del nodo que deriva una fracción del flujo hacia el rectificador. Este debe estar ubicado de modo que el calor recolectado pueda aprovecharse y el rendimiento global del ciclo no se vea afectado negativamente. Una vez establecido esto, se pretende analizar en detalle el número de platos más conveniente para la columna de destilación. Los aspectos a considerar serán el número de platos por encima y por debajo de la corriente de alimentación en la columna. Las decisiones que se tomen a partir de los resultados obtenidos, buscarán el equilibrio entre los beneficios y esfuerzos de construcción.

EL CICLO TERMODINÁMICO

El ciclo estudiado cuenta con dos sectores, uno de alta presión y otro de baja. Por el primero evoluciona una mezcla de amoníaco y agua y por el segundo circula amoníaco con un alto grado de pureza (Fig. N°1). El primer sector 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 e impulsión en estado líquido hasta la zona de alta presión. En el segundo sector, la mezcla vuelve a separarse en la columna de destilación. 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 volviendo al sector de baja, posteriormente se calienta isobáricamente en el enfriador y por último regresa al absorbedor.

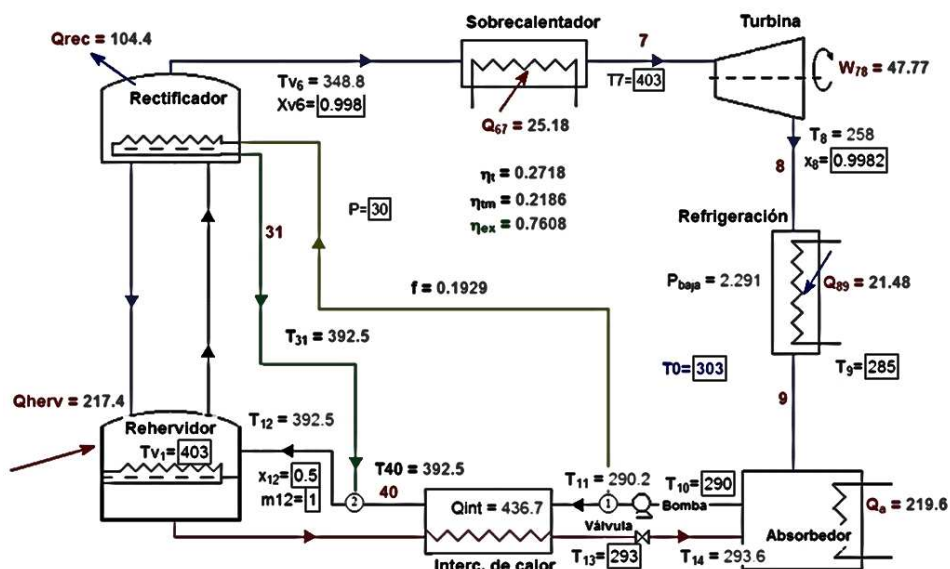


Figura N°1: Sistema Rehervidor-Rectificador

La columna de destilación tiene como objetivo la obtención de vapor de amoníaco casi puro con menor calor de rectificación que el que sería necesario con un sistema de separación hervidor-rectificador. A fin de reducir los recursos necesarios para retirar calor en el rectificador, se propone la utilización de una corriente interna de derivación, la cual es una fracción retirada en el nodo 1 de la corriente principal antes que la misma ingrese al recuperador de calor. El calor de rectificación, al usar una corriente de derivación, no está incluido en el cálculo del rendimiento exergético ya que este intercambio de calor se lleva a cabo dentro de los límites del sistema. La adición de la corriente de derivación no tiene como objetivo el aumento del rendimiento exergético sino más bien el ahorro de un sistema adicional de disipación.

de calor. Al mismo tiempo se logra precalentar la solución, lo que hace que para un mismo calor en el rehervidor se obtenga mayor cantidad de vapor, aumentando así el rendimiento.

METODOLOGÍA

Se modelizó y resolvió un sistema de ecuaciones que contempla balances de masa, energía y balances particulares de amoníaco mediante un software adecuado que cuenta con las propiedades fisicoquímicas de la mezcla y lo resuelve mediante el procedimiento de iteración de Newton. Cabe destacar que previo al uso del programa, se hizo un cálculo manual de los grados de libertad del sistema completo, de modo de conocer el número de variables independientes que se podían controlar (Figueredo et al. 2011). Además de lo mencionado, de modo de poder realizar dichos balances, se tuvieron en cuenta una serie de hipótesis en cuanto al comportamiento de los diferentes elementos del ciclo: en cada uno de los platos de la columna hay equilibrio térmico y líquido-vapor, estando ambas fases en estado de saturación. A la salida del absorbedor la solución se encuentra como líquido saturado. La temperatura ambiente se considera de 303K. El caudal másico del fluido es de 1 Kg/s. La bomba posee un rendimiento de 100% y el proceso es a entropía constante. La turbina es de rendimiento ideal y el vapor a la salida de la misma debe poseer un título superior a 0,9 evitando los problemas mecánicos debido a la presencia de gotas. La eficiencia del ciclo de compresión por el cual se obtiene trabajo mecánico a partir del calor de refrigeración es igual a 2,5. A lo largo de las conducciones se consideran despreciables las pérdidas de carga y de calor.

Se llevó a cabo el análisis de la columna fraccionadora para optimizar los rendimientos del ciclo y reducir los recursos externos necesarios como agua de refrigeración en la rectificación. Inicialmente se hizo un breve estudio de la localización más conveniente de la corriente de derivación respecto al intercambiador de calor responsable de calentar la solución de trabajo antes de su entrada a la columna.

Se modeló un ciclo como base de comparación, que sólo contiene el rehervidor y el rectificador sin platos internos. A continuación se consideró el agregado progresivo de platos por encima de la alimentación en la columna de destilación; luego se repitió el procedimiento por debajo de esta. En cada uno de los casos analizados se mantienen constantes las condiciones de operación para una correcta comparación.

Al efectuar el modelo termodinámico se consideró, para cada uno de los equipos, los correspondientes balances de energía y de masa para agua y para amoníaco que se expresan en las ecuaciones (1) a (18) en la siguiente tabla. Además se plantean, en las ecuaciones (19) a (21), las expresiones de la fracción útil de los calores para el cálculo del rendimiento exergético (22). La última expresión (23) es el rendimiento térmico.

| | | |
|-------------|--|-----|
| Condensador | $m_{v1} = m_{v6} + m_{l6}$ | (1) |
| | $m_{v1} \cdot x_{v1} = m_{v6} + m_{l6} \cdot x_{l6}$ | (2) |

| | | |
|------------------------|--|------|
| | $m_{v1} \cdot h_{v1} = Q_{rec} + m_{v6} \cdot h_{v6} + m_{l6} \cdot h_{l6}$ | (3) |
| | $Q_{rec} = f \cdot m_{11} \cdot (h_{31} - h_{11})$ | (4) |
| Rehervidor | $m_{12} + m_{l6} = m_{v1} + m_{l1}$ | (5) |
| | $m_{12} \cdot x_{12} + m_{l6} \cdot x_{l6} = m_{v1} \cdot x_{v1} + m_{l1} \cdot x_{l1}$ | (6) |
| | $m_{12} \cdot h_{12} + Q_{herv} + m_{l6} \cdot h_{l6} = m_{v1} \cdot h_{v1} + m_{l1} \cdot h_{l1}$ | (7) |
| Sobrecalent. | $Q_{67} = m_9 \cdot (h_7 - h_{v6})$ | (8) |
| Turbina | $W_{78} = m_9 \cdot (h_7 - h_8)$ | (9) |
| Enfriador | $Q_{89} = m_9 \cdot (h_9 - h_8)$ | (10) |
| Absorbedor | $m_9 + m_{14} = m_{10}$ | (11) |
| | $m_{10} \cdot x_{10} = m_9 \cdot x_9 + m_{14} \cdot x_{14}$ | (12) |
| | $Q_a = m_{14} \cdot h_{14} - m_{10} \cdot h_{10} + m_9 \cdot h_9$ | (13) |
| Bomba | $W_b = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{10})$ | (14) |
| Recuperador de calor | $m_{11} \cdot (1 - f) \cdot (h_{40} - h_{11}) = m_{l1} \cdot (h_{l1} - h_{13})$ | (15) |
| Nodo 2 | $m_{12} = m_{40} + m_{31}$ | (16) |
| | $m_{12} \cdot x_{12} = m_{40} \cdot x_{40} + m_{31} \cdot x_{31}$ | (17) |
| | $m_{12} \cdot h_{12} = m_{40} \cdot h_{40} + m_{31} \cdot h_{31}$ | (18) |
| Rendimiento exergético | $Qu_{89} = Q_{89} \cdot \left[\frac{T_0}{T_9} - 1 \right]$ | (19) |
| | $Qu_{herv} = Q_{herv} \cdot \left[1 - \frac{T_0}{T_{v1}} \right]$ | (20) |
| | $Qu_{67} = Q_{67} \cdot \left[1 - \frac{T_0}{T_7} \right]$ | (21) |
| | $\eta_{ex} = \frac{Qu_{89} + W_{78} - W_b}{Qu_{67} + Qu_{herv}}$ | (22) |

| | | |
|------------------------|--|------|
| Rendimiento térnico | $\eta_t = \frac{Q_{89} + W_{78} - W_b}{Q_{67} + Q_{herv}}$ | (23) |
|------------------------|--|------|

Tabla N°1: Ecuaciones del modelo termodinámico

En la tabla N°2 se presentan las condiciones de operación adoptadas. A partir de ellas se efectuaron todos los análisis posteriores.

| | |
|---|--------|
| Presión de alta | 30 bar |
| Temperatura del hervidor | 403 K |
| Composición de cabeza de destilación | 0.998 |
| Temperatura del sobrecalentador | 403K |
| Temperatura del absorbedor | 290 K |
| Temperatura de salida del intercambiador de calor | 293 K |
| Composición de la alimentación de la columna | 0.5 |
| Título del vapor en estados 1,2,5,6 | 1 |
| Título del líquido en estados 1,2,5,6,10 | 0 |
| Temperatura de Refrigeración | 285 K |

Tabla N°2: Condiciones de operación

CORRIENTE DE DERIVACIÓN

Para que el ciclo pueda disipar por sí mismo el calor de rectificación (evitando una corriente adicional externa que retire dicho calor) se propone la introducción de un flujo derivado que actúe como fluido refrigerante en el rectificador. La temperatura de la corriente a la salida del recuperador de calor es superior a la temperatura en el rectificador, por lo que no puede utilizarse para este fin. Por lo tanto, se decidió dividir la corriente antes de su entrada al intercambiador de calor.

De este modo, se obtiene un doble beneficio: se aprovecha la baja temperatura de la corriente a la salida del absorbedor y, al mezclarla luego nuevamente con la corriente de alimentación, se precalienta la corriente que entra a la columna de destilación. La fracción retirada en el “nodo uno” está determinada por el calor necesario en el rectificador.

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

- CASO 1: Sistema Rehervidor-Rectificador

En el caso más simple, ejemplificado en la figura N°1, se considera un plato sobre la alimentación (el rectificador) y otro debajo (el rehervidor); es decir que este sistema no tiene una columna de platos. Para lograr la separación deseada, este arreglo es el que tiene el mayor requerimiento energético de todos los casos aquí analizados.

- CASO 2: Arriba de la alimentación

En los casos estudiados se consideró que por debajo de la alimentación se encuentra solamente el rehervidor.

Dos platos: con el agregado de un plato (sumado al del rectificador) se evidencia una disminución del valor del calor de rectificación a prácticamente la mitad del valor original, como se aprecia en la figura N°2. Los restantes parámetros no verifican cambios relevantes (potencia generada, rendimiento exergético, calor del rehervidor, etc.).

Tres platos: al adicionar un tercer plato los parámetros analizados no sufrieron cambios significativos respecto del análisis previo considerando dos platos, lo cual justifica no continuar con el análisis de más platos.

- CASO 3: Debajo de la alimentación

En estas simulaciones, se varió la cantidad de platos en la parte inferior de la columna, manteniendo por encima de alimentación solo el plato del rectificador.

Dos platos: se añadió un plato más, lo que significó una importante reducción del calor del rectificador a aproximadamente la mitad de su valor inicial. Por otro lado, la corriente f también reduce su valor alrededor de 43% comparado al sistema hervidor-rectificador. El rendimiento exergético y el calor de refrigeración aumentan pero su incremento es despreciable. Por último, el trabajo de expansión en la turbina se mantiene constante.

Tres platos: en este punto, los cambios en el calor de rectificación, la corriente derivada, el rendimiento exergético, trabajo en la turbina y calor de refrigeración (respecto del caso de dos platos) son bajos a efectos prácticos por lo que no se continúa agregando platos.

El parámetro que mayor cambio evidencia es el calor de rectificación; disminuyendo a medida que se agregan etapas de equilibrio a la columna (tanto por encima como por debajo). El mayor cambio se da del paso de un plato a dos platos; el agregado de un tercero disminuye el valor de Q_{rec} en una medida despreciable. La potencia generada, el calor del rehervidor, el efecto frigorífico y el rendimiento exergético (en menor medida) no presentan cambios de importancia, manteniéndose casi invariables.

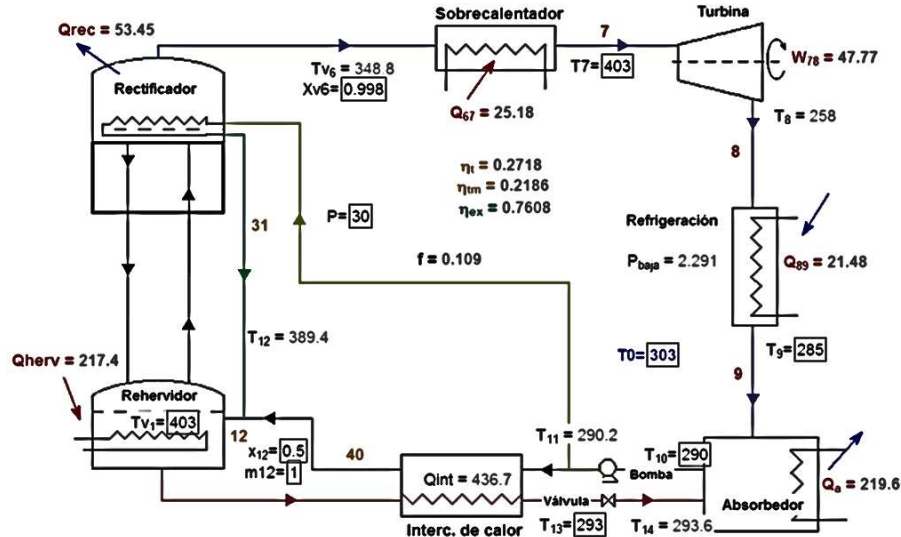


Figura N°2: dos platos por encima de la alimentación

• CASO 4 -Alternativa recomendada: en base a los resultados obtenidos y observando la figura N°3, se puede apreciar que no tiene un efecto significativo más de dos platos por encima y por debajo de la alimentación, se decidió entonces utilizar una columna de un total de cuatro platos con alimentación entre el segundo y tercer plato.

Los resultados de la tabla N°3 muestran que Q_{rec} y f son menores que en todos los casos anteriores.

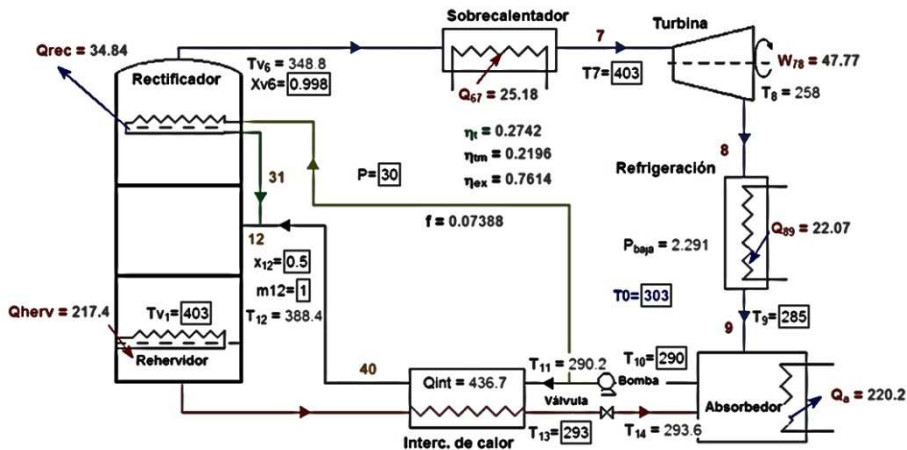


Figura N°3: sistema final-columna de 4 platos

| Caso | Platos | Q_{rec} | f | η_t | η_{ex} | W_{78} | Q_{89} |
|------|--------|-----------|-----|----------|-------------|----------|----------|
|------|--------|-----------|-----|----------|-------------|----------|----------|

*Seminario Nacional Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Mendoza-Instituto Regional de Estudios Sobre Energía
Eficiencia Energética 30 y 31 de Agosto 2012*

| | Por encima | Por debajo | (KJ/Kg) | | (%) | (%) | (KJ/Kg) | (KJ) |
|----------|------------|------------|---------|-------|-------|--------|---------|-------|
| 1 | 1 | 1 | 104.4 | 0.192 | 27,18 | 76.08% | 47.77 | 21.48 |
| 2 | 1 | 2 | 54.16 | 0.110 | 27,42 | 76.14% | 47.77 | 22.07 |
| | 1 | 3 | 51.71 | 0.105 | 27,42 | 76.14% | 47.77 | 22.07 |
| 3 | 2 | 1 | 53.45 | 0.109 | 27,18 | 76.08% | 47.77 | 21.48 |
| | 3 | 1 | 50.19 | 0.103 | 27,18 | 76.08% | 47.77 | 21.48 |
| 4 | 2 | 2 | 34.84 | 0.073 | 27,42 | 76.14% | 47.77 | 22.07 |

Tabla N°3: Resultados

Para el conteo sucesivo de los platos, se toma como referencia el punto en donde ingresa la alimentación a la columna.

El ciclo que aquí se estudia, en las condiciones especificadas, da como resultado un rendimiento térmico de 27,42% para el caso óptimo. La introducción de la columna de destilación permite reducir considerablemente el calor necesario en el rectificador, lo cual significa, en el caso de utilizar un sistema de disipación de calor auxiliar, que el gasto en él se verá minimizado en iguales proporciones. En trabajos anteriores se ha desarrollado el mismo ciclo, exceptuando a la corriente f. El rendimiento exergético, una vez introducida esta, aumentó de 70% a 76%. El sistema resulta, de este modo, más eficiente no solo energéticamente sino que es capaz de disipar el calor en el rectificador de manera autónoma.

Padilla et al. (2012) realizaron un análisis similar pero sin corriente de derivación. Sus condiciones de operación fueron las siguientes: temperatura del absorbedor de 303K, del rehedidor, 398K; la composición de amoniaco a la entrada de la columna de 0,5 y a la salida de 0,995. Con estos valores obtuvieron un rendimiento exergético de 72%, menor al 76% al introducir esta nueva corriente.

Jing Li et al (2012) investigaron las eficiencias térmica y exergética de un ciclo orgánico de Rankine basado en HCFC-123 como sustancia de trabajo, de modo de generar potencia a temperaturas más bajas que si se utilizase vapor de agua, sin sobrecalentamiento. Estudiaron el comportamiento de este ciclo accionado a temperaturas entre 80°C y 100°C, obtuvieron un rendimiento térmico del 7,4% con un rendimiento en la turbina de hasta el 68%. El rendimiento exergético fue del orden del 40%.

Jawahar et al. (2011) diseñaron un sistema para optimizar la recuperación de calor utilizando intercambiadores de calor GAX (Generator Absorber HeatExchanger) en las corrientes, que se dividen para dar servicios de potencia y refrigeración por separado. Sus condiciones de operación fueron: temperaturas del absorbedor de 298K a 318K, del rehedidor 398K a 438K y del enfriador de 263K a 283K. Con este sistema se llega a recuperar hasta 20% de calor interno cruzando convenientemente corrientes frías y calientes alcanzando rendimientos térmicos altos (de 35% hasta 45% en el mejor caso). Sin embargo, este ciclo cuenta con mayor cantidad de equipamiento: seis intercambiadores de calor, un condensador, un evaporador, un absorbedor, un hervidor, una turbina, dos separadores de corriente, una bomba y una válvula. Este ciclo resulta entonces no solo más complejo, sino también más costoso.

CONCLUSIÓN

La incorporación de una columna de destilación en el ciclo mejora las transferencias internas de energía y esto hace que se necesite retirar menor cantidad de calor en el rectificador. Se diseñó la columna de destilación más adecuada para el ciclo termodinámico estudiado. Si bien no se realizó un análisis económico, los resultados obtenidos demuestran que una columna de mayor tamaño, que tendría un costo asociado mayor, no es necesaria. Por otro lado, se observó que no se producen cambios apreciables en el rendimiento exergético al variar el número de platos de la columna de destilación utilizando la derivación de la solución para refrigerar el rectificador. Sin embargo, aumentando el número de platos es posible reducir el calor que se debe retirar en el rectificador desde 104.4 KJ/Kg a 34.84 KJ/Kg. Por último, la corriente derivada permite que el sistema no necesite de un servicio de disipación de calor auxiliar para rectificación y que parte de la corriente que alimenta a la columna pueda precalentarse en el rectificador.

NOMENCLATURA

| NOMECLATURA | | SUBINDICES | |
|-------------|---------------------------------|------------|------------------|
| T | Temperatura, [K] | 0 | Ambiente |
| P | Presión, [bar] | 1...14 | Ver diagramas |
| h | Entalpía específica, [kJ/g] | 31, 40 | Ver diagramas |
| X | Fracción másica | rec | Rectificador |
| Q | Flujo de calor, [kW] | herv | Rehervidor |
| Qu | Flujo de calor utilizable, [kW] | a | Absorbedor |
| W | Potencia mecánica, [kW] | b | Bomba |
| m | Caudal de solución, [kg/s] | int | Intercambiador |
| η | Rendimiento | l | Líquido |
| f | Caudal de alimentación [kg/s] | v | Vapor |
| | | t | Térmico |
| | | tm | Térmico-mecánico |
| | | ex | Exergético |

REFERENCIAS

- 1) FIGUEREDO ET AL (2011). Cogeneración de trabajo y refrigeración mediante un ciclo basado en una mezcla de amoníaco y agua. ASADES Vol. 15 año 2011. 317 - 324.
- 2) D. Y. GOSWAMI, S .VIJAYARAGHAVAN, S. LU, G. TAMM (2004). New and emerging developments in solar energy. Solar Energy 76. 33- 43.
- 3) PADILLA ET AL (2012). Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture. Energy 35. 4649-4657.
- 4) JAWAHAR ET AL (2011). Simulation studies on gas based Kalina cycle for both power and cooling applications. Applied Thermal Engineering xxx. 1-8.
- 5) MALONEY JD, ROBERTSON RC. (1953). Thermodynamic study of ammonia-water heat power cycles. Oak Ridge National Laboratory Report; CF-53-8-43.
- 6) JING LI ET AL.(2012). Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat sources temperatures. Energy 38. 85-95.