

MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UNA PLANTA PARA PRODUCCIÓN DE POTENCIA Y REFRIGERACIÓN BASADA EN UNA MEZCLA BINARIA CON ACCIONAMIENTO SOLAR

V. Gauto¹, E. Pintos¹, G. Figueredo^{1*}, F. Benítez¹.

¹Grupo de Investigación de Tecnologías Energéticas Apropriadas (GITEA)

Universidad Tecnológica Nacional

Facultad Regional Resistencia – C.P. 3500 – Chaco

*grfigueredo@gmail.com

Recibido 14/08/13, aceptado 29/09/13

RESUMEN: Se presenta la optimización de las temperaturas de operación y la producción de potencia mecánica y de refrigeración para una planta basada en una mezcla de amoníaco y agua, bajo las condiciones ambientales del nordeste argentino. Los balances de energía y materia para el ciclo en conjunto con las ecuaciones de la geometría solar, los datos de fábrica de colectores de tubos al vacío y los datos meteorológicos de Resistencia constituyen un sistema de ecuaciones que se resolvió con un software que incorpora correlaciones de las propiedades termofísicas de la mezcla. Al aumentar la temperatura de sobrecalentamiento se incrementó la potencia mecánica y disminuyó la frigorífica. El rendimiento exergético aumentó hasta cerca del 67% mientras el térmico y la relación de trabajo disminuyeron. Se determinó la producción horaria de potencia mecánica y de refrigeración para días típicos de los meses de verano y de invierno.

Palabras claves: Mezclas Binarias, Ciclo Kalina, Cogeneración

INTRODUCCIÓN

En la actualidad existe un gran interés en los ciclos termodinámicos que emplean una mezcla binaria de amoníaco y agua, con la finalidad de generar potencia mecánica y refrigeración con activación térmica mediante calor residual, geotérmico o solar.

Al remplazar la etapa de condensación de un ciclo Rankine por una absorción se logró incrementar el rendimiento de ciclos termodinámicos utilizando mezclas binarias de fluidos, en particular una mezcla de amoníaco y agua. Este avance fue logrado y publicado por Kalina (1984) quien partió de los estudios realizados por Maloney y Robertson en 1953. La finalidad de estos ciclos es la producción de potencia mecánica. Xu et al (2000) propusieron una modificación del mismo para además producir potencia frigorífica, aumentando los rendimientos y abaratando los costos de operación.

Como ventajas de usar una mezcla como la mencionada se pueden mencionar la elevada capacidad calorífica y un punto de ebullición variable, modificando la presión y la composición. Esto permite que exista una pequeña diferencia de temperatura entre la mezcla de trabajo y la fuente térmica, disminuyendo así las irreversibilidades y aumentando el rendimiento. Al emplear amoníaco se abaratan los costos y se procura además el cuidado del medio ambiente.

Se ha propuesto como alternativa para la fuente externa de calor el uso de energía solar. Se han hecho grandes avances en los ciclos termodinámicos anexándoles colectores solares. Además, es una alternativa amigable con la naturaleza en contraste con los combustibles fósiles que se abarata progresivamente año a año. En el nordeste argentino donde el clima es cálido y húmedo, resulta de interés el uso de la energía solar para aire acondicionado y producción de potencia.

Como particularidad, cabe mencionarse, se propone el uso de una columna en donde se lleva a cabo la destilación fraccionada de la mezcla. A diferencia de los demás ciclos mencionados que emplean un equipo rehedor/condensador.

En el presente trabajo se analiza el efecto de tres temperaturas: la de sobrecalentamiento del vapor antes de ingresar a la turbina, la de la solución en el rehedor en la base de la columna y la de disipación de calor en el absorbedor sobre los rendimientos exergético y térmico, la relación de trabajo y también sobre la producción de potencia mecánica y frigorífica. Posteriormente se desarrolla un análisis energético de la instalación accionada por una planta solar para un día típico para cada uno de los meses de verano y de invierno en la ciudad de Resistencia.

SUSTANCIA DE TRABAJO

La sustancia empleada en esta instalación es una mezcla binaria constituida por amoníaco (NH₃) y agua (H₂O). Para determinar las propiedades en un estado determinado se hace uso de las correlaciones aportadas por Ibrahim y Klein (1993). Las propiedades calculadas son la presión, temperatura, composición, calidad, entropía, energía interna y entalpía; siendo necesario conocer tres parámetros para poder calcular los demás. Para agilizar la resolución de los cálculos se utilizó un software que ya incluye las funciones que correlacionan dichas variables.

El estudio termodinámico de la mezcla amoníaco-agua también fue efectuado por Goswami y Xu (1999). Hicieron uso de las propiedades de las sustancias puras, la energía libre de Gibbs y de ecuaciones empíricas para obtener la temperatura de rocío

y burbuja. Este conjunto de ecuaciones incluidas en un programa de cálculo resulta un método simple logrando resultados muy satisfactorios que son comparables con los datos experimentales.

CICLO TERMODINÁMICO

El ciclo que se estudia puede dividirse en dos zonas, ver figura 1: una por donde circula una corriente con elevada concentración de amoníaco (en líneas azules) y otra por donde circula una solución de amoníaco en agua (en líneas rojas y negras). En la primera zona el amoníaco atraviesa el sobrecalentador, la turbina y el enfriador; en la zona restante la corriente de amoníaco se absorbe en una solución diluida de amoníaco en agua, se impulsa mediante una bomba a través del intercambiador solución-solución hacia la columna, donde se separa el amoníaco mediante el aporte del calor de accionamiento y posteriormente la solución diluida regresa al absorbedor atravesando el intercambiador de calor regenerativo.

En el sector de alta presión, la mezcla se separa en la columna de rectificación. Se produce vapor de alta concentración que se sobrecalienta isobáricamente para luego expandirse en una turbina de modo adiabático, saliendo a una temperatura menor a la atmosférica. Esto logra producir un efecto frigorífico en el enfriador, calentándose la mezcla a presión constante. Finalmente, regresa al absorbedor cerrando el ciclo.

Una innovación presente en el ciclo es el uso de una columna de rectificación. En este caso la columna presenta cuatro platos, reduciéndose así el calor aportado en el rehervidor (comparándolo con un equipo típico rectificador-hervidor) debido al precalentamiento que genera el líquido condensado que cae a través de los platos y que entra en contacto íntimo con el vapor que asciende desde el rehervidor y que se va enriqueciendo progresivamente en amoníaco.

Para remover calor en el rectificador se hace uso de una corriente de derivación interna, por lo que se evita el uso de un equipo externo. Además ese calor se utiliza para precalentar la solución base que ingresa a la columna. La presencia de la columna mejora la separación del amoníaco de la mezcla, obteniéndose un producto superior de muy elevada concentración.

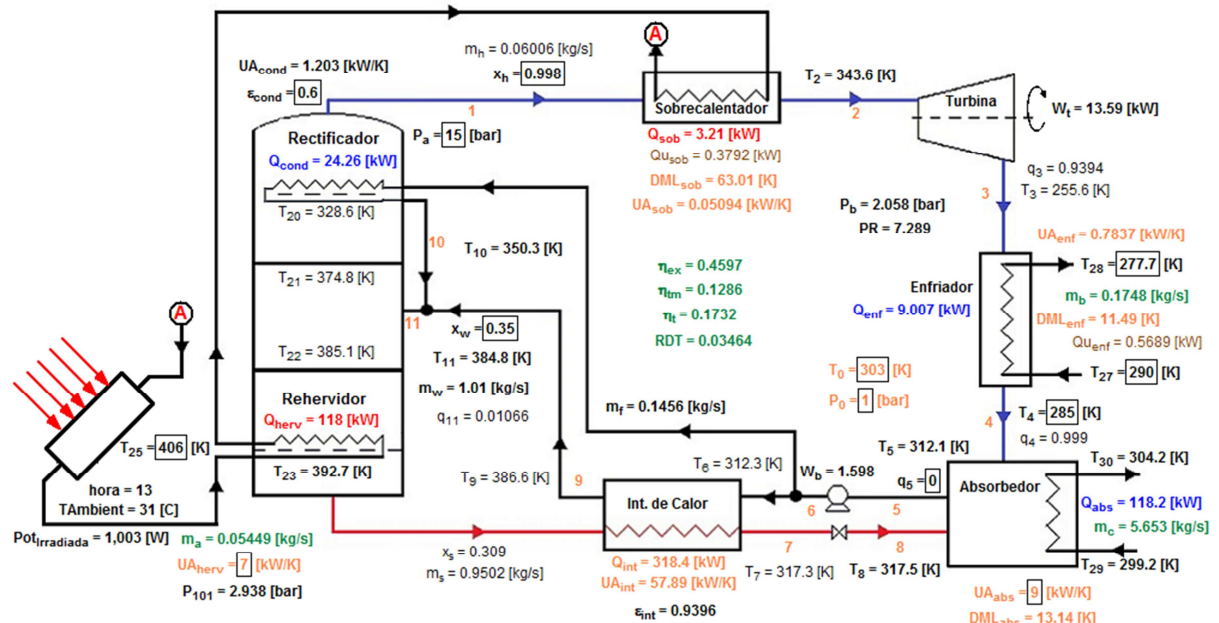


Figura 1: Esquema de la instalación

Para acoplar las temperaturas de las corrientes internas del ciclo con las corrientes externas de accionamiento y disipación se definieron los productos de los coeficientes globales de transferencia de calor y las áreas de intercambio de calor para cada componente de la instalación según lo especificado en la tabla 1

Componente	U.A [kW/K]
Intercambiador solución-solución	57.9
Absorbedor	9.0
Rehervidor	7.0
Rectificador	1.2
Enfriador	0.78
Sobrecalentador	0.05

Tabla 1: Producto del coeficiente global de trasmisión de calor por el área de intercambio para cada componente.

PLANTA SOLAR

Una de las más grandes dificultades con la que se tropieza al utilizar la energía solar para el accionamiento de una planta de potencia es la gran variación que se produce en la intensidad de la radiación durante el día y también en el transcurso de un año. Para predecir el comportamiento del ciclo ante tales variaciones se analizó una instalación constituida por una planta solar que produce el calor de accionamiento empleado por una planta generadora de potencia mecánica y refrigeración.

Se propone utilizar una planta solar basada en tubos al vacío tipo VITOSOL 300T de la marca Viessman con una superficie de absorbedor de 200m² orientados hacia el norte, azimut igual a 180°, y con un ángulo de inclinación con la horizontal de 6°; se eligió esta inclinación debido a que se prefiere una mayor producción de potencia térmica durante los meses de verano, asimismo, dicho valor también corresponde a la pendiente típica de una cubierta de chapa galvanizada sobre la que se pueden montar directamente los colectores. Es necesario aclarar que se analiza el funcionamiento de la planta emplazada en la ciudad de Resistencia en una zona netamente tropical, con temperaturas de verano de 40°C. Dichos colectores exhiben una relación entre la superficie de absorción y la superficie bruta de 0.7 (Wiessman, 2013). El fluido de transferencia es agua con circulación forzada. Cada tubo de vacío incorpora una placa absorbidora de cobre con recubrimiento selectivo de titanio. Esto garantiza una alta absorción de la radiación solar y una emisión mínima de radiación térmica. El calor se transmite a través del tubo de calor permitiendo una unión seca, posibilitando girar o cambiar los tubos incluso cuando la instalación está bajo presión cargada con el fluido caloportador que se propone sea agua presurizada.

METODOLOGÍA

Se utilizó un modelo matemático que fue descrito detalladamente por Figueredo et al (2011), consistente en las ecuaciones de equilibrio mecánico, equilibrio térmico y los balances de materia y energía. Inicialmente el sistema contaba con una columna de 6 platos, pero posteriormente se redujo a solamente 4; esto se debió a que el beneficio en la disminución en el calor del rehervidor usando más de 4 platos no compensa el uso de una columna de mayor tamaño. Las propiedades fisicoquímicas de la mezcla binaria fueron obtenidas mediante las correlaciones disponibles en un programa informático, el cual se encarga además de resolver el sistema de ecuaciones por el método de iteraciones sucesivas de Newton-Raphson. Para tener una mayor comprensión del modelo se determinó el número de grados de libertad, conociendo así las variables independientes que se podían controlar. Como parte del modelado del ciclo, se hicieron una serie de hipótesis que permiten una resolución más sencilla sin perder rigurosidad:

- En cada plato de la columna existe el equilibrio líquido-vapor, en el que ambas fases están saturadas.
- El líquido que abandona el absorbedor se encuentra saturado.
- El bombeo se considera a entropía constante.
- Para evitar problemas mecánicos en la turbina debido la presencia de gotas, el título del vapor es mayor a 0,9.
- Las pérdidas de carga y calor a través de las conducciones son despreciables.

Para fijar las condiciones de operación de los intercambiadores de calor fue necesario establecer algunas variables adicionales, como ser: Δ_{pinch} , diferencia entre la temperatura de la corriente caliente que sale del intercambiador solución-solución (T_7) y la temperatura de la corriente fría que ingresa al mismo (T_6); $\Delta_{sobrecalentamiento}$, diferencia entre la temperatura de salida (T_2) y la de entrada (T_1) del vapor de amoníaco en el sobrecalentador; el rendimiento del condensador (ϵ_{cond}) en la cabeza de la columna se define como el cociente entre el calor realmente transferido y el máximo calor posible de transmitirse suponiendo que se alcance el equilibrio térmico entre la corriente fría y caliente.

El cálculo de la energía aportada por la planta solar se efectuó en forma simplificada partiendo de los datos horarios de radiación solar sobre superficie horizontal y temperatura ambiente. En las figura 2 y 3 se pueden observar la radiación solar y la temperatura ambiente para días típicos del mes de agosto y de diciembre en la ciudad de Resistencia. En función de la orientación de los captadores, del día del año y de la hora se determinó la radiación incidente sobre el plano de los captadores Dufie y Beckmann (1992), y en función de la temperatura ambiente y de la radiación solar se obtuvo el rendimiento del colector solar mediante la ecuación (1) que fue proporcionada por el fabricante.

$$\eta_{col} = C_0 - (C_1 + C_2 \cdot \Delta_t) \cdot \frac{\Delta_t}{G_t} \quad (1)$$

Donde las características del colector están dadas por el rendimiento óptico $C_0=0.802$, y los coeficientes de pérdida del calor $C_1=1.37 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ y $C_2=0.0068 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^2)$. Δ_t es la diferencia de temperatura entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente y G_t es la radiación solar en W/m^2 . En las figuras 4 y 5 se pueden apreciar el rendimiento de los captadores solares y el calor captado por la planta solar para los mismos días típicos del mes de agosto y diciembre para los que se representaron la radiación y temperatura.

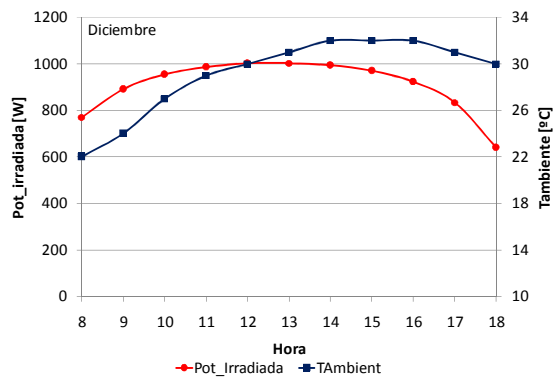


Figura 2: Radiación solar y temperatura ambiente para un día típico del mes de diciembre en Resistencia.

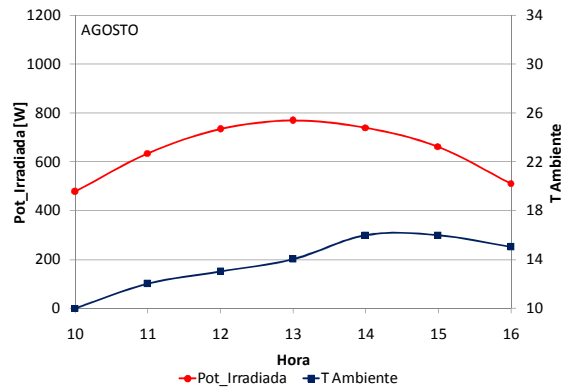


Figura 3: Radiación solar y temperatura ambiente para un día típico del mes de agosto en Resistencia.

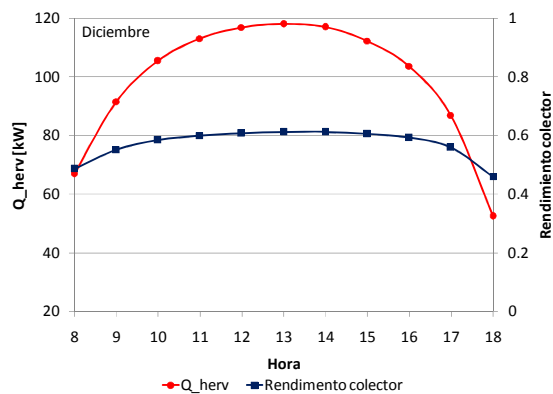


Figura 4: Rendimiento y potencia térmica producida por la planta solar para un día típico del mes de diciembre en Resistencia.

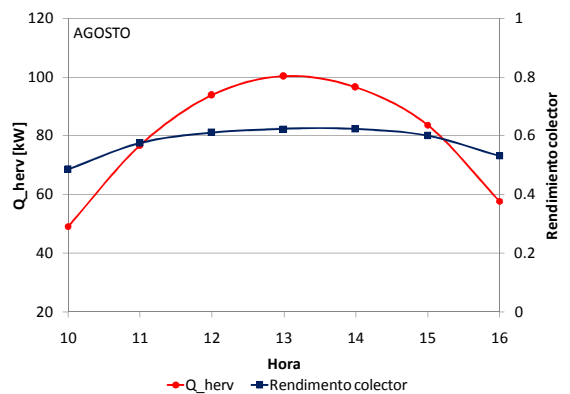


Figura 5: Rendimiento y potencia térmica producida por la planta solar para un día típico del mes de agosto en Resistencia.

Se resolvió el modelo matemático de la planta solar y del ciclo para cada hora diurna de un día típico de cada mes durante la temporada estival e invernal. Para la disipación de calor en el absorbedor se supuso que la torre de enfriamiento produce agua a una temperatura de 5°C por debajo de la ambiente. Se establecieron los valores de los productos de los coeficientes globales de transmisión de calor (U) por las áreas de intercambio de calor (A) para relacionar, mediante la ecuación de transmisión de calor, las temperaturas externas con las internas en el rehervidor, sobrecalentador y absorbedor, ver tabla 1.

Para efectuar el análisis de la influencia de las temperaturas de accionamiento en el rehervidor, sobrecalentador y de disipación de calor en el absorbedor se establecieron y se dejaron constantes los parámetros listados en la tabla 2.

Parámetro	Unidad	Valor
Presión de alta	bar	30
Presión atmosférica	bar	1
Temperatura del hervidor	K	403
Temperatura de salida del enfriador	K	285
Temperatura del absorbedor	K	290
Temperatura atmosférica	K	303
Composición en la entrada a la columna	kg NH ₃ /kg solución	0,5
Composición en la cabeza de la columna	kg NH ₃ /kg solución	0,998
Rendimiento isoentrópico de la turbina	%	90
Rendimiento isoentrópico de la bomba	%	90
Caudal másico de la mezcla que ingresa a la columna	kg/s	1
Diferencia de temperatura entre el fluido frío y caliente en el intercambiador solución-solución (Δ pinch)	K	5
Sobrecalentamiento del vapor de amoníaco	K	15
Rendimiento del condensador	%	60

Tabla 2: parámetros de operación durante el proceso de optimización.

RENDIMIENTO TERMICO, EXERGETICO Y RELACION DE TRABAJO

Antes de analizar el desempeño del ciclo en diferentes condiciones, es necesario definir los parámetros a optimizar. Para ello, se hace uso de los Principios de la Termodinámica.

Para comenzar se puede definir el rendimiento térmico (2), el cual compara los efectos útiles del sistema con el calor necesario para el accionamiento. Es el cociente entre el trabajo neto (diferencia entre el trabajo generado en la turbina y el consumido por la bomba) más la potencia frigorífica y el calor aportado al sistema en el hervidor y el sobrecalentador.

$$\eta_t = \frac{Q_{enf} + W_{neto}}{Q_{herv} + Q_{sob}} \quad (2)$$

El rendimiento exergetico (3), basado en el Segundo Principio de la Termodinámica, permite comparar los beneficios obtenidos con los aportes consumidos en términos de idéntica calidad. Este rendimiento nos permite ver la eficiencia de las transformaciones de energía del sistema.

$$\eta_{ex} = \frac{Qu_{enf} + W_{neto}}{Qu_{herv} + Qu_{sob}} \quad (3)$$

La relación de trabajo (4) es el cociente entre la suma de las energías producidas y todas las energías que intercambia el sistema lo que representa aproximadamente la potencia total instalada en la planta.

$$RDT = \frac{Q_{enf} + W_{neto}}{Q_{sob} + Q_{herv} + Q_{enf} + Q_{abs} + Q_{int} + Q_{cond} + W_t + W_b} \quad (4)$$

RESULTADOS DE LA MODELIZACIÓN

Se muestran los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones realizadas para temperaturas variables en cada equipo analizado.

Sobrecalentador: A medida que Δ_{sob} crece, se ve como la RDT disminuye progresivamente, debido a que Q_{sob} se incrementa y decae Q_{enf} . El rendimiento exergetico (η_{ex}), en cambio, aumenta ligeramente. También se aprecia como la curva del rendimiento térmico (η_t) disminuye levemente (Figura 6).

El trabajo producido por la turbina (W_t) aumenta a medida que Δ_{sob} aumenta, con una trayectoria casi lineal. Esto se debe a que es mayor el salto entálpico que se genera entre la corriente de entrada y de salida en la turbina. El calor removido del sistema en el enfriador (Q_{enf}) decae en el mismo sentido (figura 7). Dado que el amoníaco ingresa a una mayor temperatura al enfriador, su capacidad refrigerante decae.

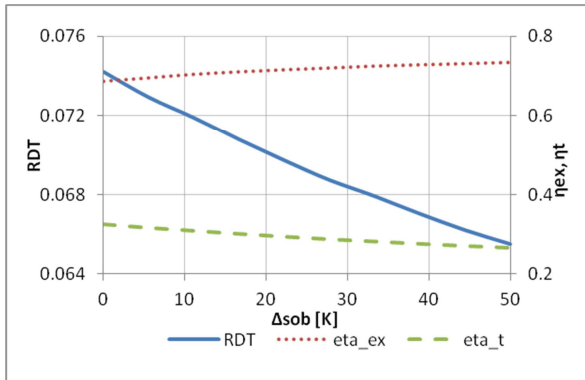


Figura 6: Relación de trabajo y rendimientos exergeticos y térmicos en función del sobrecalentamiento

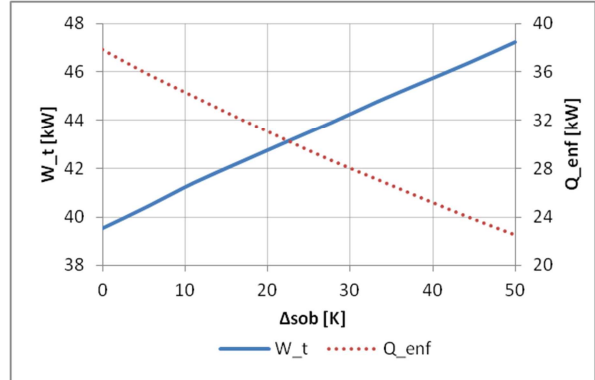


Figura 7: Potencia mecánica y refrigeración en función del sobrecalentamiento

Absorbedor: La relación de trabajo, el rendimiento exergetico y el térmico disminuyen al incrementarse la temperatura en el absorbedor. A los 320K presentan una disminución pronunciada, muy evidente en la RDT con un gran cambio en la pendiente (figura 8). El trabajo generado en la turbina decae linealmente. Para temperaturas superiores a 320K, el calor removido cambia de signo (efecto contrario al buscado) y disminuye rápidamente (figura 9). Con el aumento progresivo de T_5 , se produce asimismo un aumento en T_3 (salida de la turbina); dado que T_2 (entrada a la turbina) se mantiene constante, el salto entálpico (W_t) disminuye haciendo decaer los rendimientos; como T_4 es invariable, el Q_{enf} disminuye poco a poco. Llegado un punto ($T_5 = 320K$), T_3 se iguala con T_4 produciendo que el enfriador no intercambie calor ($Q_{enf} = 0$); a mayores temperaturas del absorbedor, el calor se invierte.

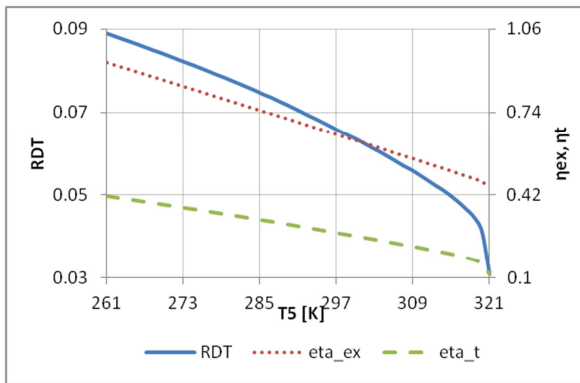


Figura 8: Relación de trabajo y rendimientos exergéticos y térmicos en función de la temperatura del absorbedor

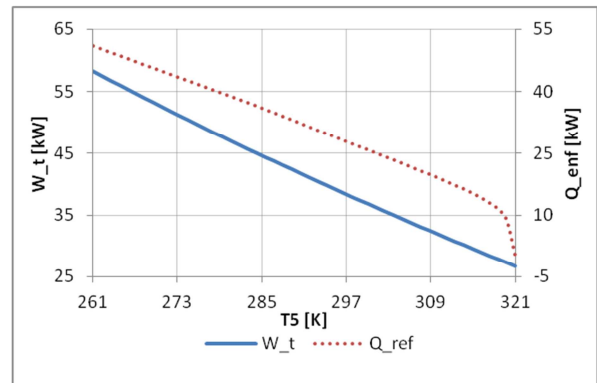


Figura 9: Potencia mecánica y refrigeración en función de la temperatura del absorbedor

Rehervidor: La RDT aumenta logarítmicamente, tendiendo a un valor constante de 0,094. El rendimiento exergético presenta un valor máximo de 0,709 a los 403,1K. El rendimiento térmico, aumenta hasta llegar al máximo de 0,3156, para luego disminuir gradualmente (figura 10). Tanto el efecto frigorífico como el trabajo en la turbina se incrementan con la temperatura del rehervidor (figura 11). A medida que aumenta T_{23} el calor útil en el enfriador y el trabajo neto se incrementan, por encima del calor útil en el rehervidor por lo que η_{ex} sube. Pasando los 403,1K, la situación se invierte y $Q_{u_{her}}v$ supera a $Q_{u_{sob}}$ y W_{neto} produciendo una disminución del rendimiento exergético. Una explicación análoga se puede aplicar para η_t . Con el incremento en T_{23} se aumenta la temperatura a la entrada de la turbina, por lo que aumenta W_t . Dado que se sube la temperatura en el rehervidor, hay mayor vaporización, causando un incremento en el caudal másico que circula por el enfriador que aumenta la refrigeración.

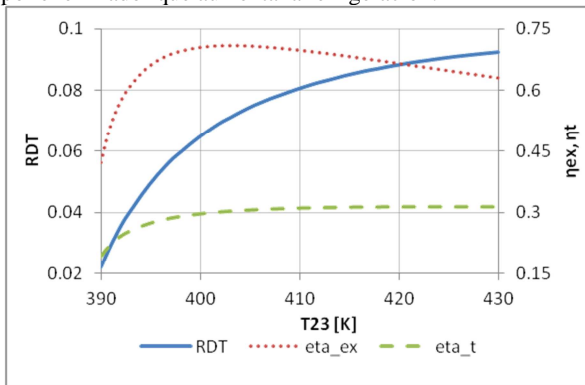


Figura 10: Relación de trabajo y rendimientos exergéticos y térmicos en función de la temperatura del rehervidor

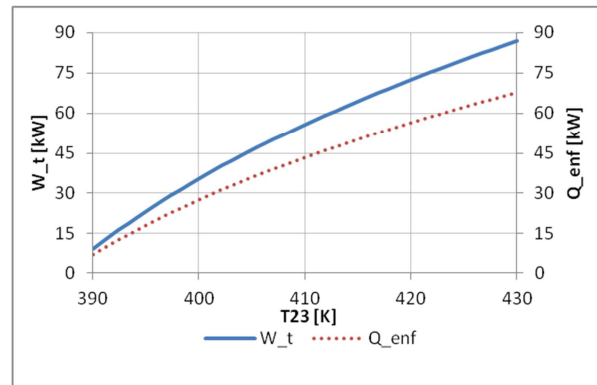


Figura 11: Potencia mecánica y refrigeración en función de la temperatura del rehervidor

En la tabla 3 se resumen los rendimientos térmico y exergético, los flujos de calor y potencia en los distintos equipos para las 13hs de un día de diciembre.

Potencia mecánica de la turbina [kW]	13,59
Potencia de la bomba [kW]	1,598
Potencia neta [kW]	11,99
Potencia de refrigeración [kW]	9,007
Flujo de calor de accionamiento en el rehervidor [kW]	118
Flujo de calor de accionamiento en el sobrecalentador [kW]	3,21
Flujo de calor en el intercambiador solución-solución [kW]	318,4
Flujo de calor de rectificador [kW]	24,26
Flujo de calor en el absorbedor [kW]	118,2
Radiación solar horaria media [kW]	1,003
Flujo de exergía en la refrigeración [kW]	0,5689
Flujo de exergía del rehervidor [kW]	26,95
Flujo de exergía en el sobrecalentador [kW]	0,38
Caudal másico de solución concentrada [kg/s]	1,01
Rendimiento térmico [%]	17,32
Rendimiento exergético [%]	45,97
Relación de trabajo [%]	3,4%

Tabla 3: Potencia, caudales y rendimientos para un día típico del mes de diciembre a las 13hs.

En las figuras 12 y 13 se representaron las potencias mecánica y de refrigeración, junto con los rendimientos térmicos y exergéticos en función de la hora para idénticos días que en los casos de las figuras 1 y 2. Para las primeras y las últimas horas diurnas la instalación no puede operar debido a que la potencia solar de accionamiento no alcanza para producir vapor en la columna y solo se utiliza para calentar la solución que se enfría en el absorbedor en un circuito cerrado. Hay que tener en cuenta que si bien hay un intercambiador solución-solución que regenera el calor de la columna siempre una parte se disipa en el absorbedor. Durante el invierno la planta podría operar aproximadamente 6 horas diarias, de 10 a 16hs, mientras que durante el verano alcanzaría hasta a 10 horas diarias desde las 8 de la mañana hasta las 6 de la tarde. La potencia mecánica y la de refrigeración exhibe un máximo al mediodía a pesar de que los rendimientos presentan un mínimo al mediodía, esto se debe a que si bien aumenta la potencia de accionamiento el salto de temperatura para el flujo de calor también aumenta y esto penaliza las temperaturas internas del absorbedor y rehedidor.

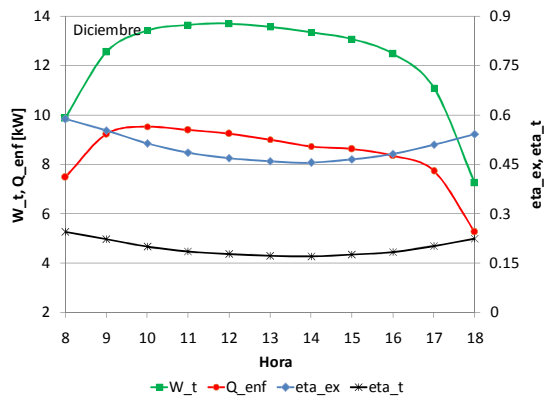


Figura 12: Potencia mecánica, refrigeración y rendimientos térmicos y exergéticos para un día típico del mes de diciembre en Resistencia.

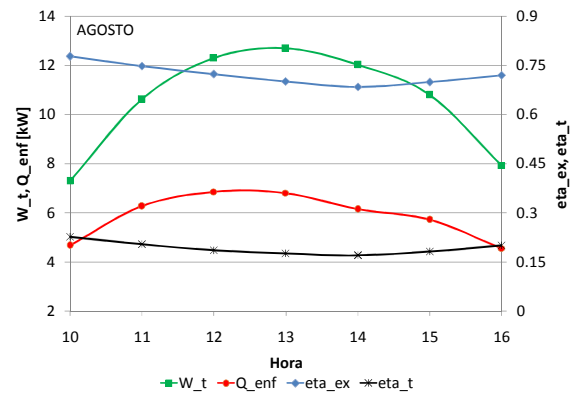


Figura 13: Potencia mecánica, refrigeración y rendimientos térmicos y exergéticos para un día típico del mes de agosto en Resistencia.

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Comparando nuestras simulaciones con las de otros trabajos publicados podemos ver que se correlacionan correctamente. Zare et al (2012) llegaron a la misma tendencia entre el trabajo de la turbina y la temperatura de sobrecalentamiento. Obtuvieron como trabajo máximo 358,1kW, con Δ pinch de 5°C, x_h de 0,965 y una relación de presión de 8. Este valor es muy superior a nuestro valor más alto (47,24kW) principalmente debido al mayor caudal de mezcla usado (4,531kg/s contra 1kg/s). Asimismo, el efecto frigorífico presenta el mismo comportamiento, alcanzando los 97kW, muy alejados de nuestro valor de 37,87kW, debido a las causas previamente explicadas. Al momento de comparar rendimientos, Zare los define de manera distinta a la nuestra; para ello, hemos cambiado la fórmula correspondiente para que el análisis sea coherente. El mayor rendimiento térmico alcanzado en ese trabajo es de 16,63% (con Δ pinch de 5°C, Δ sobrecalentamiento de 15°C, relación de presión de 14,93, un x_h igual a 0,965, T5 de 283K, T23 de 366,95K), inferior al valor que hemos logrado de 18,9% (en las condiciones previamente definidas, con RP de 17,21, T23 de 395K y x_h de 0,98).

Vázquez Padilla et al (2010) lograron un 20% de rendimiento térmico, con T5 de 303K y T2 de 443K. Su rendimiento exergético máximo fue de 72% para las mismas condiciones. Modificando nuestros cálculos para comparar rendimientos, alcanzamos un rendimiento térmico de 17,54% y uno exergético de 64,6%.

El estudio llevado a cabo por Xu et al (2000) demuestra que con el aumento de T23 se logra un incremento del rendimiento térmico, conclusión a la que nosotros también hemos llegado. Su trabajo logró un rendimiento térmico de 21,5% (T5=280K, T2=410K, T10=360K, Pa=25bar), en condiciones similares (T10=355,3K) hemos alcanzado los 28,44%.

Wang et al (2013) emplearon 600 colectores tipo CPC (compound parabolic concentrator), cada uno con un ancho de absorbedor de 0,06m y un largo de 2m, siendo la relación de concentración 10, dando una superficie de apertura total de 720m². Las condiciones fueron: presión de alta de 18bar, diferencia en el punto pinch de 6°C y una temperatura de la fuente caliente de 131,9°C. Lograron un valor máximo de 10,5kW de potencia en la turbina, menor que el logrado en este estudio, de 13,5kW llevado a cabo en un colector de tubos al vacío con 192m² de superficie.

En un estudio similar, Wang et al (2009) evaluaron un sistema basado en R123 haciendo uso de un eyector, siendo una tecnología diferente de la nuestra. Lograron un valor optimizado de 60,33% para el rendimiento exergético, muy cercano al nuestro de 60,2%.

CONCLUSIONES

Luego de realizado el análisis del efecto de las temperaturas sobre el sistema, se pueden definir los valores que aumentan los diferentes beneficios generados. Si suponemos Δ sob=0K, que equivale a la ausencia del equipo o a su no funcionamiento, se ve que el trabajo en la turbina es mínimo y el calor de refrigeración es máximo. Cuando el sobrecalentador opera al máximo, se invierte lo anterior. Si los requerimientos de potencia y refrigeración varían, modificando el funcionamiento del sobrecalentador se logrará cumplir con las exigencias dadas.

La temperatura de operación del absorbedor tiene gran influencia en el trabajo producido y en el efecto frigorífico, en ambos casos con el mismo comportamiento. Disminuir su valor resulta en un aumento para ambos efectos.

La temperatura del rehervidor es indispensable para la generación de potencia y frío. Disminuirla demasiado conlleva a que W_t y Q_{ref} tiendan a cero. Se buscará un valor lo más alto posible, cercano a 403K en donde se ubica el máximo en el rendimiento exergético.

Para el ciclo se obtuvieron rendimientos térmicos medios a lo largo de las horas diurnas de un día de diciembre de aproximadamente el 50% mientras que durante un día del mes de agosto aproximadamente el 72%. Los rendimientos térmicos promedio estuvieron en el 20%. Con una planta solar de 200m² se alcanza a producir una potencia mecánica de casi 14 kW y una potencia frigorífica de 9kW.

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, el máximo trabajo logrado es de 119,6kW ($\Delta s_{ob}=22,39K$, $T_5=264K$, $T_{23}=430K$) y el máximo efecto frigorífico alcanzado es de 108kW ($\Delta s_{ob}=3K$, $T_5=265,2K$, $T_{23}=430K$).

NOMECLATURA		SUBINDICES	
T	Temperatura, K	1...4	Estados en los platos
p	Presión, bar	7...14	Estados en el ciclo
h	Entalpía, kJ/g	rec	Rectificador
x	Fracción másica	herv	Rehervidor
Qu	Calor utilizable o exergía del calor	a	Absorbedor
v	Caudal de vapor, kg/s	b	Bomba
l	Caudal de líquido, kg/s	int	Intercambiador
m	Caudal de solución, kg/s	l	Líquido
Q	Flujo de calor, kW	v	Vapor
W	Potencia mecánica, kW	t	térmico
U	Coefficiente global de transmisión de calor, kW/K.m ²	ex	exergético
A	Área de transmisión de calor, m ²	h	Concentración alta
ΔT	Diferencia media logarítmica de temperaturas, K	w	Concentración a la salida del abs.
η	Rendimiento	s	Concentración a la entrada al abs.
RDT	Relación de trabajo		

REFERENCIAS

- Duffie, J. y Beckman, W. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, Editorial Wiley-Interscience, New York.
- Figueredo G., Vizcaíno N., Perna S. y Benitez F. (2011). Cogeneración de trabajo y refrigeración mediante un ciclo basado en una mezcla de amoníaco y agua.. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 15, 317-324.
- Ibrahim, O.M. y Klein, S.A., (1993) *Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures*, ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495
- Kalina A. (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of engineering for Gas Turbines and Power*, 106, 737-42.
- Maloney JD y Robertson RC. (1953). *Thermodynamic study of ammonia-water heat power cycles*. Oak Ridge National Laboratory Report; CF-53-8-43.
- Vazquez Padilla R., Demirkaya Gökmen, Goswami D. Y. y Stefanakos Elias. (2010). Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture.
- Viessman. 2013 VITOSOL 300-T Vakuum-Röhrenkollektor nach dem Heatpipe-Prinzip zur Nutzung der Sonnenenergie. Consultado el 14/08/2013 en: http://www.viessmann.de/content/dam/internet-global/pdf_documents/Datenblaetter_2013/EV/5693172_05-013_DE.pdf
- Wang J., Dai Y., Gao L. y Ma S. (2009). A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Renewable Energy* 34, 2780-2788
- Wang J., Yan Z., Zhou E. y Dai Y. (2013). Parametric analysis and optimization of a Kalina cycle driven by solar energy. *Applied Thermal Engineering* 50, 408-415.
- Xu F. y Goswami D. Y. (1999). Thermodynamic properties of ammonia- water mixtures for power-cycle applications. *Energy* 24. 525- 536.
- Xu F., Goswami D. Y. y Sunil S. B . (2000). A combined power/ cooling cycle. *Energy* 25. 233- 246.
- Zare V., Mahmoudi S. M. S., Yari M. y Amidpour M. (2012). Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling.

ABSTRACT: The optimization of the operating temperatures together with mechanical and refrigeration power generation are presented for a power plant based on an ammonia and water mixture cycle, working under environmental conditions of northeast Argentina. The mass and energy balances for the cycle, together with solar geometry equations, manufacturer data of the vacuum tube collector and meteorological data from the city of Resistencia, constitute an equation system that was solved using software that includes built-in correlations of the thermophysical properties of the ammonia and water mixture. By increasing the overheating temperature before the turbine inlet, resulted in a higher mechanical power but a lower cooling power. The exergetic efficiency was increased up to close to 67% while the thermal efficiency and the work ratio were lowered. The mechanical and cooling power generation was determined for days typical of summer and winter of Resistencia.

Keywords: Binary mixtures, Kalina Cycle, Cogeneration