



UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILISTOGA. 1948

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CENTRO DE ESTUDIOS ENERGÉTICOS Y TECNOLOGÍAS
AMBIENTALES

(CEETA)

TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO: MODELO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN CON VISTA A SER IMPLEMENTADO EN DIFERENTES
SECTORES DE LA PROVINCIA VILLA CLARA.

AUTOR: JAVIER O. VELÁZQUEZ FDEZ

TUTOR: DR.C OSCAR MIGUEL CRUZ FONTICIELLA

CONSULTANTE: DR.C MAIDA BÁRBARA REYES RODRÍGUEZ

2014- 2015

AÑO 57 DE LA REVOLUCIÓN

CON SU ENTRAÑABLE TRANSPARENCIA





FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CENTRO DE ESTUDIOS ENERGÉTICOS Y TECNOLOGÍAS
AMBIENTALES

(CEETA)

TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO: MODELO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN CON VISTA A SER IMPLEMENTADO EN DIFERENTES
SECTORES DE LA PROVINCIA VILLA CLARA.

AUTOR: JAVIER O. VELÁZQUEZ FDEZ

TUTOR: DR.C OSCAR MIGUEL CRUZ FONTICIELLA

CONSULTANTE: DR.C MAIDA BÁRBARA REYES RODRÍGUEZ

2014- 2015

AÑO 57 DE LA REVOLUCIÓN





Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas como parte de la culminación de estudios de la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la Universidad.

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

Firma del Tutor

Firma del Jefe de
Departamento donde se
defiende el trabajo

©Derecho de Autor

Javier Octaviano Velázquez Fernández.

2015

PENSAMIENTO

LA CREATIVIDAD NACE DE LA ANGUSTIA, COMO EL DÍA NACE DE LA NOCHE OSCURA. ES EN LA CRISIS CUANDO NACE ESTA INVENTIVA, LOS DESCUBRIMIENTOS Y LAS GRANDES ESTRATEGIAS. QUIEN SUPERA LA CRISIS SE SUPERA A SÍ MISMO SIN QUEDAR 'SUPERADO'.

ALBERT EINSTEIN

DEDICATORIA

A mis padres (Lourdes y Pedro) los cuales siempre han depositado su confianza en mí y me han alentado a seguir adelante sin importar los percances que te impone la vida.

A mi hermano menor (Donyi Ernesto), que este trabajo le sirva como referente de que todo en la vida se puede lograr, siempre y cuando le pongas empeño, deseo y voluntad.

A mi familia en general. Muchas gracias por todo.

AGRADECIMIENTOS

A la Revolución y a la UCLV (Fac. Ing. Mecánica) por permitirme terminar los estudios y poder convertirme en una mejor persona.

A mis padres (Lourdes y Pedro), por sus consejos y apoyo incondicional en los momentos más difíciles de mi vida. A mi abuela y mi tío (Lourdes y Delvis) por su ayuda brindada.

A mi hermano menor (Donyi Ernesto) por sus ocurrencias y maldades.

A mi familia en general.

A mis tutores, el Dr.C Oscar Miguel Cruz Fonticiella y la Dr.C Maida Bárbara Reyes Rodríguez Céspedes por la confianza depositada en mí y al profesor Alfredo Leyva por la ayuda brindada.

A Saucedo por su enorme ayuda cuando más la necesitaba.

Al flaco por ser como un hermano para mí y a Evelicia por la ayuda ofrecida.

A María Pilar, muchas gracias por la grandísima ayuda que me has brindado a lo largo de casi 5 años, tu paciencia conmigo, consejos, sonrisas, abrazos, etc. En serio, me cambiaste la vida. GRACIAS POR APARECER EN MI VIDA.

Gracias a Pupi, Odalis y Tite por ser como una segunda familia para mí durante todo este tiempo.

A todos mis amigos más cercanos, tanto de la universidad como fuera de ella. Sé, que me quedan muchas personas por mencionar, pero en fin, a todas las personas que de una forma u otra me han ayudado a atravesar esta gran aventura que es la vida, GRACIAS.

RESUMEN

El siguiente trabajo va encaminado a la modelación de un sistema de refrigeración por absorción (SRA) utilizando la mezcla Amoníaco /Agua ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) con vistas a ser implementado en diferentes sectores de la provincia de Villa Clara los cuales son altos consumidores de energía eléctrica por concepto de la refrigeración. Se utilizaron diferentes fuentes de energía térmica necesarias en el generador. Se modelaron diferentes situaciones variando los principales parámetros del sistema para ver cómo afectan el COP obteniendo resultados como el de la necesaria implementación de un rectificador del vapor de amoníaco al sistema.

Además se realizaron diferentes cálculos económicos con vista a la pre factibilidad de la implementación del sistema dando resultados alentadores en cuanto al tiempo de recuperación de la inversión inicial, menos de 2 años; y una reducción de los gases de efecto invernadero considerables, aproximadamente de 5,772,965 tCO₂.

ABSTRACT

The following work goes guide the modeling of a cooling system for absorption (SRA) using the mixture Ammoniac / Waters which down ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) with an eye to be implemented at different sectors of Villa Clara province the consumers of electric power by way of refrigeration are tall. They used different necessary sources of thermic energy in the generator. They modeled different positions varying the principal parameters of the system to see how they affect the COP getting out results like the necessary implementation of a rectifier of the ammonia vapor to the system.

Also different cost reducing calculations looking out on the pre accomplished feasibility of implementation of system giving encouraging results themselves in as much as to the time of recuperation of the initial investment, less than 2 years; and a considerable reduction of the gases of global warming, approximately of 5.772.965 tCO₂.

NOMENCLATURA USADA

SRA = Sistema de Refrigeración por Absorción

NH_3 = Amoníaco

H_2O = Agua

$LiBr$ = Sal de Bromuro de Litio

COP = Coeficiente de Rendimiento

Q_E = Carga térmica a vencer por el equipo (kW)

Q_C = Calor expulsado en el condensador (kW)

Q_A = Calor absorbido (kW)

Q_G = Calor necesario en el generador (kW)

Q_D = Calor expulsado en el rectificador (kW)

$Q_{IQ} (sub)$ = Calor en el intercambiador de calor del líquido condensado (kW)

$Q_{IQ} (sol)$ = Calor en el intercambiador de calor de la solución (kW)

W_B = Trabajo de la Bomba de la solución (kW)

h = Entalpía (kJ/kg)

f = razón de circulación

η_B = rendimiento de la Bomba (%)

ε_{SOL} y ε_{SUB} = Efectividades de los intercambiadores de calor utilizados

T_{13} = Temperatura de evaporación (°C)

T_{10} y T_1 = Temperatura de condensación y absorción (°C)

X_9 = Fracción de masa de amoníaco a la salida del rectificador (%)

Q_1 = Líquido saturado en la entrada de la bomba

Q_4 = Líquido saturado en la salida del generador (solución pobre en NH_3)

Q_{10} = Líquido saturado en la salida del condensador

Q_{14} = Vapor casi saturado en la salida del evaporador

Q_7 y Q_9 = Vapor saturado en la salida de la primera y segunda porción de la columna de rectificación.

P_{alta} = Presión en condensador y en el generador (kPa)

P_{baja} = Presión en el evaporador y en el absorbedor (kPa)

T_4 = Temperatura de suministro al generador (°C)

m_{13} = Flujo de refrigerante (kg/s)

s = Entropía (kJ/kg/K)

v = Volumen específico (m^3/kg)

x = Fracción de masa de NH_3 (kg/kg)

GEI = Gases de Efecto Invernadero

VAN = Valor actual neto (\$)

TIR = Tiempo de Recuperación de la Inversión (%)

$Payback$ = Plazo de Recuperación (años, meses, días)

G_V = Flujo de vapor necesario en el generador (kg/h)

G_D = Flujo de vapor disponible (kg/h)

Q_0 = Potencia frigorífica cubierta por los gases de escape (kW)

m_g = flujo de los gases (kg/s)

C_p = calor específico de los gases (kJ/kg * K)

T_1 = temperatura de salida de los gases (°C)

T_2 = temperatura de salida de los gases del generador (°C)

η_c = rendimiento del sistema de los conductos

T_{ENT} = temperatura de entrada del agua al colector (°C)

T_{SAL} = temperatura de salida del agua del colector (°C)

I_{RAD} = Intensidad de la radiación solar (W/m^2)

ϕ = Latitud del lugar a construir el campo solar

η_{col} = Eficiencia global del colector

M = Cantidad de agua a calentar (kg/día)

P_{atm} = Presión atmosférica (kPa)

A_{CAP} = Área de captación (m^2)

E = Energía necesaria para calentar el agua (kW)

θ = Ángulo óptimo de inclinación del colector

ΔT = Diferencia de temperatura ($^{\circ}C$)

m_{NEC} = Flujo de agua caliente al generador (kg/s)

PENSAMIENTO	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTOS	VII
RESUMEN	VIII
NOMENCLATURA USADA	IX
INTRODUCCIÓN	1
Capítulo # 1: Estado del arte de la Tecnología Frigorífica de Absorción.	3
1.1) Descripción general	3
1.2) Introducción al SRA (Sistema de Refrigeración por Absorción)	3
1.2.1) Aplicaciones de la refrigeración	3
1.2.2) Sistema de refrigeración por absorción (SRA)	4
1.2.3) Clasificación de las máquinas de absorción	4
1.2.4) Aspectos teóricos del sistema	5
1.3) Componentes y funcionamiento del SRA	10
1.4) Sistema Amoníaco – Agua	14
1.5) Sistema Agua – Bromuro de litio	16
1.6) Ventajas y desventajas del SRA	19
1.7) Estado actual de las máquinas de refrigeración por absorción.	20
1.8) Situación energética en Cuba	21
Capítulo # 2: Análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción	23
2.1) Análisis del SRA ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$)	24
2.1.1) Evaporador	25
2.1.2) Condensador	26
2.1.3) Válvula de expansión de la solución	27
2.1.4) Intercambiador de calor de la solución	27
2.1.5) Intercambiador de calor para el sub-enfriamiento del fluido condensado	29
2.1.6) Válvula de expansión del refrigerante	30
2.1.7) Bomba de la solución	31
2.1.8) Absorbedor	32
2.1.9) Sistema de rectificación	33
Capítulo # 3: Modelación del SRA en un software	37
3.1) Resultados obtenidos en el software	40

3.2) Análisis de la rentabilidad	45
Capítulo # 4: Fuentes de calor alternativas para el uso del SRA.....	48
4.1) Fuente de energía térmica (Vapor de agua).....	48
4.2) Gases residuales de escape	49
4.3) Energía solar térmica	51
CONCLUSIONES.....	54
RECOMENDACIONES.....	55
BIBLIOGRAFÍA	56
ANEXOS	58

INTRODUCCIÓN

El incremento de las restricciones ambientales y del costo de generación de la energía eléctrica ha contribuido al desarrollo de investigaciones relacionadas con los sistemas de refrigeración que utilizan recursos renovables como fuente de energía motriz. En aplicaciones residenciales y comerciales, la demanda de refrigeración y acondicionamiento de aire se garantiza mediante el empleo de sistemas convencionales por compresión de vapor, caracterizados por ser altos consumidores de energía eléctrica, incidiendo en sobrecargas considerables en las redes de distribución.

En los últimos años ha resurgido la refrigeración por absorción, a consecuencia del alza del precio de los hidrocarburos y del impacto al medioambiente derivado de su uso y explotación. Este auge se fundamenta en la posibilidad de accionar estos sistemas directamente con energía solar o calores residuales, disminuyendo las emisiones de dióxidos de carbono y la demanda de energía eléctrica.

Las máquinas de absorción utilizadas como enfriadoras son un ejemplo de tecnología encaminada a ayudar a mitigar tanto la dependencia de la electricidad, como el problema medioambiental, ya que, por un lado, carecen de compresor mecánico, pudiéndose utilizar calor residual o energía solar como fuente motriz, y por otro lado, como fluido de trabajo, utilizan disoluciones que son inocuas para el medio ambiente ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, entre otras).

Las máquinas de absorción de simple efecto trabajan con menor eficiencia, en términos de energía primaria, que las máquinas de compresión mecánica condensadas por aire. Por tanto, estas máquinas no presentan una solución cuando son accionadas mediante combustibles comerciales. Sin embargo, sí presentan una alternativa cuando la fuente de calor proviene de calor residual o de la energía solar.

A partir del conocimiento de la carga térmica necesaria y la existencia de fuentes de suministro de calor que pueden emplearse en el uso de una máquina de enfriamiento por absorción, se impone la necesidad de establecer los parámetros de selección de una máquina de enfriamiento por absorción a partir de un análisis de las diferentes

fuentes de suministro de calor para la generación de frío. De esta manera se puede contribuir a la disminución del consumo de energía eléctrica por concepto de climatización y a la eliminación del uso de freones como refrigerantes.(Salas, 2014)

Por este motivo se plantea la siguiente **hipótesis**:

- Se podrá modelar un sistema de refrigeración por absorción mediante el uso de energías no convencionales analizando diferentes variantes para su implementación en los diferentes sectores económicos y sociales de la provincia de Villa Clara.

En tal sentido nos proponemos los siguientes objetivos:

Objetivo general

- Modelar con el EES (*Engineering Equation Solver*) un sistema de refrigeración por absorción y analizar diferentes variantes que puedan ser implementadas.

Objetivos específicos

- Modelar un sistema de refrigeración por absorción en el software EES.
- Ofrecer variantes en la fuente de consumo y posibles implementaciones del sistema en varios sectores de la provincia de Villa Clara.
- Realizar un estudio de factibilidad del uso de esta tecnología en nuestro país.

Capítulo # 1: Estado del arte de la Tecnología Frigorífica de Absorción.

1.1) Descripción general

La refrigeración es el proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin, por ejemplo, de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. El almacenamiento refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente. La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. (Fernández, 2014)

1.2) Introducción al SRA (Sistema de Refrigeración por Absorción)

1.2.1) Aplicaciones de la refrigeración

El trabajo de una planta de refrigeración es enfriar productos y mantenerlos a una temperatura más baja que la temperatura ambiente. Los más viejos refrigerantes conocidos son el hielo, el agua y el aire. Al principio, el único propósito de la refrigeración fue conservar alimentos.

Existen múltiples usos de la refrigeración, pero las más difundidas a nivel mundial son las siguientes:

- Refrigeración doméstica: este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a que es muy grande el número de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una parte significativa de la refrigeración industrial.
- Refrigeración industrial: a menudo se confunde con la refrigeración comercial porque su división no está claramente definida. Como regla general, las

aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y, la característica que las distingue es que requieren un empleado para su servicio. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes empacadoras de alimento, cervecerías, lecherías, etc.

- Acondicionamiento de aire: concierne o se refiere a la condición del aire en algún área o espacio designado. Por lo general involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también las condiciones de humedad del mismo, filtrado y limpieza. Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos: las de confort o para uso industrial.

1.2.2) Sistema de refrigeración por absorción (SRA)

Los ciclos para convertir calor en refrigeración están clasificados en intermitentes y continuos. En los ciclos intermitente, el calor y el frío son aplicados alternativamente a la solución que contiene el medio refrigerante; no necesita bombas para su funcionamiento y es por tanto útil para lugares donde no hay energía eléctrica. En cambio en un ciclo continuo se usan bombas para presurizar la solución que contiene el gas absorbido, de tal forma que cuando se aplique calor a la solución el gas sale a la suficiente presión como para ser licuado en el condensador.(Moreira, 1991)

1.2.3) Clasificación de las máquinas de absorción

Existen distintas tipologías de máquinas de absorción. La clasificación se puede realizar atendiendo a:

- Modo de climatización: Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor funcionando bien como bombas de calor o como transformadores de calor.
- Fuente de energía: La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferente origen y distintos niveles de temperatura. Puede ser agua caliente procedente de colectores solares, calderas de biomasa, o procesos industriales con excedentes de agua caliente. Se puede obtener de gas natural, o de gases licuados del petróleo contenidos en depósitos. De procesos industriales con excedentes de vapor de agua o agua sobrecalentada, y también

de gases de escape procedentes de motores, o procesos industriales. Por otro lado, dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto y directo respectivamente.

- Fluido de trabajo: En los ciclos de absorción se utilizan disoluciones como fluido de trabajo. Estas disoluciones habitualmente están compuestas por dos componentes. Uno de los componentes actúa como absorbente y otro como refrigerante. Para realizar una buena elección del fluido de trabajo, hay que tener en cuenta las propiedades termodinámicas de los componentes y de la mezcla.
- Número de efectos y etapas: El número de efectos hace referencia al número de intercambiadores que se utiliza para generar vapor refrigerante. Si la máquina es de simple efecto, sólo tiene un generador, si es de doble efecto, tiene dos generadores, y así sucesivamente. Por otro lado, el número de etapas hace referencia a la cantidad de absorbedores que tiene. Si la máquina es de simple etapa, significa que sólo tiene un absorbedor, si es de doble etapa, tiene dos absorbedores, etc.

1.2.4) Aspectos teóricos del sistema

Antes de introducir el SRA hay que definir algunos términos:

- Absorbente: sustancia capaz de tomar dentro de sí y retener la humedad de la atmósfera.
- Absorbedor: recipiente que contiene líquido para absorber vapor refrigerante.
- Generador o deflagmador: recipiente que contiene una solución de absorbente y refrigerante al cual se le suministra calor para evaporar el refrigerante.
- Solución concentrada: solución con alta concentración de absorbente y solo una pequeña cantidad de refrigerante.
- Solución diluida: solución absorbente diluida en gran cantidad de refrigerante.

La característica sobresaliente de un sistema de refrigeración que opera bajo el ciclo de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor. Si el calor tiene un

precio relativamente bajo, o proviene de alguna fuente no convencional, como es la solar, la geotérmica o el calor de desecho de procesos industriales, el ciclo de refrigeración por absorción será económicamente atractivo. Los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción puede ser entendido como la combinación de 2 ciclos de conversión energética ideales. Si observamos detenidamente dos ciclos de Rankine, el ciclo de bomba de calor o refrigeración (ya que son los mismos) y el otro de generación de energía como se muestra en la Figura 1, podremos darnos cuenta que ambos pueden ser combinados si se ajustan los fluidos que trabajan en cada uno de los ciclos y sus correspondientes direcciones de flujo. De esta manera si se cumplen ciertas condiciones el compresor y turbina necesarios para dichos ciclos pueden ser eliminados al combinarse los ciclos. Las condiciones que se deben cumplir son:

- El flujo que sale de la caldera del ciclo de generación de energía debe tener la misma presión alta y relación de flujo del condensador que pertenece al ciclo de refrigeración.
- El flujo que sale del evaporador del ciclo de refrigeración debe tener la misma baja presión y relación de flujo que el condensador perteneciente al ciclo de generación de energía.

Sin embargo existe todavía una limitante. Para lograr diferentes temperaturas para la evaporación en la caldera del ciclo de generación y en el condensador del ciclo de refrigeración, el fluido en la caldera debe evaporarse a una temperatura mayor que la del condensador del ciclo de refrigeración. Esto se puede lograr cuando el vapor en la caldera es evaporado de una mezcla con un fluido que posee una temperatura de ebullición más alta. Este fluido es generalmente llamado absorbente. Solamente mezclando refrigerante y absorbente en la parte del ciclo de generación es posible el funcionamiento de refrigeración por absorción. El absorbente restante de la ebullición dentro de la caldera es recirculado hacia el condensador del ciclo de generación donde el fluido proveniente del evaporador del ciclo de refrigeración será absorbido dentro del absorbente, por lo que el condensador cambiará su nombre a absorbedor.

Por esta razón la Figura 1b posee una válvula reductora de presión que hace recircular el absorbente en el ciclo de generación. De esta manera se puede entender el ciclo de refrigeración por absorción como la combinación de dos ciclos de Rankine. Como en todo análisis de ciclos termodinámicos es necesario determinar un referente del ciclo ideal sin irreversibilidades y pérdidas. Para este caso se utiliza las definiciones de los ciclos ideales de Carnot tanto para el ciclo de refrigeración, como para el de generación de energía. Además se asume que la transferencia de calor ocurre en cada uno de los procesos se da a una temperatura fija. Combinando ambos ciclos se determina la eficiencia máxima del ciclo de refrigeración por absorción.

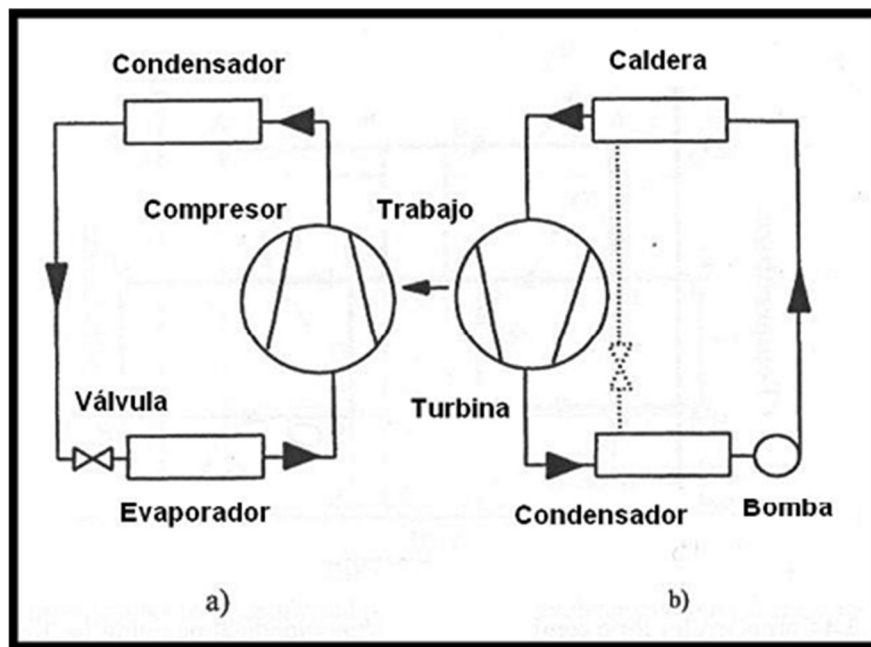


Fig. 1 Combinación de dos ciclos Rankine (Pérez, 2011)

- a) Refrigeración
- b) Generación de energía

De esta manera tenemos que el ciclo de Carnot para la generación de energía se puede representar en el diagrama Temperatura-Entropía o diagrama T-s que se presenta en la Figura 2. El proceso A-B muestra la adición isotérmica de calor a una temperatura del fluido durante la evaporación generalmente realizada en una caldera. El proceso B-C es la producción isoentrópica de trabajo, generalmente obtenido a través de una turbina ideal. El proceso C-D es la transmisión de

calor isotérmica a temperatura del fluido, expulsando hacia los alrededores el calor generalmente utilizando un condensador. El proceso D-A es el trabajo necesario para realizar la compresión isentrópica generalmente realizado por una bomba ideal.

Cuando se asume que todo el proceso es reversible, el área encerrada en ABCD representa el trabajo neto producido W , el área CDEF es la cantidad de energía térmica entregada a los alrededores asumiendo que E y F están a una temperatura de 0 Kelvin.

La suma de estas dos áreas ABFE es la cantidad de calor entregada al ciclo cumpliendo así la primera ley de la termodinámica:

$$Q_2 = Q_1 + W \quad 1.1$$

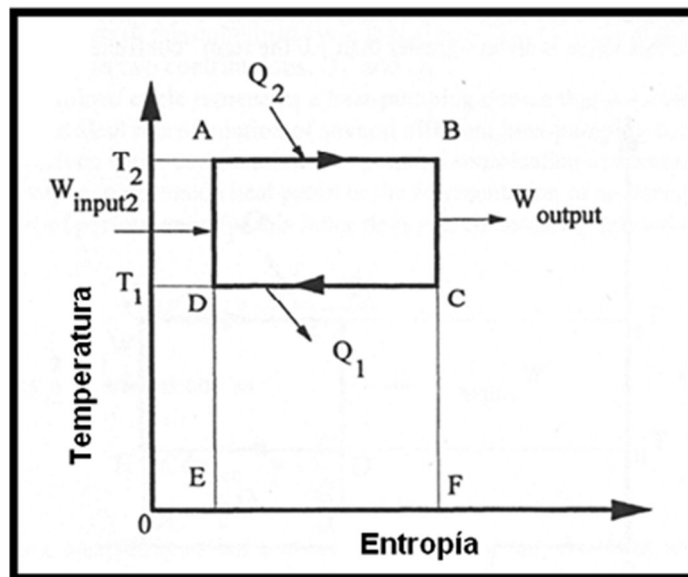


Fig.2 Diagrama T-s del ciclo de Carnot para la generación de energía (Pérez, 2011)

La eficiencia del ciclo se puede hallar dividiendo el beneficio, es decir W , para el costo de operar el ciclo, que en este caso es Q_2 . Así se puede definir la eficiencia de Carnot como:

$$\eta = \frac{W}{Q_2} \quad 1.2$$

Utilizando la segunda ley de la termodinámica para el Ciclo de Carnot se puede definir:

$$\frac{Q_2}{T_2} = \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad 1.3$$

Reemplazando las ecuaciones 1.2 y 1.4 en 1.3 se puede obtener:

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad 1.4$$

La ecuación 1.5 se define como la el factor de eficiencia de Carnot para un ciclo de generación de energía.

Haciendo un análisis muy parecido al anterior para el ciclo de refrigeración mostrado en la Figura 3 se puede obtener el coeficiente de rendimiento para un Ciclo de Carnot de refrigeración. Este se define como:

$$COP = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad 1.5$$

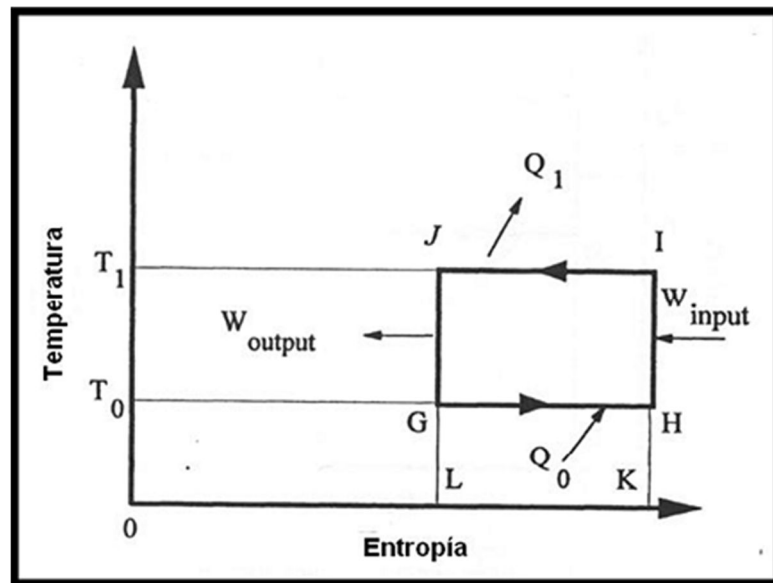


Fig.3 Diagrama T-s del ciclo de Carnot para refrigeración (Pérez, 2011)

Ambos ciclos, el de generación de energía y el de refrigeración se pueden combinar en uno solo. Se asume que el trabajo producido por el ciclo de generación es exactamente igual al requerido por el ciclo de refrigeración. En la Figura 4 se presenta el nuevo diagrama T-s combinado.

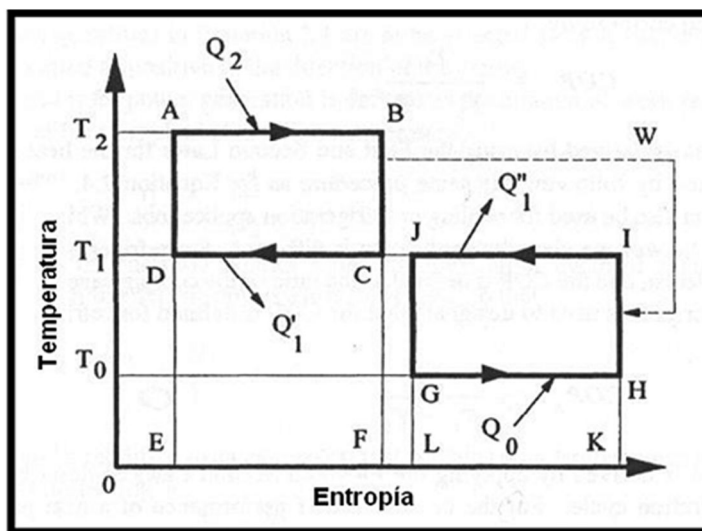


Fig.4 Diagrama T-s del ciclo de Carnot combinando generación de energía/ refrigeración (Pérez, 2011)

Se puede apreciar que el COP del “Ciclo de Carnot de Refrigeración por Absorción” es la eficiencia del ciclo de generación, ecuación 1.5, multiplicada por el coeficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración, ecuación 1.6. Es evidente que el ciclo de refrigeración por absorción trabaja a tres temperaturas a diferencia del ciclo de refrigeración por compresión que se desarrolla a dos temperaturas. De esta manera tenemos que T_0 , es la temperatura de evaporación, T_1 es la temperatura de dispersión de calor del condensador y absorbedor, y T_2 es la temperatura de generación.(Pérez, 2011)

1.3) Componentes y funcionamiento del SRA

En la parte anterior se ha descrito el Ciclo de Refrigeración por Absorción desde un punto de vista termodinámico teórico. Sin embargo para poder realizar todas las operaciones necesarias descritas teóricamente son necesarios varios componentes básicos de un ciclo de refrigeración por compresión común como son:

- un evaporador
- un condensador
- una válvula de expansión para refrigerante.

Además de estos tradicionales componentes, el SRA utiliza los siguientes equipos (Figura 5):

- un absorbedor
- una bomba de solución
- una válvula de expansión para la solución
- un intercambiador de calor de solución interno
- un generador

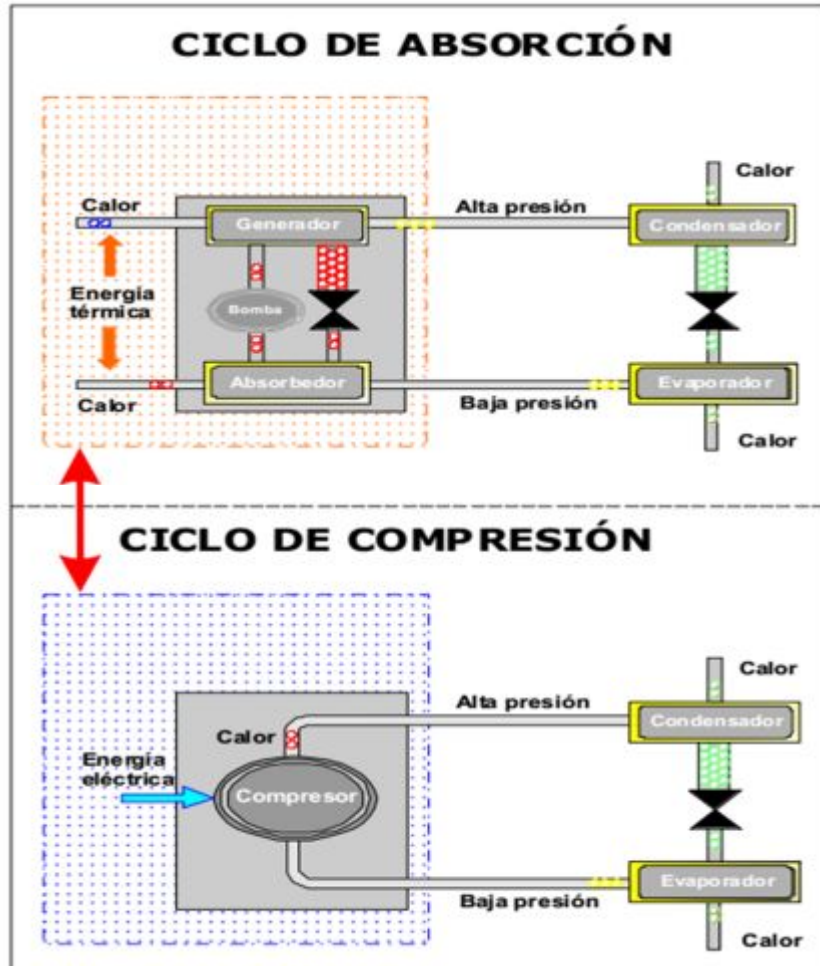


Fig. 5: Componentes del SRA que sustituyen al compresor (2006)

A continuación se describe cada uno de los equipos que conforman el sistema de refrigeración por absorción (Figura 6) y se analiza cada uno de los estados por los que pasa el fluido de trabajo.

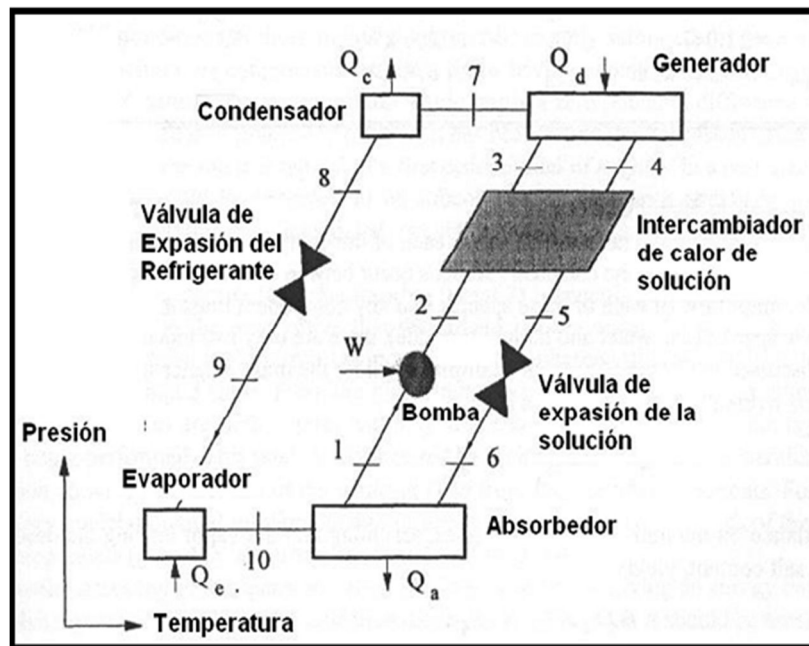


Fig. 6: Sistema de refrigeración por absorción básico representado en el diagrama P-T de la solución (Pérez, 2011)

Podemos comenzar la explicación del sistema en el punto 1 donde la solución refrigerante-absorbente líquida (rica en refrigerante) es succionada por la bomba y comprimida hasta el punto 2. Esta misma solución adquiere energía calórica a partir de un intercambiador de calor y de esta manera acerca su temperatura a la del generador llegando al punto 3. Ya dentro del generador se transfiere calor lo que permite al refrigerante separarse del absorbente en ocasiones con ayuda de una columna de destilación, de esta manera se generan dos flujos uno de refrigerante puro en el punto 7 mientras que solución pobre en refrigerante es recirculada, lo que corresponde en el gráfico al punto 4. La solución pobre en refrigerante posee gran cantidad del calor que se le entregó en el generador por lo que es ingresada en un intercambiador de calor para que precaliente el flujo 2-3 de solución rica en refrigerante que va hacia el generador. A la salida del intercambiador de calor, punto 5, una válvula de expansión es la encargada de reducir la presión para que el fluido pobre en absorbente llegue al punto 6, donde ingresa al absorbedor el cual se

enriquece con refrigerante proveniente del flujo 10 llegando una solución pobre en refrigerante al punto 1. Volviendo al flujo número 7, correspondiente a la salida de refrigerante puro en forma de vapor del generador, este refrigerante va a pasar al condensador el cual expulsa principalmente el calor obtenido en el proceso de refrigeración hacia los alrededores, permitiendo la condensación del fluido. El refrigerante llega al punto 8 en forma líquida gracias al calor expulsado en el condensador y al pasar por la válvula de expansión, esta reduce la presión del fluido obligando al refrigerante a llegar al punto 9 en dos fases con una calidad más próxima a cero (líquido). Ya en el evaporador, el líquido refrigerante se vaporiza totalmente absorbiendo calor del ambiente resultando la capacidad frigorífica del sistema. Pasando el punto 10 el vapor de refrigerante entrará en contacto con solución pobre en refrigerante proveniente del generador. Después del proceso de absorción la solución rica en refrigerante es absorbida por la bomba, así completándose el ciclo. Desde los puntos 7 al 10 el SRA y el sistema de refrigeración por compresión comparten componentes, la diferencia radica en que un compresor reemplaza a todos los componentes existentes entre los puntos 10 y 7. Por esta razón el SRA es un ciclo que utiliza la compresión térmica mientras el ciclo de refrigeración por compresión de vapor utiliza una compresión mecánica. (Pérez, 2011)

Para que el SRA funcione correctamente debe tener dos fluidos, un refrigerante y un absorbente los cuales deben tener las siguientes propiedades.(Mayo, 2014)

- El refrigerante debe tener gran solubilidad en la solución en el absorbedor.
- La diferencia en el punto de ebullición a una presión dada del refrigerante y el absorbente debe ser grande.
- El calor generado al mezclar el refrigerante con el absorbente debe ser pequeño.
- No debe existir cristalización o solidificación dentro del sistema.
- La conductividad térmica de la solución debe ser alta y su viscosidad baja.

Existen cientos de combinaciones posibles que han sido estudiadas, sin embargo existen 2 combinaciones populares ya que cumplen con casi todas las características requeridas para trabajar como refrigerante absorbente en el SRA.

Estas combinaciones de refrigerante-absorbente son:

- Agua-Bromuro de Litio (H_2O - LiBr) para capacidades grandes en aire acondicionado o aplicaciones con temperaturas sobre 0°C .
- Amoníaco-Agua (NH_3 - H_2O) para pequeñas y grandes capacidades en aplicaciones con temperaturas incluyendo bajo 0°C

1.4) Sistema Amoníaco – Agua

El amoníaco, utilizado como refrigerante en el SRA, es una sustancia que se produce naturalmente y se usa en cantidades importantes en la industria en todo el mundo. Es un gas incoloro de baja densidad a temperatura ambiente, es menos denso que el aire a condiciones atmosféricas y es soluble en agua. Una alta composición de amoníaco puede ser letal. En concentraciones volumétricas de 16% a 25% en el aire es inflamable y explosivo. Por todas las características mencionadas las medidas de seguridad deben ser tomadas durante la fabricación y el uso de las unidades SRA amoníaco – agua. El olor del amoníaco se considera una característica útil ya que incluso una pequeña fuga puede ser detectada rápidamente para realizar la compostura o mantenimiento adecuado. Una de las diferencias principales con los sistemas agua-bromuro de litio son las presiones de vapor. La temperatura normal de ebullición del amoníaco es de -33°C , por lo que las presiones encontradas en el generador son relativamente altas. Esto permite que el tamaño de los intercambiadores de calor sea más compacto en relación a los que se utilizan en los sistemas con bromuro de litio. Otra característica importante del amoníaco es su capacidad de refrigeración a diversas temperaturas, lo que está directamente relacionado con su calor latente. Sin embargo el agua no es útil para aplicaciones bajo los 0°C . Por esta razón el amoníaco es uno de los refrigerantes más usados en la industria cuando grandes capacidades frigoríficas a menos de 0°C son necesarias. La presencia de agua en el vapor de amoníaco es contraproducente para el sistema. Si el agua queda atrapada en el evaporador a presión constante, cambia la concentración y este debe subir

considerablemente su temperatura de funcionamiento, no cumpliendo con los requerimientos de diseño. Asumiendo que la temperatura de generación se mantiene constante, la temperatura del condensador debe disminuir, sin embargo esto no es viable ya que lo limita el agua que generalmente enfría el condensador. De esta manera la presión en el generador debe subir y con ello la temperatura. El generador seguirá enviando agua al evaporador y las condiciones de diseño no serán posibles de alcanzar. Además la presencia de agua en el evaporador retiene amoníaco evitando que este se evapore, lo cual amplifica la pérdida en capacidad de refrigeración. Por estas razones la concentración de agua en el generador generalmente se corrige con ayuda de una columna de rectificación y un deflagmador. Estos dos nuevos componentes introducen dos desventajas al ciclo: incrementan la complejidad del diseño y su costo, y reduce el COP del sistema comparado con el de agua-bromuro de litio. Si el vapor saliera directamente del generador, la concentración de agua presente en este sería entre 5 y 10%; con ayuda de la columna de rectificación y el deflagmador se logra reducir esta cantidad a concentraciones menores al 1%. La columna de rectificación tienen varias presentaciones como: columna de aspersion, platos perforados o de relleno en donde el vapor y solución intercambian calor y masa. El objetivo de estos componentes es ofrecer un tiempo de permanencia y superficie de contacto considerable (mayor a la de un intercambiador de calor sencillo) para que los fenómenos de transferencia tanto de calor como de masa puedan darse. Además generalmente se introduce un intercambiador de calor de refrigerante que permite incrementar la capacidad frigorífica, este intercambiador generalmente se le llama sub-enfriador pues el líquido del condensador entrega calor al gas de salida del evaporador y el líquido se enfría por debajo del punto de ebullición. Otro punto importante dentro de las consideraciones del ciclo son los materiales de construcción de los componentes. El amoníaco no es compatible con el cobre o el latón ya que es muy buen solvente para estos materiales. El acero y el acero inoxidable son los materiales comúnmente utilizados ya que es el material más accesible y menos susceptible a la corrosión en este tipo de sistemas. Inhibidores de corrosión son utilizados igualmente que en los sistemas de agua - bromuro de litio. Este material trae consigo una desventaja, su conductividad térmica es menor con respecto a la del cobre por lo que la resistencia de la pared del

material debe ser tomada en cuenta para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

1.5) Sistema Agua – Bromuro de litio

En instalaciones frigoríficas en las que la temperatura mínima está por encima de 0 °C y se quiere usar un ciclo de absorción es muy frecuente encontrar equipos de bromuro de litio, debido a las ventajas que se mencionan más adelante. Además, como las soluciones de bromuro de litio no son volátiles a diferencia de lo que ocurre con las soluciones de amoníaco, no se requiere rectificación. Por ese motivo los equipos de absorción a bromuro de litio son mucho más compactos que los de amoníaco. Los equipos de refrigeración por absorción a bromuro de litio se clasifican en equipos de una o dos etapas, comúnmente denominados de simple y doble efecto. La absorción se produce en un recipiente herméticamente cerrado, del que se evacua todo el aire. En consecuencia, la presión en el recipiente es la presión de vapor de la solución a la temperatura operativa. Lo que esto significa en otros términos es que se puede regular la temperatura operativa del sistema a través de la presión. La presión en la sección del generador y del condensador es del orden de 0,1 atm y en la sección de evaporación y absorción es del orden de 0,01 atm. Para el calentamiento se suele usar vapor de baja presión (alrededor de 1 bar) o agua caliente a unos 130°C. En cambio los equipos de doble efecto usan vapor de media presión o agua a unos 175°C. Las cuatro secciones básicas de un equipo de absorción se dividen en dos: un volumen llamado de “alta presión” y otro de “baja presión”, a pesar de que ambos operan al vacío. El generador y el condensador forman la zona de “alta presión” mientras que el evaporador y el absorbedor forman la zona de “baja presión”. El agua caliente o el vapor fluyen a través de los tubos del generador y producen la evaporación del agua de la solución diluida por ebullición al vacío. El vapor de agua liberado de la solución diluida pasa del generador al condensador, donde se condensa por acción del agua de enfriamiento. El agua así condensada cae en una bandeja y se envía a la sección del evaporador a través de un orificio reductor de presión, en el que sufre una expansión estrangulada. Como consecuencia del hecho de que la presión de operación en la zona del evaporador es menor (del orden de 700 Pa) y del efecto de Joule-Thompson la temperatura de esta sección es también menor del orden de unos 3°C. El calor que se

necesita para el *flasheo* (evaporación parcial) del agua lo proporciona el agua helada que ingresa al equipo, por lo que esta se enfría. El vapor de agua que se produce en la zona del evaporador pasa entonces al absorbedor donde es absorbido por la solución concentrada de LiBr. Durante el proceso de absorción el líquido se calienta, debido al calor de disolución negativo de las soluciones concentradas de LiBr. El calor liberado en el absorbedor es eliminado del sistema por una corriente de agua de enfriamiento. La solución concentrada de LiBr que se pulveriza sobre los tubos del absorbedor toma el vapor de agua, y se diluye. Esta solución diluida es entonces bombeada al concentrador donde se completa el ciclo. Nótese que el fluido refrigerante en definitiva es el vapor de agua. Todo el proceso viene regulado por la temperatura del agua helada. (NAVARRO and GUZMAN, 2010)

A continuación se muestran algunas tablas comparativas de las mezclas anteriores en cuanto a las propiedades, rendimiento (COP), ventajas y desventajas:

Tabla 1: Propiedades de las mezclas refrigerante – absorbente (Pérez, 2011)

Propiedades	Amoníaco-Agua	Agua-Bromuro de Litio
Refrigerante		
Calor latente grande	Buena	Excelente
Presión de vapor moderada	Muy alta	Muy baja
Baja temperatura de congelamiento	Excelente	Limita la aplicación
Baja viscosidad	Buena	Buena
Absorbente		
Presión de vapor moderada	Pobre	Excelente
Baja viscosidad	Buena	Buena
Mezcla		
No fase sólida	Excelente	Limita la aplicación
Baja toxicidad	Pobre	Buena
Gran afinidad entre el refrigerante y absorbente	Buena	Buena

Tabla 2: Otras propiedades de refrigerantes y absorbente (Fenosa, 2014)

	R-717 (Amoníaco)	R-718 (Agua)	LiBr (Sal Diluida)
Estabilidad química	medio	alta	alta
Toxicidad	alta	nula	baja
Disponibilidad	alta	alta	alta
Efecto contaminante	bajos	nulo	nulo
Calor latente vaporizado	1,25 kJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste	medio	bajo	medio

Tabla 3: Ventajas y desventajas (Fenosa, 2014)

Refrigerante/Absorbente	Ventajas	Desventajas
Agua/LiBr	El refrigerante tiene una alta capacidad calorífica. El LiBr no es volátil. Las sustancias no son tóxicas ni inflamables	El sistema no puede enfriar a temperaturas por debajo del punto de congelación de agua El vacío del sistema demanda una alta impermeabilidad
NH3/Agua	El refrigerante tiene una alta capacidad calorífica. Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C Propiedades muy buenas de transferencia de masa y energía	Presión muy alta del refrigerante (tuberías más gruesa) Volatilidad del solvente (es necesario una rectificación) Toxicidad del amoníaco

Tabla 4: Rendimiento de los sistemas (COP) (Fenosa, 2014)

Sistema	COP
Agua/LiBr	0,7
NH3/Agua	0,4-0,5

En cuanto al rendimiento es válido aclarar que estos valores son para un sistema de simple efecto o simple etapa.

1.6) Ventajas y desventajas del SRA

Además de ser un proceso novedoso de refrigeración, el SRA ofrece un aprovechamiento energético de calor residual, lo que se refleja en un beneficio económico. Económicamente el costo inicial de una planta con el ciclo SRA es superior al sistema mecánico de compresión, esto debido fundamentalmente a la gran cantidad de material metálico necesario para los equipos que reemplazan al compresor del sistema común de refrigeración. A pesar de esto los costos de mantenimiento y operación, la durabilidad del sistema de refrigeración por compresión mecánica comparados con los del SRA obligan a una observación más detallada de la situación. El costo de la energía que utiliza cada uno de los ciclos hace la diferencia. Sin embargo la energía térmica necesaria para el funcionamiento del SRA es muchas veces desechada al ambiente, o tiene muy bajo costo. El calor residual resultado de procesos industriales es una opción atractiva e interesante donde el SRA tiene un importante impacto ya que se reducirían de manera importante los costos operativos, de mantenimiento y reemplazo. Otra aproximación económica se puede hacer comparando el COP, ya que demuestra la eficiencia energética de los diferentes sistemas de refrigeración. Es evidente que mientras más alto sea el COP más eficiente es el sistema.

El rendimiento, medido por el COP (coeficiente de operación) es menor que en el método por compresión (entre 0,8 y 1,2 frente a 3 y 5,5) si bien es cierto que el COP obtenido mediante compresión tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en sí. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador, que si es una energía primaria evaluable. Es por tanto que no se pueden comparar el COP de compresión y de absorción. Sin embargo en algunos casos compensa, cuando la energía proviene de una fuente calorífica más económica, incluso residual o un subproducto destinado a desecharse. Un ejemplo de esta situación podría ser una instalación de aire acondicionado solar, si se utilizasen placas fotovoltaicas solo se podría utilizar un 15-20% de electricidad en comparación con unos paneles solares térmicos que podrían aprovechar hasta el 90% de la energía solar recibida, y a un precio de instalación mucho más reducido. El conjunto completo paneles solares-

absorción tendría un COP de entre 0,72 y 1,08 y el de compresión entre 0,54 (18% paneles y COP de 3, muy habitual) y 1,1 (20% paneles y COP de 5,5). También hay que tener en cuenta que el sistema de compresión, utiliza normalmente la energía eléctrica, y cuando ésta llega a la toma de corriente lo hace con un rendimiento inferior al 25% sobre la energía primaria utilizada para generarla, lo que reduce mucho las diferencias de rendimiento (0,8 frente a 1,37). Al calor aportado al proceso de refrigeración se le suma el calor sustraído de la zona enfriada. Con lo que el calor aplicado puede reutilizarse. Sin embargo, el calor residual se encuentra a una temperatura más baja (a pesar de que la cantidad de calor sea mayor), con lo que sus aplicaciones pueden reducirse. Los aparatos generadores por absorción son más voluminosos y requieren inmovilidad (lo que no permite su utilización en automóviles, lo que sería muy conveniente como ahorro de energía puesto que el motor tiene grandes excedentes de energía térmica, disipada en el radiador). Este método de refrigeración está reservado casi universalmente a grandes instalaciones comerciales. Fundamenta su uso en el hecho de que algunas sustancias conocidas como absorbentes, tienen gran avidez por absorber vapores de otras, conocidas como refrigerantes, generando la disminución de presión suficiente para la evaporación del refrigerante y el consecuente enfriamiento. (NAVARRO and GUZMAN, 2010)

1.7) Estado actual de las máquinas de refrigeración por absorción.

El origen del mercado de las máquinas de absorción se remonta a 1845, cuando Edmund Carré diseñó y vendió una máquina de agua-ácido sulfúrico para enfriar bebidas. Posteriormente, en 1851, Ferdinand Carré diseñó la primera máquina de absorción de agua amoníaco con éxito comercial. La patente fue publicada en 1860 y la máquina fue producida en diferentes países, abriéndose camino en los Estados Confederados durante la Guerra Civil estadounidense.(W.F.Stoecker, 1987)

Las máquinas de absorción se encuentran disponibles actualmente en el mercado en un amplio rango de capacidades. Todas ellas están alimentadas con agua caliente, vapor o gases de combustión. A pesar de la distinta tipología de máquinas de absorción

mencionada, la finalidad de la gran mayoría es la de producir agua fría para el acondicionamiento de locales. Desde finales de 2006 la compañía alemana Solar Next comenzó a distribuir una máquina de amoniaco-agua de 10kW condensada por agua. La marca Robur fabrica desde hace años máquinas de simple efecto de amoniaco-agua condensadas por aire de llama directa de 10 a 17,4kW.

1.8) Situación energética en Cuba

Dentro de los Programas de la Revolución Energética, se efectuó el cambio de 4,4 millones de equipos electrodomésticos ineficientes en las viviendas, de ellos 2,6 millones de refrigeradores. Se cambiaron además 9,4 millones de bombillos incandescentes por ahorradores. Para continuar mejorando la eficiencia energética en el sector residencial, se tiene previsto la introducción paulatina de la iluminación con LED (Luz Emitida por Diodos). Esta tecnología es más eficiente y duradera que la iluminación fluorescente, además la introducción progresiva de la cocina de inducción, el incremento progresivo de calentadores, paneles solares, etc. Aumentar además la eficiencia energética en los procesos industriales.

Objetivos estratégicos de la nación para cambiar su matriz energética

- Aumentar el % de utilización de las Fuentes Renovables de Energía
- No incrementar la dependencia de importaciones de combustibles para la generación (%)
- Reducir los costos de la energía entregada por el Sistema Energético Nacional (SEN) (Ver anexo 3)
- Reducir la contaminación medioambiental. Gramos de CO₂ por kWh servidos

Problemas Fundamentales de la Energía en Cuba

- Alta dependencia de combustibles importados para la generación.
- Alto costo promedio de la energía entregada.
- Alta contaminación ambiental.
- Baja utilización de las fuentes renovables de energía

Si en la actualidad las energías renovables representan sólo el 4,3% de la generación eléctrica del país (Ver anexo 1), para el 2030 se prevé sean el 24% de esa generación (Ver anexo 2). El país produce hoy 18 mil millones de kW/h cada año. Para el 2030 se prevé alcanzar los 30 mil millones de kW/h; más de la mitad de ese crecimiento se hará a través de fuentes renovables de energía. En el 2013 las instalaciones de generación de electricidad con energía hidráulica, solar y eólica, generaron el equivalente a la generación de 2,9 días del país, se sustituyeron 41694 toneladas de combustibles que tienen un valor aproximado de 23,3 millones de dólares estadounidenses y se dejaron de emitir más de 114 028 toneladas de CO₂. Las inversiones necesarias en el desarrollo de las fuentes renovables de energía ascienden a 3 700 millones de dólares que se buscará financiar a través de créditos gubernamentales conveniados con otros países y la inversión extranjera directa. (Cubadebate, 2014)

Capítulo # 2: Análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción

El análisis termodinámico del sistema se hace con ayuda dos balances básicos balance de masa y balance de energía. Para realizar estos balances se asume que:

- estado estable
- flujo estable
- cambios en energía cinética despreciables
- cambios en energía potencial despreciables
- las caídas de presión no se tienen en cuenta

El análisis es ligeramente diferente al realizado cuando se tiene un fluido puro, por el comportamiento de las propiedades termodinámicas de la mezcla. Ya que el par a trabajar es amoníaco-agua además de un generador se incorpora los siguientes componentes al sistema: intercambiador de calor sub-enfriador, columna de rectificación y deflagmador. Del análisis termodinámico se obtienen datos valiosos como el flujo de cargas térmicas, las propiedades termodinámicas, las cuales son datos necesarios para obtener propiedades termo-físicas y dimensionar los componentes del sistema.

2.1) Análisis del SRA ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$)

En la figura 7 se puede observar el sistema un sistema de refrigeración por absorción de simple etapa y simple efecto, el cual además posee un sistema de rectificación de los vapores de amoníaco provenientes del generador asegurando así que el refrigerante pase al condensador lo más puro posible. También tiene un intercambiador de calor para el fluido condensado lo cual permite aumentar la capacidad frigorífica del sistema.

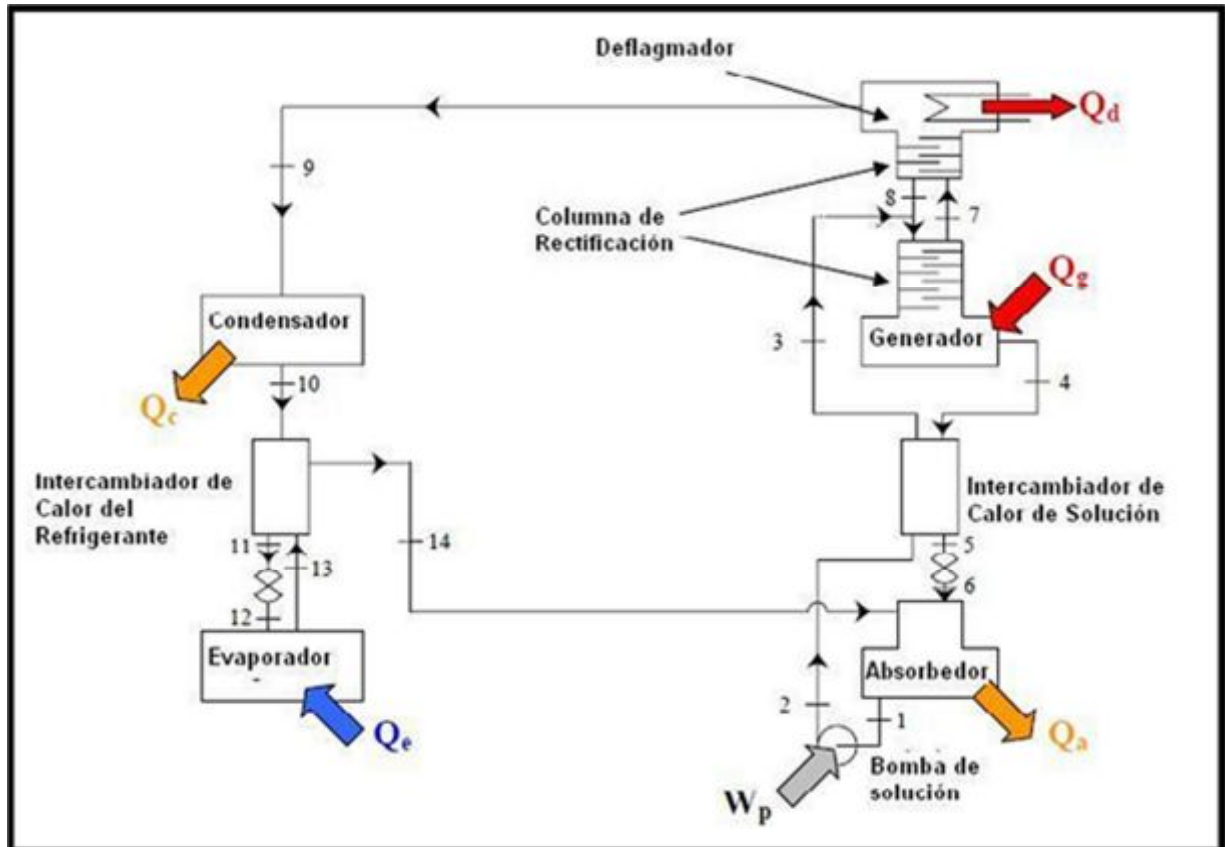


Fig. 7 Esquema del sistema de refrigeración por absorción a implementar utilizando la mezcla $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$. (Pérez, 2011)

La metodología de cálculo utilizada está basada en ejemplos resueltos del libro (*Absortion Chillers and Heat Pumps*). (Herold)

2.1.1) Evaporador

En este componente se produce el cambio de fase del refrigerante que llega de la estrangulación en la válvula de expansión en 2 fases y termina como vapor saturado. El flujo de calor requerido para este cambio de estado es la capacidad frigorífica del sistema.

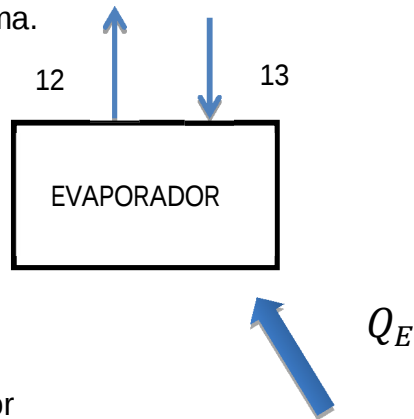


Fig.8 Diagrama del evaporador

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_{12} = m_{13} \quad 2.1$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_{12} = x_{13} \quad 2.2$$

- Balance de energía

$$Q_E = m_{13} * (h_{13} - h_{12}) \quad 2.3$$

2.1.2) Condensador

En este componente se produce el cambio de fase del refrigerante que llega del proceso de rectificación, este expulsa calor al ambiente y termina como líquido saturado.

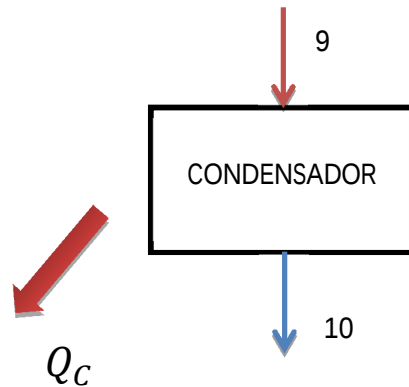


Fig.9 Diagrama del condensador

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_9 = m_{10} \quad 2.4$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_9 = x_{10} \quad 2.5$$

- Balance de energía

$$Q_C = m_9 * (h_9 - h_{10}) \quad 2.6$$

2.1.3) Válvula de expansión de la solución

En este dispositivo se reduce la presión del fluido, se lo hace por una reducción de la geometría de la tubería, este proceso se considera adiabático y se lo modela como un cambio de presión a entalpía constante. Generalmente la solución líquida entra sub-enfriada y después de pasar por la válvula el estado del fluido puede ser sub-enfriado o dos fases. Todo depende de las condiciones de entrada.

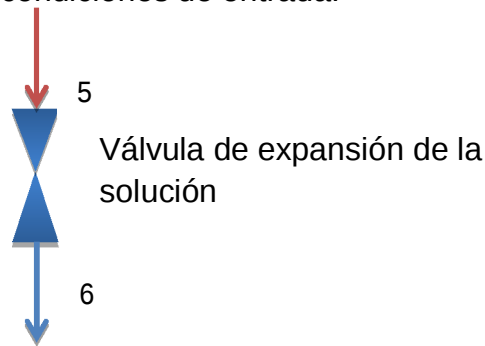


Fig.10 Diagrama de la válvula de expansión de la solución.

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_5 = m_6 \quad 2.7$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_5 = x_6 \quad 2.8$$

- Proceso de expansión adiabática

$$h_5 = h_6 \quad 2.9$$

2.1.4) Intercambiador de calor de la solución

La solución rica en NH_3 absorbe el calor de la solución pobre en NH_3 proveniente del generador, esto permite mejorar el rendimiento del ciclo debido a la disminución de la carga térmica en el generador y el absorbedor, su ausencia implicaría que en el generador habría que calentar la solución desde la temperatura de operación del absorbedor hasta la temperatura de ebullición, mientras que en el absorbedor habría que enfriar la solución desde la temperatura del generador hasta la temperatura del absorbedor para poder iniciar el proceso de absorción.

La tasa de calor máxima posible se la puede hallar tomando la diferencia más grande de temperaturas y multiplicándola por el mínimo del producto entre el flujo másico y la capacidad calórica de los flujos participantes.

$$Q_{4-5} = m_{4-5} * (h_4 - h_5) \quad 2.10$$

$$Q_{2-3} = m_{2-3} * (h_2 - h_3) \quad 2.11$$

$$Q_{m\acute{a}x} = \text{mínimo} (Q_{4-5}; Q_{2-3}) \quad 2.12$$

Este modelo se basa en que uno de los dos flujos es el que limitará el proceso de transferencia de calor, siempre y cuando el intercambiador de calor sea bien dimensionado.

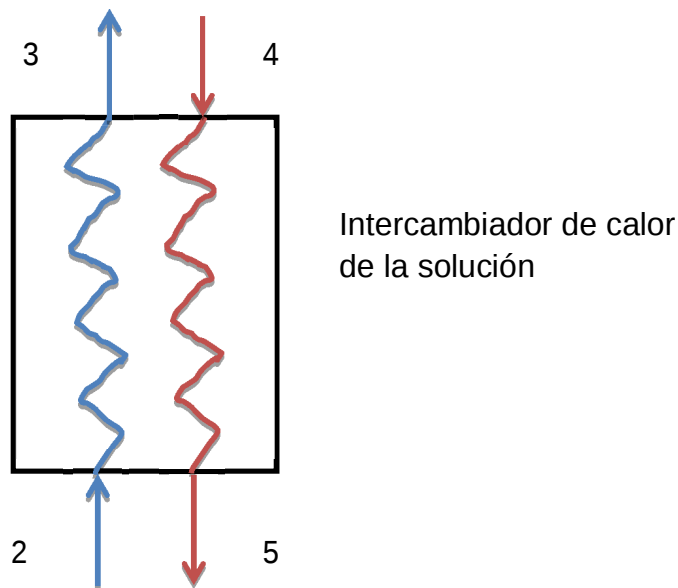


Fig.11 Diagrama del intercambiador de calor de la solución

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_2 = m_3 \quad 2.13$$

$$m_4 = m_5 \quad 2.14$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_2 = x_3 \quad 2.15$$

$$x_4 = x_5 \quad 2.16$$

Los flujos que se manejan en este intercambiador son las soluciones amoniacales con alta y baja concentración.

2.1.5) Intercambiador de calor para el sub-enfriamiento del fluido condensado

Este intercambiador de calor cumple funciones muy similares a las del anterior, pero además permite ampliar la capacidad frigorífica del sistema. El fluido que maneja en ambos flujos es 99,9% amoníaco.

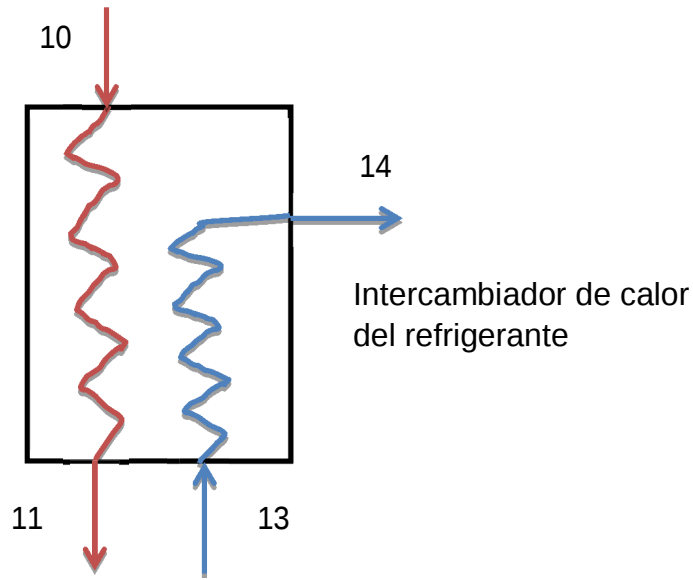


Fig.12 Diagrama del intercambiador del refrigerante

Se aplica el mismo razonamiento del intercambiador anterior, quedando de la siguiente manera:

$$Q_{10-11} = m_{10-11} * (h_{10} - h_{11}) \quad 2.17$$

$$Q_{13-14} = m_{13-14} * (h_{14} - h_{13}) \quad 2.18$$

$$Q_{m\acute{a}x} = \text{mínimo} (Q_{10-11}; Q_{13-14}) \quad 2.19$$

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_{10} = m_{11} \quad 2.20$$

$$m_{13} = m_{14} \quad 2.21$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_{10} = x_{11} \quad 2.22$$

$$x_{13} = x_{14} \quad 2.23$$

2.1.6) Válvula de expansión del refrigerante

Este dispositivo funciona de la misma manera que la válvula de expansión de solución. La diferencia es el fluido de trabajo, en este caso amoníaco casi puro pasa a través de un proceso de expansión. Además es recomendable que a la salida de este dispositivo el fluido se encuentre en 2 fases para garantizar una temperatura uniforme en la evaporación.

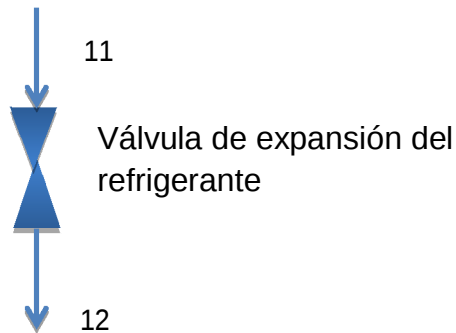


Fig.13 Diagrama de la válvula de expansión del refrigerante

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa
$$m_{11} = m_{12} \quad 2.24$$
- Balance de masa de amoníaco
$$x_{11} = x_{12} \quad 2.25$$
- Proceso de expansión adiabática
$$h_{11} = h_{12} \quad 2.26$$

2.1.7) Bomba de la solución

La bomba permite llevar la solución de baja a alta presión, además aumentar el flujo másico y de esta manera mejorar la transferencia de calor y masa dentro de los intercambiadores.

El trabajo necesario para la compresión se puede obtener de la ecuación:

$$W_B = (p_2 - p_1) * \frac{v_1 * m_1}{\eta_B} \quad 2.27$$

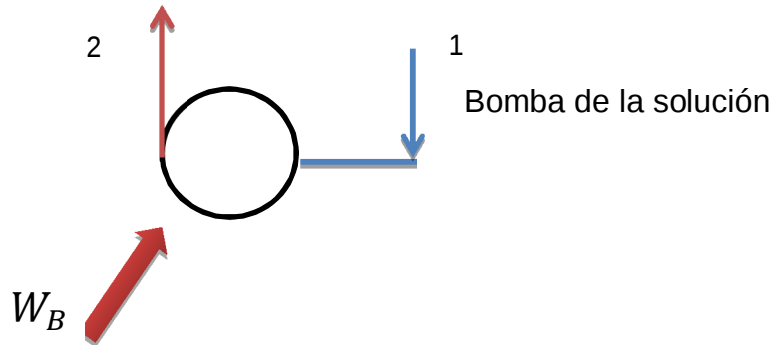


Fig.14 Diagrama de la bomba de la solución

También se puede determinar el trabajo realizado por la bomba de la siguiente manera:

$$W_B = m_1 * (h_2 - h_1) \quad 2.28$$

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_1 = m_2 \quad 2.29$$

- Balance de masa de amoníaco

$$x_1 = x_2 \quad 2.30$$

2.1.8) Absorbedor

El absorbedor permite que el vapor de amoníaco proveniente del evaporador sea incorporado dentro de la solución débil de amoníaco - agua para que se convierta en una solución con mayor concentración de amoníaco. El vapor de amoníaco entra por el flujo 14 proveniente del evaporador y la solución líquida pobre en amoníaco entra por el flujo 6 proveniente del generador.

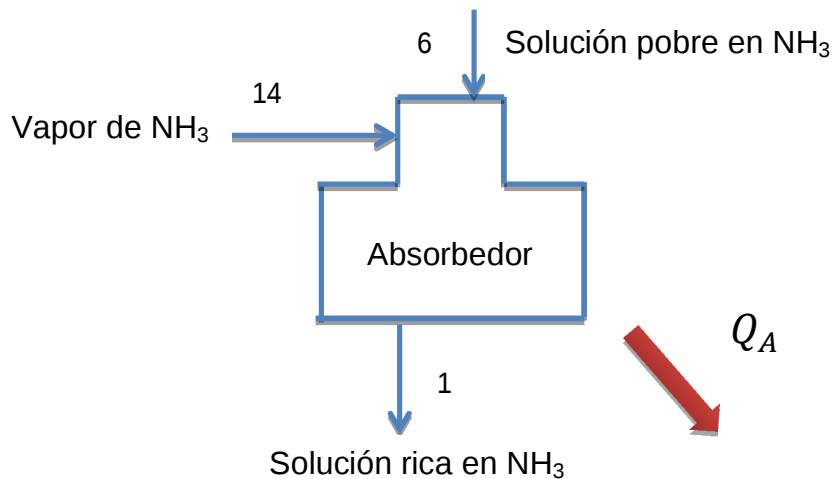


Fig.15 Diagrama del absorbedor

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_6 + m_{14} = m_1 \quad 2.31$$

- Balance de masa de amoníaco

$$m_6 x_6 + m_{14} x_{14} = m_1 x_1 \quad 2.32$$

- Balance energía

$$Q_A + m_1 h_1 = m_{14} h_{14} + m_6 h_6 \quad 2.33$$

2.1.9) Sistema de rectificación

Como se mencionó la necesidad de obtener refrigerante puro es fundamental para el SRA amoníaco-agua. Para conseguir un vapor amoníaco con una composición mayor al 99% de pureza es necesario realizar un proceso de rectificación, ya que la generación no es suficiente. El proceso de rectificación consta de un generador, una columna de rectificación y un deflagmador.

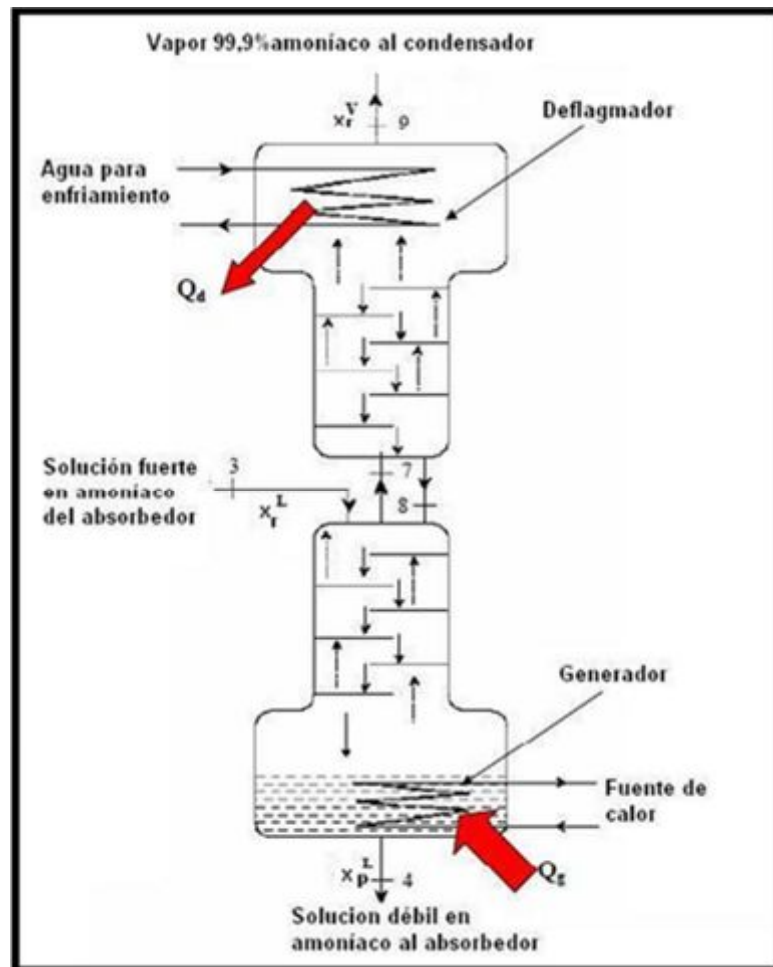


Fig. 16 Sistema de rectificación de amoníaco (Pérez, 2011)

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_3 + m_4 = m_9 \quad 2.34$$

- Balance de masa de amoníaco

$$m_3 x_3 + m_4 x_4 = m_9 x_9 \quad 2.35$$

Después de dividir todo para el flujo de vapor de refrigerante se puede definir como la razón de circulación f

$$f = \frac{m_3}{m_9} \quad 2.36$$

Esto permite que las ecuaciones estén basadas en una unidad de vapor de refrigerante. Si reescribimos la ecuación 2.34 con la definición de f se obtiene:

$$fx_3 = (f - 1) * x_4 + x_9 \quad 2.37$$

Despejando tenemos

$$f = \frac{x_9 - x_4}{x_3 - x_4} \quad 2.38$$

A continuación se detallará el análisis termodinámico al que es sujeto este componente dividiéndolo en 2 partes.

1. Generador y parte inferior de la Columna de Rectificación

En el generador ocurre lo contrario que en el absorbedor. En este componente se genera mayoritariamente vapor de amoníaco a partir de la solución amoníaco-agua que llega a presión alta de la bomba de solución. En la figura 17 se puede apreciar el esquema del proceso. Se entrega energía calórica Q_G a la solución líquida proveniente de los flujos 3 y 8 en la parte inferior del generador. Además la solución líquida llega por la parte superior de tal manera que el vapor con alto porcentaje de amoníaco está en contacto directo contra corriente con la solución líquida rica en amoníaco, este contacto genera tanto transferencia de masa como transferencia de calor, ya que la solución tiene temperatura más baja que el vapor que va ascendiendo por la columna de rectificación.

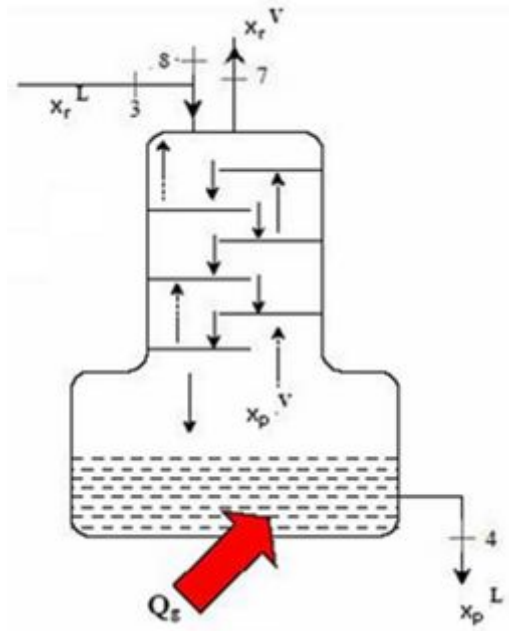


Fig. 17 Diagrama del generador y parte inferior de la columna de rectificación (Pérez, 2011)

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_3 + m_8 = m_4 + m_7 \quad 2.39$$

- Balance de masa de amoníaco

$$m_3 x_3 + m_8 x_8 = m_4 x_4 + m_7 x_7 \quad 2.40$$

- Balance energía

$$Q_G + m_3 h_3 + m_8 h_8 = m_4 h_4 + m_7 h_7 \quad 2.41$$

2. Deflagmador o Condensador de reflujo y parte superior de la Columna de Rectificación

Este es la última parte de la rectificación. El vapor que entra en la parte superior de la columna de rectificación proviene de la parte inferior de la misma. El deflagmador retira calor del vapor obligando a la condensación de líquido llamado reflujo, el cual fluye hacia la parte inferior por los platos de la columna de rectificación para salir por el

flujo. Al mismo tiempo el vapor a una temperatura más alta que el líquido fluye en sentido contrario lo que permite un intercambio de calor y masa entre estas dos corrientes como se muestra en la figura 18. Durante este proceso vapor de agua se transfiere del vapor al líquido y amoníaco se transfiere del líquido al vapor.

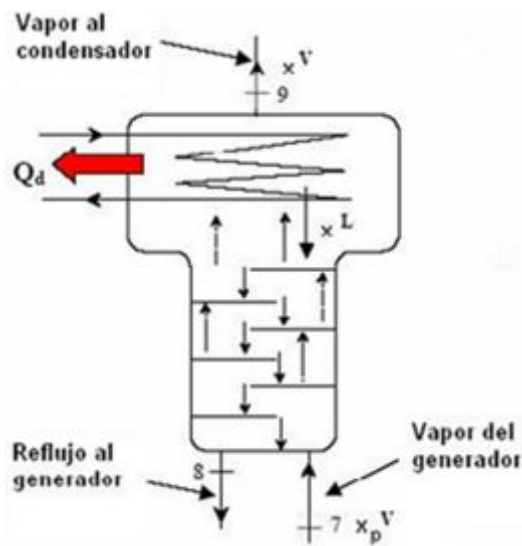


Fig. 18 Diagrama del deflagmador y parte superior de la columna de rectificación (Pérez, 2011)

De acuerdo al diagrama se pueden realizar los siguientes balances:

- Balance de masa

$$m_7 = m_9 + m_8 \quad 2.42$$

- Balance de masa de amoníaco

$$m_7 x_7 = m_9 x_9 + m_8 x_8 \quad 2.43$$

- Balance energía

$$Q_D + m_9 h_9 + m_8 h_8 = m_7 h_7 \quad 2.44$$

Capítulo # 3: Modelación del SRA en un software

Para el presente trabajo, se utilizó el programa EES (Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería o *Engineering Equation Solver*) el cual es una plataforma de programación que permite acceder a tanto propiedades termo físicas como termodinámicas de diferentes fluidos incluyendo las mezclas utilizadas en los SRA. Además es solucionador numérico de ecuaciones no lineales y diferenciales. Estas dos características lo convierten en un software apto para el análisis y diseño de cualquier tipo de ciclos de conversión de energía. (F-Chart Software, 27 agosto 2012)

En el caso de la mezcla $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ se utilizó el procedimiento $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ provee las propiedades de la mezcla amoníaco– agua para condiciones de sub-enfriamiento, saturación y sobrecalentamiento. El procedimiento se llama desde EES con el código:

- `CALL NH3H2O (Código,ln1,ln2, ln3:T,P,x,h,s,u,v,q)`

Los 4 parámetros a la izquierda de los dos puntos son las entradas dentro del procedimiento. Los 8 valores a la derecha son las salidas del procedimiento. La rutina $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ opera con unidades SI:

- Temperatura $T=[\text{K}]$
- Presión $P=[\text{bar}]$
- Fracción de masa de amoníaco $x=[-]$
- Entalpía $h=[\text{kJ/kg}]$
- Entropía $=[\text{kJ/kg-K}]$
- Energía interna $u=[\text{kJ/kg}]$
- Volumen específico $v=[\text{m}^3/\text{kg}]$
- Calidad $q=[-]$

El código es un entero de 3 dígitos que indica cuál de las 8 propiedades son las entradas. Por ejemplo el código 123 quiere decir que los valores de las propiedades 1,2 y 3 serán indicados en ln1, ln2 y ln3 respectivamente. Los números de las propiedades

corresponden a las posiciones de las propiedades en las salidas, así las propiedades 1,2 y 3 son temperatura (T), presión (P) y la fracción de masa de amoníaco (x).

Los códigos que EES acepta son 123, 128, 137, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268, and 278. Este es un procedimiento externo de EES, ha sido compilado por separado y copiado dentro de los procedimientos de EES. Las correlaciones utilizadas fueron tomadas de:

- Ibrahim, O.M., Klein, S.A., *"Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures,"* ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993)

Con ayuda de las propiedades termodinámicas y algunas de las ecuaciones planteadas (2.1 a la 2.44) se establece un modelo en estado estable que trata de representar el estado real de los sistemas mencionados. Las entalpías necesarias para los balances de energía se obtienen con las ecuaciones de estado del fluido. Las ecuaciones de estado dependen de los estados termodinámicos y estos a su vez de las condiciones de operación. Además en este modelo la caída de presión dentro de los intercambiadores no se toma en cuenta.

Los parámetros de entrada de programa utilizado en el EES para la mezcla $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ son los siguientes:

- Eficiencia isoentrópica de la bomba (η_B).- Este parámetro permite determinar cuál es el rendimiento de la bomba, es decir cuánto de la energía aportada para el bombeo está siendo utilizada para este fin. El valor de la eficiencia de las bombas está en el rango del 65 al 90%. Se ha escogido un valor de eficiencia del 85%.
- Efectividades de los intercambiador de calor (ϵ_{SOL} y ϵ_{SUB}).- Este parámetro permite hacer referencia al intercambio máximo de calor que se puede dar. El valor de la efectividad del proceso de intercambio de calor depende del tipo de intercambiador y su dimensionamiento. Eficiencias tan altas como 95% son posibles con intercambiadores de placas. Eficiencias del 90% se escogió para ambos intercambiadores.

- Temperatura de evaporación (T_{13}).- La temperatura de evaporación es uno de los requerimientos de diseño de acuerdo a la aplicación. Una temperatura de evaporación muy común para almacenamiento de productos es -10°C y se eligió como parámetro de diseño.
- Temperatura de condensación y absorción (T_{10} y T_1).- Las temperaturas de condensación y absorción depende principalmente del medio de enfriamiento disponible. El enfriamiento se puede hacer por medio de aire o agua. Cuando el enfriamiento es por aire el sistema depende de las condiciones climáticas externas. El enfriamiento por agua garantiza más estabilidad en el sistema. Generalmente los sistemas de enfriamiento por agua utilizan torres de enfriamiento o transferencia geotermal. La temperatura escogida es de 30°C para la condensación y el absorbedor.
- Fracción de masa amoniacal a la salida de la rectificación (X_9).- Esta fracción de masa se escoge cercano pero diferente de 1. En la práctica es necesario que el vapor que sale del proceso de rectificación sea 99,9% amoníaco para un correcto funcionamiento del sistema.
- Líquido saturado en la entrada de la bomba de solución (Q_1).- Esta condición es necesaria para el correcto funcionamiento de la bomba. El dimensionamiento del absorbedor debe lograr este requerimiento, además físicamente se logra este propósito ya que la toma del absorbedor hacia la bomba se encuentra en la parte inferior de este componente, lo que garantiza la circulación de líquido por este ducto.
- Líquido saturado en la salida del generador de solución pobre en amoníaco (Q_4).- Esta condición se logra con un correcto dimensionamiento del generador, además la disposición física de la conexión de salida en la parte inferior del generador hace que este flujo sea líquido.
- Líquido saturado en la salida del condensador (Q_{10}).- El dimensionamiento correcto del condensador permite satisfacer esta condición de diseño.
- Vapor casi saturado en la salida del evaporador (Q_{14}).- Se asume esta condición ya que permite obtener las propiedades termodinámicas, es conveniente para la aplicación ya que se logra una temperatura uniforme de evaporación y maximiza el COP del ciclo.

- Vapor saturado en la salida de la primera y segunda porción de la columna de rectificación (Q_7 y Q_9).- Esta condición se logra con un correcto dimensionamiento de la parte inferior y superior de columna de rectificación respectivamente, además la disposición física de las conexiones de salida en la parte superior de la primera parte de la columna y en la parte superior al deflagmador respectivamente hace que estos flujos sean vapor.
- Carga térmica a vencer por el equipo: se asumió un valor de 500 kW, el corresponde a una empresa X a la cual se le va a instalar el SRA.

3.1) Resultados obtenidos en el software

Con los parámetros de entrada mencionados y las ecuaciones de estado estable de todo el sistema se generó un programa en EES. Los resultados obtenidos en los puntos del sistema, así como los valores obtenidos en las diferentes partes del sistema se muestran en las tablas 5 y 6.

Tabla 5: Propiedades en los puntos del proceso

Puntos	$h[i]$ [kJ/kg]	$m[i]$ [kg/s]	$p[i]$ [kPa]	$Q[i]$	$s[i]$ [kJ/kg/K]	$t[i]$ [C]	$v[i]$ [m ³ /kg]	$x[i]$ [kg/kg]
1	-100,17	2,757	244,84	0	0,31	30	0,001	0,428
2	-96,69	2,757	1155,4	-0,001	0,32	30,60	0,001	0,428
3	148,93	2,757	1155,4	0,007	1,06	83,35	0,002	0,428
4	252,76	2,341	1155,4	0	1,31	103,4	0,001	0,328
5	-36,54	2,341	1155,4	-0,001	0,47	38,03	0,001	0,328
6	-36,54	2,341	244,84	-0,001	0,47	38,22	0,001	0,328
7	1462,3	0,426	1155,4	1	4,80	82,64	0,14	0,977
8	136,63	0,01	1155,4	0	1,02	82,65	0,001	0,428
9	1409,3	0,416	1155,4	1	4,65	69,21	0,133	0,99
10	134,49	0,416	1155,4	0	0,51	30,00	0,002	0,99
11	-22,81	0,416	1155,4	-0,001	-0,04	-3,50	0,002	0,99
12	-22,81	0,416	244,84	0,036	-0,04	-13,92	0,019	0,99
13	1177,7	0,416	244,84	0,941	4,57	-10,00	0,471	0,99
14	1335,0	0,416	244,84	0,99	5,13	25,91	0,574	0,99

Tabla 6: Cargas térmicas en el proceso

Q_{rect} (kW)	Q_{gen} (kW)	Q_{abs} (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{evap} (kW)	$Q_{IQ (sub)}$ (kW)	$Q_{IQ (sol)}$ (kW)	COP
35	803	747	531	500	65	677	0,62

Como se puede observar el COP está por encima del rango establecido anteriormente por lo que demuestra la eficiencia lograda en el sistema.

En la Figura 19 se observa, que el calor necesario en el generador es casi el 90% del que se extrae en el absorbedor. Esto se debe a que hay una cantidad de calor que pasa al condensador con el amoniaco en estado de vapor.

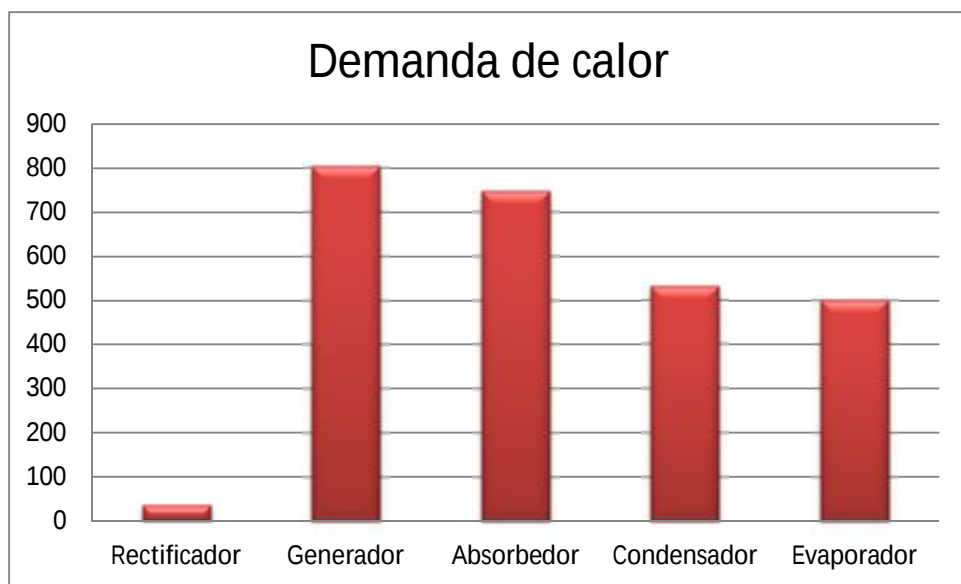


Fig. 19 Balance de calor en el sistema

También se realizó un estudio paramétrico en el EES para ver el comportamiento del sistema en diferentes situaciones así de cómo se vería afectado el COP del mismo. Primeramente se escogieron las variables de entrada (Tabla 7) para poder determinar cómo afecta al sistema la variación de algunos de los parámetros de entrada.

Tabla 7: Valores de entrada de la tabla paramétrica

Q_{evap} (kW)	T_{cond} (°C)	T_{abs} (°C)	T_{evap} (°C)	X_9	ε_{IQ} <i>sol</i>	ε_{IQ} <i>sub</i>	η_B
200	30	30	-20	0.96	0.85	0.85	0.8
272.7	31.364	31.364	-18.636	0.962727	0.86	0.86	0.8145
345.5	32.727	32.727	-17.273	0.965455	0.87	0.87	0.8291
418.2	34.091	34.091	-15.909	0.968182	0.88	0.88	0.8436
490.9	35.455	35.455	-14.545	0.970909	0.89	0.89	0.8582
563.6	36.818	36.818	-13.182	0.973636	0.9	0.9	0.8727
636.4	38.182	38.182	-11.818	0.976364	0.91	0.91	0.8873
709.1	39.545	39.545	-10.455	0.979091	0.92	0.92	0.9018
781.8	40.909	40.909	-9.091	0.981818	0.93	0.93	0.9164
854.5	42.273	42.273	-7.727	0.984545	0.94	0.94	0.9309
927.3	43.636	43.636	-6.364	0.987273	0.95	0.95	0.9455
1000	45	45	-5	0.99	0.96	0.96	0.96

Después de introducido los parámetros así como el rango de variación de cada uno, se obtuvieron los siguientes resultados (Tabla 8).

Tabla 8: Resultados obtenidos del estudio paramétrico

COP	Q_{gen} (kW)	Q_{abs} (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{rect} (kW)	W_b (kW)	m_{13} (kg/s)	P_{alta} (kPa)	P_{baja} (kPa)	T_4 (°C)
0.29	686.1	427.4	224.7	237.2	2.154	0.161	1122	28.51	173.9
0.32	829	562	304.3	241.2	2.946	0.221	1171	38.74	168.4
0.36	943	685.1	382.8	229.7	3.727	0.281	1222	52.45	162.7
0.40	1037	796.8	460.2	210.6	4.49	0.341	1275	70.44	156.9
0.43	1117	898.9	536.5	189.8	5.227	0.402	1329	93.46	151.3
0.47	1189	992.5	612	169.9	5.938	0.464	1385	121.9	146.02
0.50	1257	1080	686.8	153.1	6.627	0.527	1444	155.5	141.2
0.53	1326	1164	761.3	142	7.318	0.592	1504	192.6	137.2
0.55	1403	1249	835.8	138.7	8.048	0.659	1566	230.3	134.2
0.56	1492	1337	910.7	144.5	8.86	0.729	1630	265.9	132.4
0.57	1594	1430	986.2	159.9	9.787	0.803	1697	297.9	131.8
0.58	1708	1527	1060	187.2	10.84	0.881	1765	327.2	131.8

En esta tabla se puede observar las relaciones existentes en el SRA modelado, por ejemplo el COP aumenta con el nivel de concentración de NH_3 puro que abandona el rectificador (Figura 19), entonces se cambió la concentración de amoníaco que sale del rectificador de 0,99 a 0,96 manteniendo los demás parámetros constantes y se puede ver cómo afecta el COP del sistema (Figura 20) y como afecta a la temperatura necesaria en el generador (Figura 21), por lo que esto podría servir de justificación a la hora de implementar en el sistema un rectificador aunque complejice el sistema.

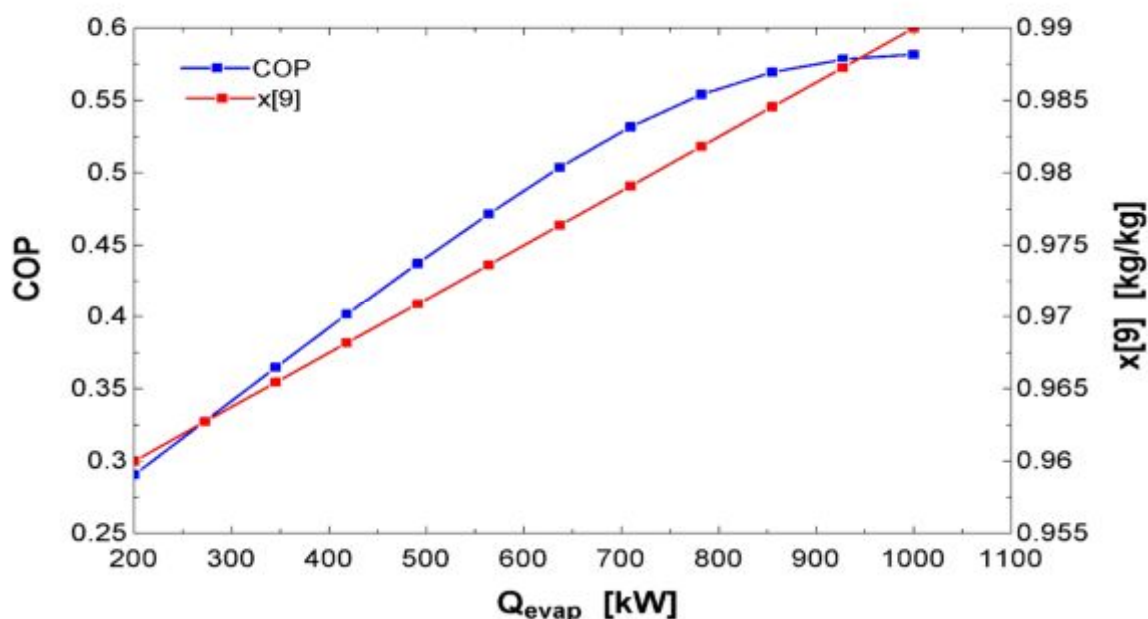


Fig. 19 Influencia del aumento de la concentración de NH_3 en el COP del sistema.

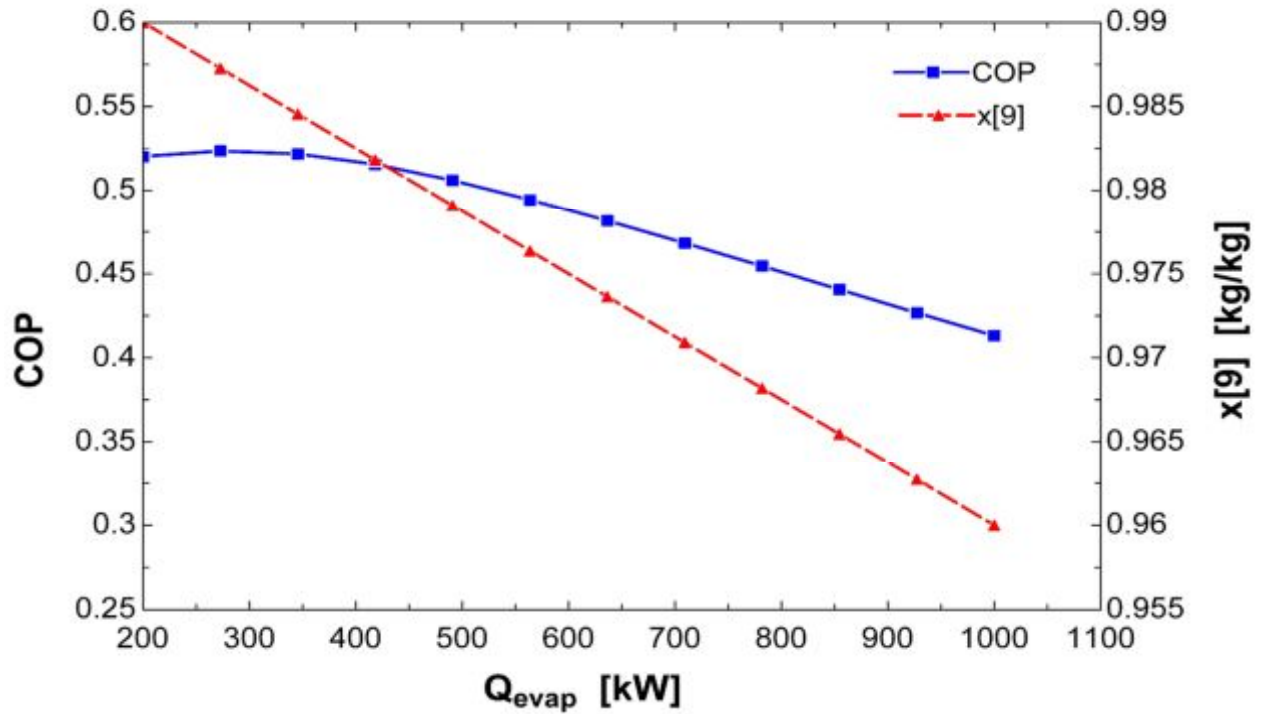


Fig. 20 Efecto en el COP de la disminución de la concentración de NH_3 que sale del rectificador.

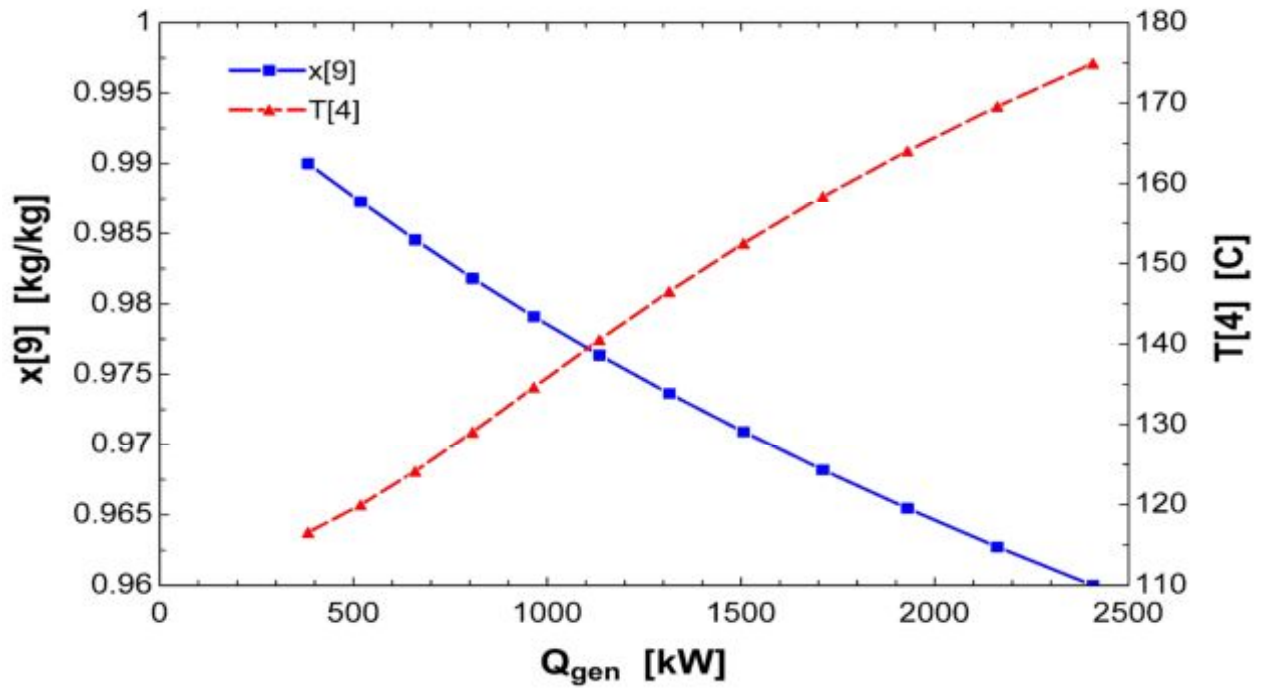


Fig. 21 Efecto de la disminución de la concentración de NH_3 en la temperatura de suministro al generador.

También se modelaron otras interacciones en diferentes partes del sistema con el aumento de la concentración de NH_3 de 0,96 a 0,99 para ver cómo influyen en el rendimiento general del SRA. (Ver Anexos 4 al 10).

3.2) Análisis de la rentabilidad

Uno de los cálculos más importantes de cualquier sistema a implementar es el económico el cual incluye el VAN, el TIR y el *Payback*. Para el cálculo de estos elementos se tuvo en cuenta diferentes factores:

- Tasa de interés del 12%
- Capacidad del SRA (150 tn)
- Tiempo de operación anual (8000 h)
- Tarifa de la energía eléctrica (0,21 \$/kWh). Es válido aclarar que esta tarifa es en CUC pues la tarifa en CUP es de 0,065 \$/kWh (Ver Anexo 3)
- Vida útil del sistema 10 años

Con estos valores se estableció el cálculo de los parámetros anteriormente mencionados en una hoja Excel (Ver anexo 11) arrojando los siguientes resultados:

- VAN= \$187,561.64
- TIR= 69%
- Payback= 1 año, 4 meses

También se efectuó el cálculo económico (Tabla 9) donde se expone las ganancias obtenidas con respecto al ahorro de energía eléctrica suponiendo que el SRA sustituyera por completo al sistema de compresión.

Tabla 9: Ahorro operacional anual

	Refrigeración por absorción (SRA)	Refrigeración por compresión (SCV)	Unidades
Capacidad de refrigeración	500	500	kW
Temperatura de evaporación	-10	-10	°C
Horas de operación	8000	8000	h/año
Demanda de calor	803	0	kW
Potencia o trabajo (Bomba / Compresor)	3,48	233	kW
Tarifa eléctrica	0.21	0.21	\$/kWh
Consumo	27840	1864000	kWh/año
Costo de la energía eléctrica anual	\$ 5,568.00	\$ 372,800.00	\$/año
Ahorro operacional anual	\$ 367,232.00		\$/año
COP	0.62	2.15	

Se puede observar un ahorro de aproximadamente \$370 mil CUC al año solamente por el concepto del ahorro de la energía eléctrica, lo cual representa un monto significativo.

Otra vía de calcular los parámetros mencionados anteriormente es con el uso del software RETScreen® International. (2012)

Para el uso de este programa se utilizaron los siguientes datos de entrada

- Área a enfriar por el equipo: 350 m^2
- Carga térmica a vencer: 5000 W/m^2
- Capacidad del SRA: 1000 kW
- Costo aproximado del SRA: \$130,000.00
- Para producir el vapor necesario para el generador se utilizó un quemador de biomasa.
- COP
 - ✓ 2,14 (sistema de compresión)
 - ✓ 0,62 (SRA)
- Precio del combustible
 - ✓ Electricidad: 0,065 CUP/kWh (Ver Anexo 3)
 - ✓ Biomasa: 45 CUP/Tn

Con los cálculos hechos en este software se pudo ver una recuperación casi inmediata de la inversión (Ver anexos del 12 al 15). En la tabla 10 se pueden observar algunos de los resultados más relevantes obtenidos.

Tabla 10. Resultados obtenidos del RETScreen® International

Reducción de los GEI	5000	Tn
Costo del combustible (Biomasa)	115,140	CUP
Costo totales anuales	146,214	CUP
Total de ahorro anuales	347,636	CUP

Capítulo # 4: Fuentes de calor alternativas para el uso del SRA

En las industrias por lo general la mayor parte del calor generado para su funcionamiento es desperdiciado al ambiente sin aprovecharlo. Este calor residual es el ideal para utilizarlo en el SRA ya que no necesitaría de un elemento extra que le provea el calor necesario para el generador.

4.1) Fuente de energía térmica (Vapor de agua)

En Santa Clara existen sectores los cuales por su funcionamiento poseen calores residuales de sus procesos los cuales se podrían utilizar el SRA, como por ejemplo:

- Empresa Láctea de Santa Clara
- Cervecería de Manacas, Antonio Díaz Santana

Se asumirán los valores de presión, temperatura de un sistema de vapor convencional.

Necesidades de la empresa

- Potencia frigorífica: 500 kW (142 TR)
- Temperatura del agua de enfriamiento: 30°C
- Temperatura de evaporación: -10°C
- Temperatura de condensación: 30°C

Datos del vapor de agua

- Presión del vapor saturado: 490 kPa
- Temperatura: 160 °C
- Calor de vaporización: 2768 kJ/kg (Obtenido en el EES
 $h = ENTHALPY(Steam; T = T1; P = P1)$)
- Flujo de vapor de la caldera $G_t = 3000 \text{ kg/h}$
- Consumo de vapor en la industria $G_c = 2200 \text{ kg/h}$

El flujo de vapor necesario en el generador dado las condiciones anteriores

$$G_V = \frac{Q_{\text{gen}}}{h} = \frac{803,4 \text{ kJ/s}}{2768 \text{ kJ/kg}} = 0,29 \text{ kg/s} \quad 4.1$$

$$G_V = 1045 \text{ kg/h}$$

Flujo de calor disponible

$$G_D = G_T - G_C \quad 4.2$$

$$G_D = 3000 - 2200$$

$$G_D = 800 \text{ kg/h}$$

El flujo de calor disponible no satisface por completo la demanda de calor necesaria en el generador, por lo que la demanda frigorífica no se cubre por completo, entonces se calcula la potencia frigorífica que se puede cubrir con el flujo disponible.

- $G_D = 800 \text{ kg/h}$
- $G_D = 0,22 \text{ kg/s}$

Sustituyendo este valor en la ecuación 4.1 se obtiene que

$$Q_{\text{gen}} = G_D * h \quad 4.3$$

$$Q_{\text{gen}} = 0,22 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2768 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{gen}} = 615 \text{ kW}$$

El calor entregado al generador representa aproximadamente el 77% del que se necesita, por lo que se puede estudiar el uso de un sistema de refrigeración por absorción como sistema auxiliar para complementar la demanda de frío necesaria para la empresa.

4.2) Gases residuales de escape

También existe la variante de utilizar el calor residual de los gases de escape de un motor de combustión interna como fuente térmica para el generador. Por ejemplo en Santa Clara se podría utilizar en los grupos electrógenos con el objetivo de enfriar agua

u otro producto, o en alguna otra empresa donde se pueda utilizar el vapor de las calderas recuperativas.

El siguiente cálculo está basado en un estudio realizado en Combinado lácteo de Cumanayagua.(Dr. Leonel Martínez Díaz)

Para determinar la disponibilidad de energía térmica a partir de gases de salida de la caldera es necesario determinar los volúmenes de gases producto de la combustión y para ello empleando metodología convencional se obtiene:

- Volumen de los gases: $13,56 \text{ m}^3/\text{kg}$
- Densidad: $906 \text{ kg}/\text{m}^3$
- Consumo de combustible de la caldera: $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$ ó $0,037 \text{ kg}/\text{s}$

Para el cálculo de la potencia frigorífica producida por los gases de escape se emplea la ecuación según ASHRAE:

$$Q_0 = m_g * C_p * (T_1 - T_2) * COP * \eta_c \quad 4.4$$

Entonces con los siguientes valores:

- $c_p = 1,12 \text{ kJ}/\text{kg} * K$
- $T_1 = 215^\circ\text{C}$
- $T_2 = 190^\circ\text{C}$
- $COP = 1,14$
- $\eta_c = 0,97$

Se calcula la potencia frigorífica cubierta:

$$Q_0 = 1,14 \text{ kW}$$

Esta aplicación puede ser utilizada en un SRA de baja potencia frigorífica. Es válido aclarar que los parámetros están sujetos a cambios ya que dependen del motor de combustión interna utilizado.

4.3) Energía solar térmica

Aunque se sabe que en países desarrollados se han estudiado varios sistemas para el aprovechamiento de la energía solar en refrigeración y aire acondicionado, poco se conoce sobre la construcción económica de los mismos, utilizando materiales y técnicas de construcción accesibles en países como el nuestro. La radiación solar en el municipio Santa Clara (Ver Anexo 16) es de una media anual de $5,05 \text{ kW/h} * \text{día}$ (2012) por lo se cuenta con un potencial energético gratis el cual se puede utilizar mediante el uso de colectores solares de tubo al vacío los cuales operan en un rango de temperatura de $40\sim 130^{\circ}\text{C}$ ya que son especialmente apropiados para climas muy fríos y parcialmente nubosos para producir frío con un SRA activado por agua caliente(2013).

Para el funcionamiento de enfriadores de absorción, por energía solar, se pueden utilizar técnicas como las que se proponen a continuación (Díez)

- Utilizar enfriadores continuos, similares en su construcción y funcionamiento a las unidades convencionales de gas o de fluidos condensables; la energía se suministra al generador desde el sistema, siempre que las condiciones dentro del edificio indiquen la necesidad de refrigeración.
- Utilizar enfriadores intermitentes, similares a los empleados en la refrigeración de alimentos, comercializados desde hace años en zonas rurales, antes de que se extendiese la refrigeración por compresión y la electrificación.

De acuerdo a lo planteado anteriormente, en el municipio de Sta. Clara los sectores con posibilidades son los hospitales, hoteles, edificios de empresas o de servicios los cuales son altos consumidores de energía eléctrica debido a la refrigeración y además cuentan con áreas relativamente grandes (azoteas, alrededores, etc.) en las cuales se podrían utilizar para instalar el campo de colectores solares.

La metodología de cálculo utilizada es bastante simple, ya que no es objetivo de este trabajo el diseño de un campo de colectores solares, pero da una idea bastante cercana de las dimensiones del campo, el ángulo de inclinación de los colectores, etc.(Turell, 2011)

Para el cálculo se utilizó el software EES el cual permite obtener algunos parámetros necesarios del fluido de trabajo (agua), además de que se complementó con el programa generado para el SRA para así determinar los datos mencionados anteriormente.

Datos a introducir en el EES:

- $T_{ENT} = 30^{\circ}\text{C}$ (*temperatura de entrada del agua al colector*)
- $T_{SAL} = 130^{\circ}\text{C}$ (*temperatura de salida del agua del colector*)
- $I_{RAD} = 5000 \text{ W/m}^2$ (*Intensidad de la radiación solar*) (2012)
- $\phi = 22,4^{\circ}$ (*Latitud del lugar a construir el campo solar*)
- $\eta_{COL} = 55 \%$ (*Eficiencia global del colector*)
 - ✓ Este valor se puede asumir o se puede calcular
- $M = 120 \text{ kg/día}$ (*Cantidad de agua a calentar*)
- $Q_{gen} = \text{Depende de las necesidades del generador}$
- $P_{atm} = 101,35 \text{ kPa}$ (*Presión atmosférica*)

Con los datos de entrada definidos se procede a calcular los siguientes parámetros:

- $A_{CAP} = \left(\frac{E}{I_{RAD} * \eta_C} \right) * 10^6$ (*Área de captación, m²*) 4.5
- ✓ $E = (M * cp_{agua} * \Delta T) / 1000$ 4.6
 (*Energía necesaria para calentar el agua, kW*)
- ✓ $\Delta T = T_{SAL} - T_{ENT}$
- ✓ $cp_{agua} = cp(\text{Water}, T = T_{ENT}, P = P_{atm})$ *Obtenido del EES*
- $\theta = 3,7 + 0,069 * \phi$ (*Ángulo óptimo de inclinación del colector*) 4.7
- $m_{NEC} = Q_{gen} / (cp_{agua} * \Delta T)$ (*Flujo de agua caliente al generador, kg/s*) 4.8

Después de calculado se obtuvo los siguientes valores:

- $A_{CAP} = 182,5 \text{ m}^2$
- $\theta = 19,16^{\circ}$
- $E = 50,2 \text{ kW}$
- $m_{NEC} = 1,9 \text{ kg/s}$

Debido a la naturaleza intermitente de la energía solar debido principalmente a la nubosidad que en nuestro país es bastante alta el sistema de colectores solares puede o no cumplimentar la carga necesaria en el generador, por ese motivo es necesaria la implementación de un sistema de almacenamiento térmico o sistema de apoyo que caliente el agua. Asumiendo entonces que el campo solar cubre solamente el 65 % de la demanda necesaria en el generador, entonces el 35 % (Tabla 11) puede ser complementado por el sistema auxiliar que puede ser una caldera que quema diesel, biomasa o puede ser con una resistencia eléctrica.

Tabla 11. Balance de la demanda cubierta

$Q_{gen}(Total)$	803,4	kW
Demanda cubierta por el campo solar	522,2	kW
Sistema auxiliar	281,2	kW

CONCLUSIONES

1. El SRA modelado demostró el bajo consumo eléctrico empleando solamente $3,48\text{ kW}$ en la bomba. Además se definió el efecto de la no rectificación en el COP y en la temperatura de suministro al generador.
2. El sistema modelado se puede implementar cuando existe una fuente térmica que no se aprovecha como el vapor de agua el cual cubre alrededor del 80% o con el uso de la energía solar necesitando aproximadamente 158 m^2 de área captadora.
3. Los cálculos económicos mostraron la factibilidad del proyecto dando un $VAN = \$187,561.64$, un payback de aproximadamente 2 años y un ahorro de 370 mil CUC por ahorro de energía eléctrica.

RECOMENDACIONES

1. Analizar diferentes alternativas de fuentes de rechazo de calor.
2. Realizar un estudio de factibilidad más preciso en aquellos sectores donde se pueda implementar esta tecnología para lograr su generalización en el país.
3. Realizar un análisis más detallado en el aprovechamiento de la energía solar disponible en nuestro país con vista a utilizarla en este tipo de tecnologías.

BIBLIOGRAFÍA

2006. *Refrigeración por absorción* [Online]. Available: http://www.caib.es/conselleries/industria/dgener/user/portalenergia/pla_eficiencia_energetica/climatitzacio_1.es [Accessed 11 junio 10:32 am 2015].
2012. RETScreen® International. Canada.
2013. *Los colectores solares de tubo de vacío* [Online]. Available: <http://www.sitiosolar.com/> [Accessed 15 de junio 3:40 pm 2015].
- CUBADEBATE. 2014. *Cuba apuesta por una energía más limpia, diversa y eficiente* [Online]. Available: <http://www.cubadebate.cu/categoria/temas/medio-ambiente-temas/> [Accessed 5 junio 9:48 am 2015].
- DÍEZ, P. F. PROCESOS TERMOSOLARES EN BAJA, MEDIA Y ALTA TEMPERATURA.
- DR. LEONEL MARTÍNEZ DÍAZ, M. S. S. M. H., DR. JUAN CASTELLANOS ÁLVAREZ FACTIBILIDAD DEL USO DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN EN EL COMBINADO LÁCTEO DE CUMANAYAGUA. Universidad de Cienfuegos. Cuba.
- F-CHART SOFTWARE, S. A. K. 27 agosto 2012. Engineering Equation Solver (EES). Profesional, v9.214-3D ed.
- FENOSA, G. N. 2014. *Refrigeración mediante el Ciclo de Absorción* [Online]. Available: <http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias> [Accessed Octubre, 3 2014].
- FERNÁNDEZ, J. O. V. 2014. CÁLCULO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (SRA) PARA INSTALACIONES. UCLV.
- HEROLD, K. E. *EES Absorption Examples* [Online]. University of Maryland. Available: http://www.glue.umd.edu/~herold/publication/CHAP9/EX9_4.EES [Accessed Diciembre, 13 2014].
- MAYO, R. L. 2014. *Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo*. TESIS DOCTORAL, UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID.
- MOREIRA, X. R. A. 1991. *Diseño y modelaje numérico de un ciclo continuo de refrigeración por absorción con una solución de LiBr - H₂O para aplicaciones solares*. Ing. Mecánico, Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- NAVARRO, M. E. C. & GUZMAN, J. A. T. 2010. *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico*. Ing. Mecánico, Universidad del Salvador.
- PÉREZ, A. R. V. 2011. *Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por absorción*. Ing. Mecánico, Universidad San Francisco de Quito.

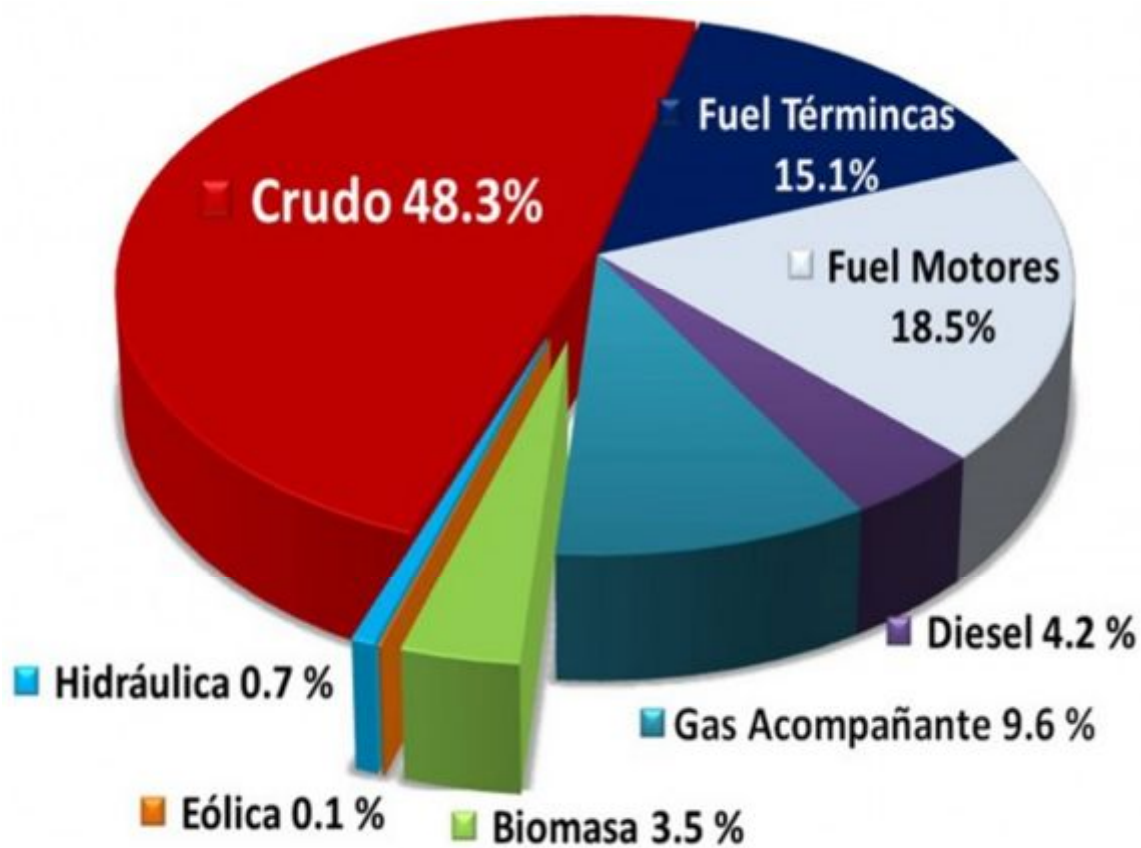
SALAS, C. L. G. 2014. Propuesta de un sistema de refrigeración por absorción para la climatización del edificio administrativo de la termoeléctrica de Felton. *Ciencia & Futuro*, v 4.

TURELL, P. C. 2011. LAS ERNC EN LA INDUSTRIA CHILENA Y ALGUNAS APLICACIONES ORIENTATIVAS.

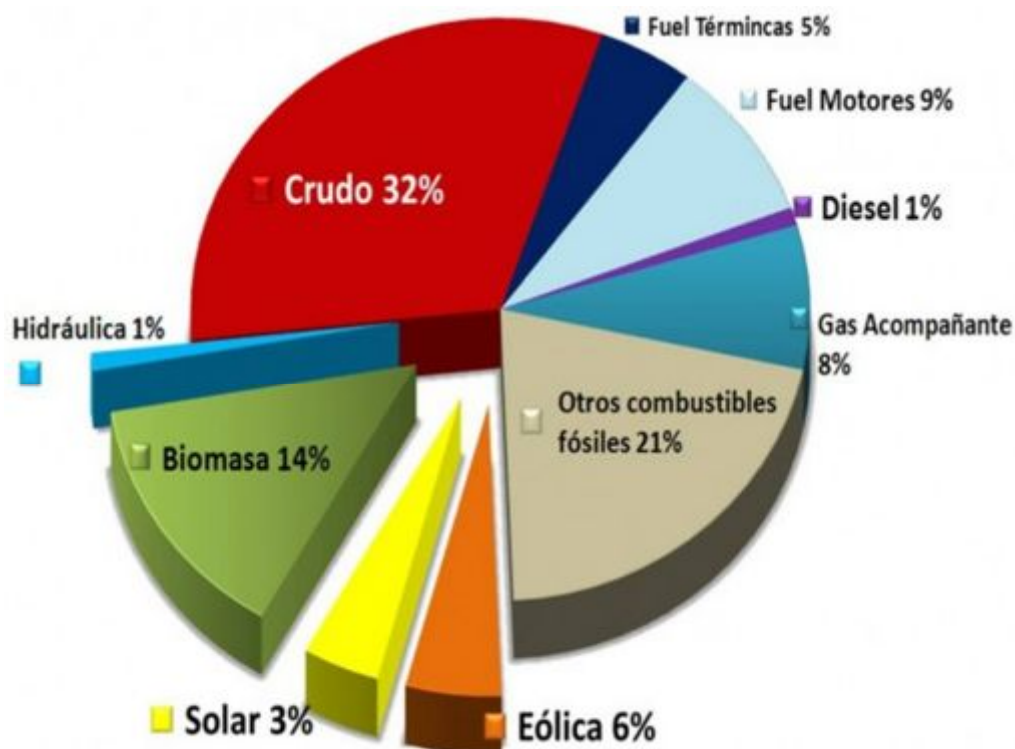
W.F.STOECKER 1987. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*.

ANEXOS

Anexo 1: Matriz Energética actual de Cuba.

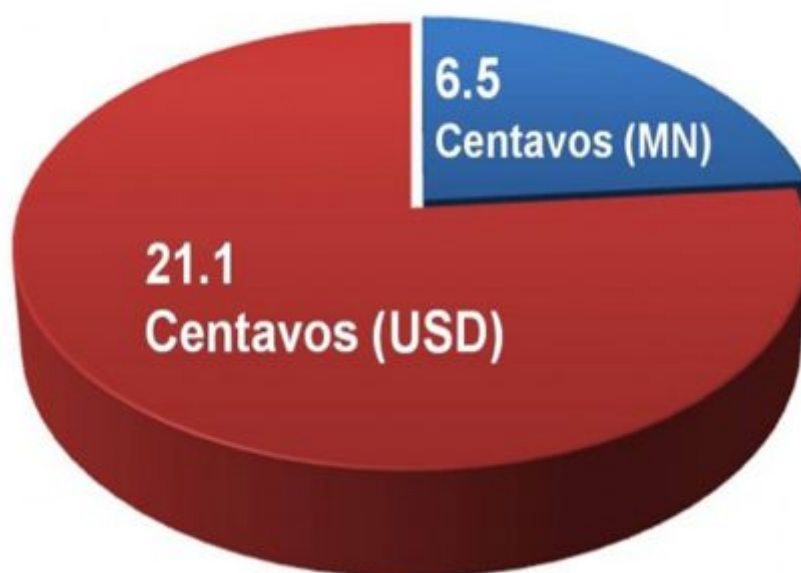


Anexo 2: Matriz energética 2030 (Con información brindada por los panelistas en la Mesa Redonda del 12 de agosto de 2014).

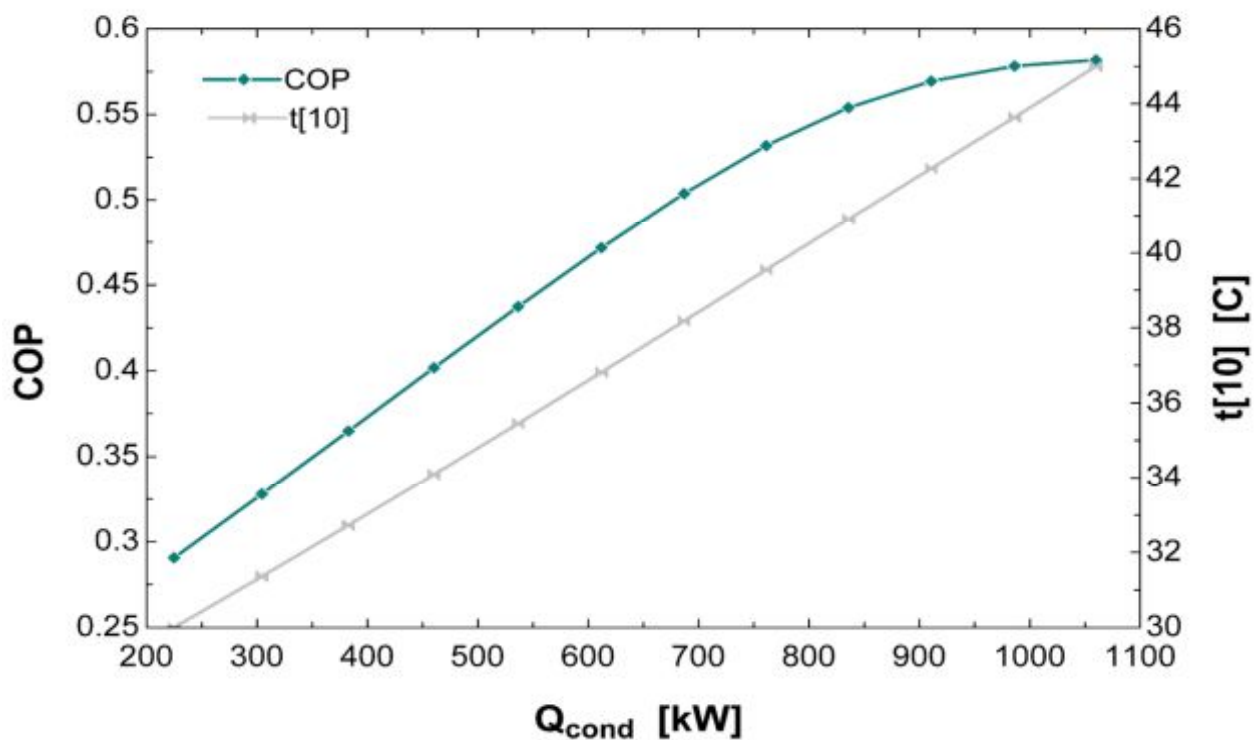


Anexo 3: Costo de la energía eléctrica en Cuba

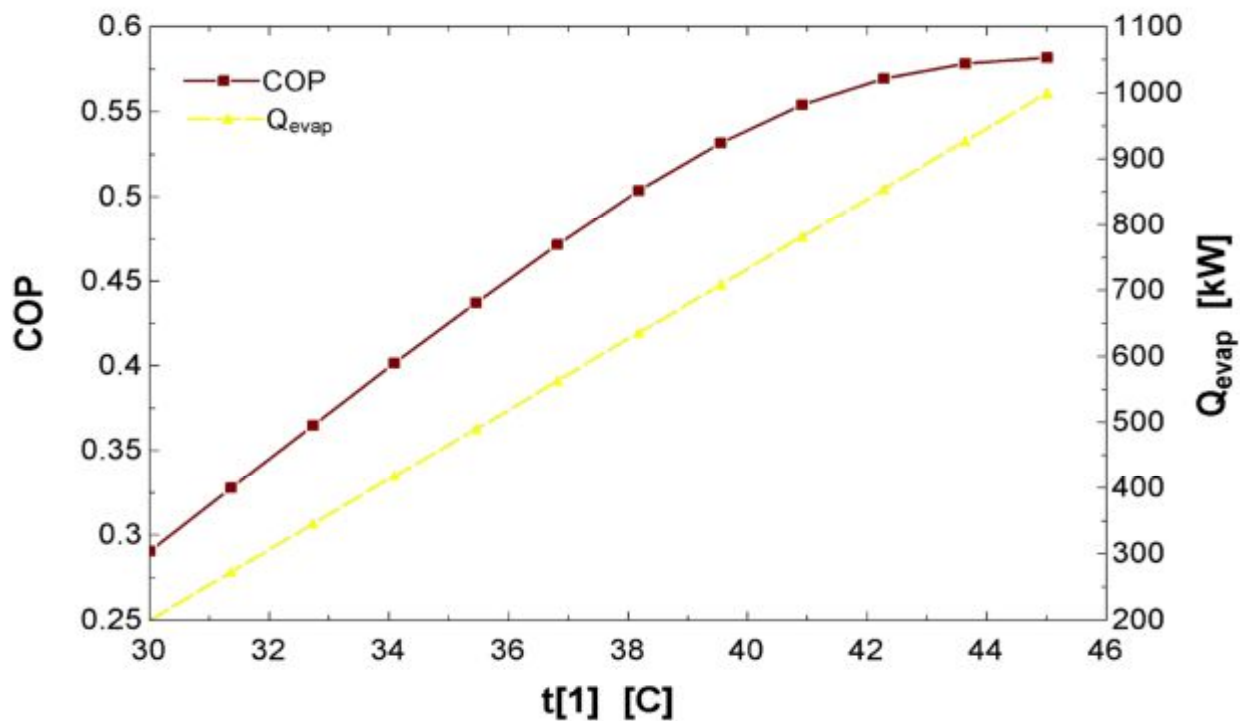
COSTO kWh ENTREGADO



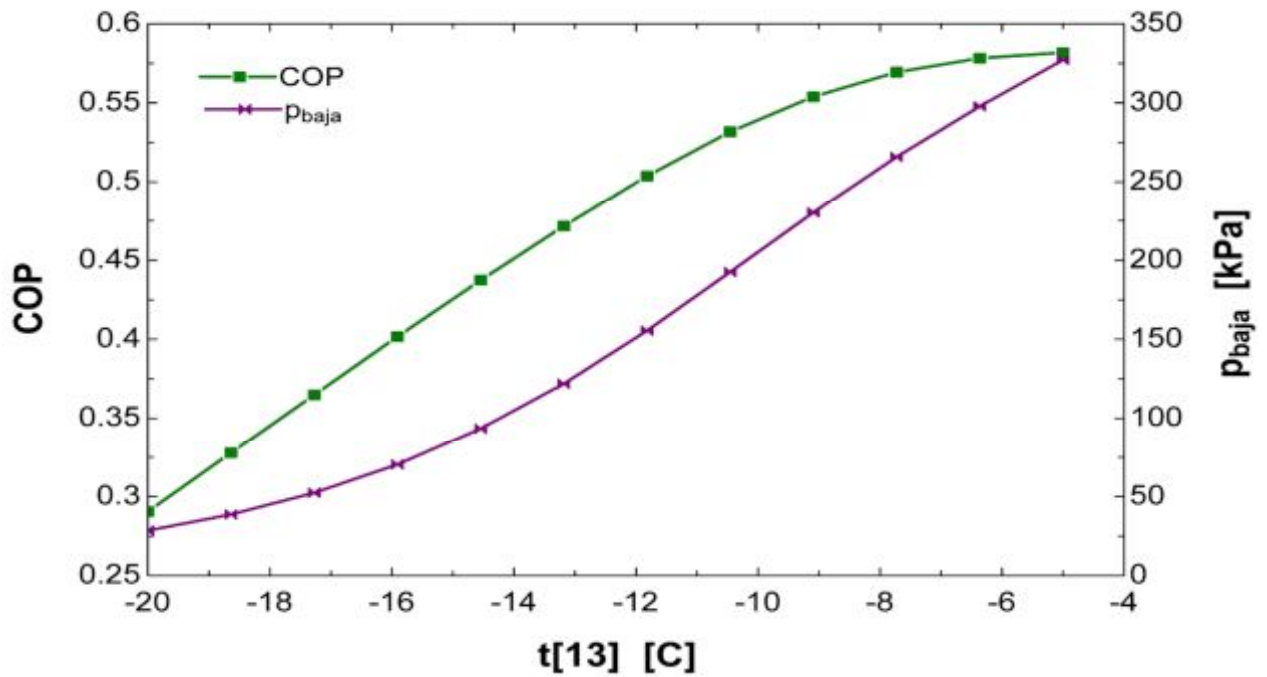
Anexo 4: Influencia de la temperatura de condensación y el COP en el calor de condensación.



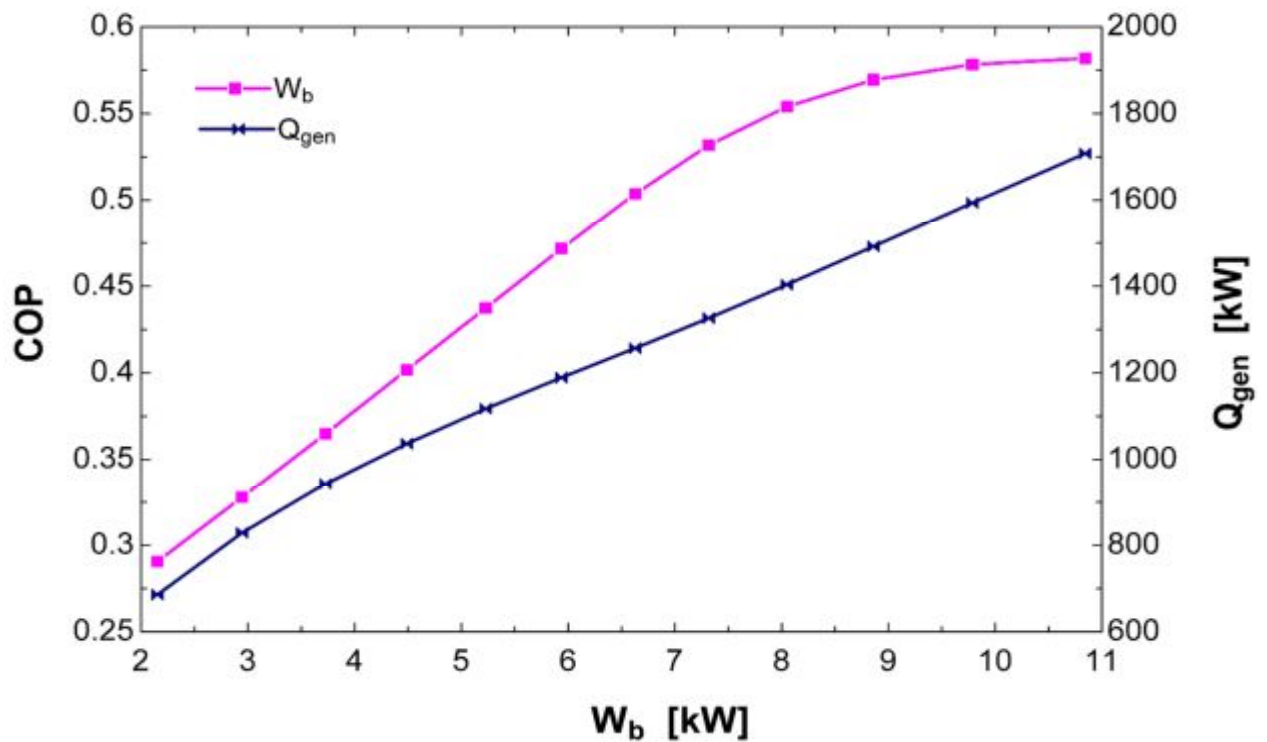
Anexo 5: Influencia del calor de absorción y el COP en la temperatura de absorción.



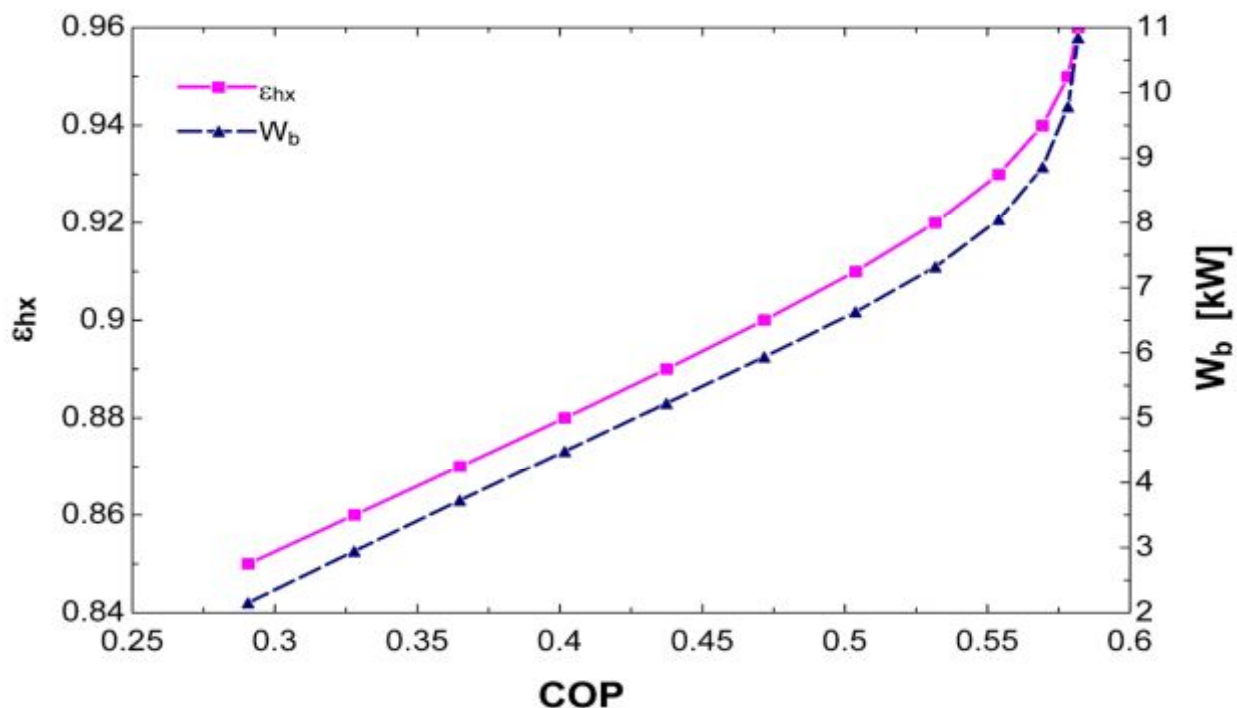
Anexo 6: Variación del COP y la presión en el evaporador con respecto a la temperatura de evaporación.



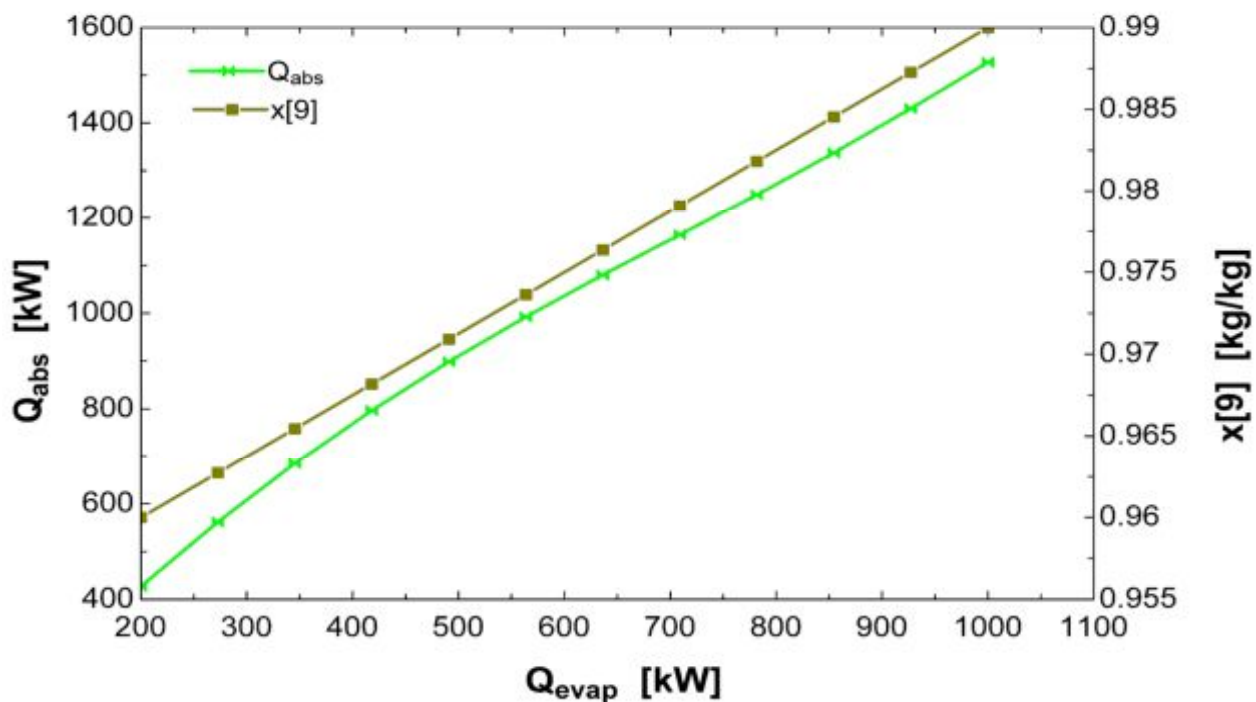
Anexo 7: Variación del trabajo de la bomba y calor necesario en el generador con respecto al COP.



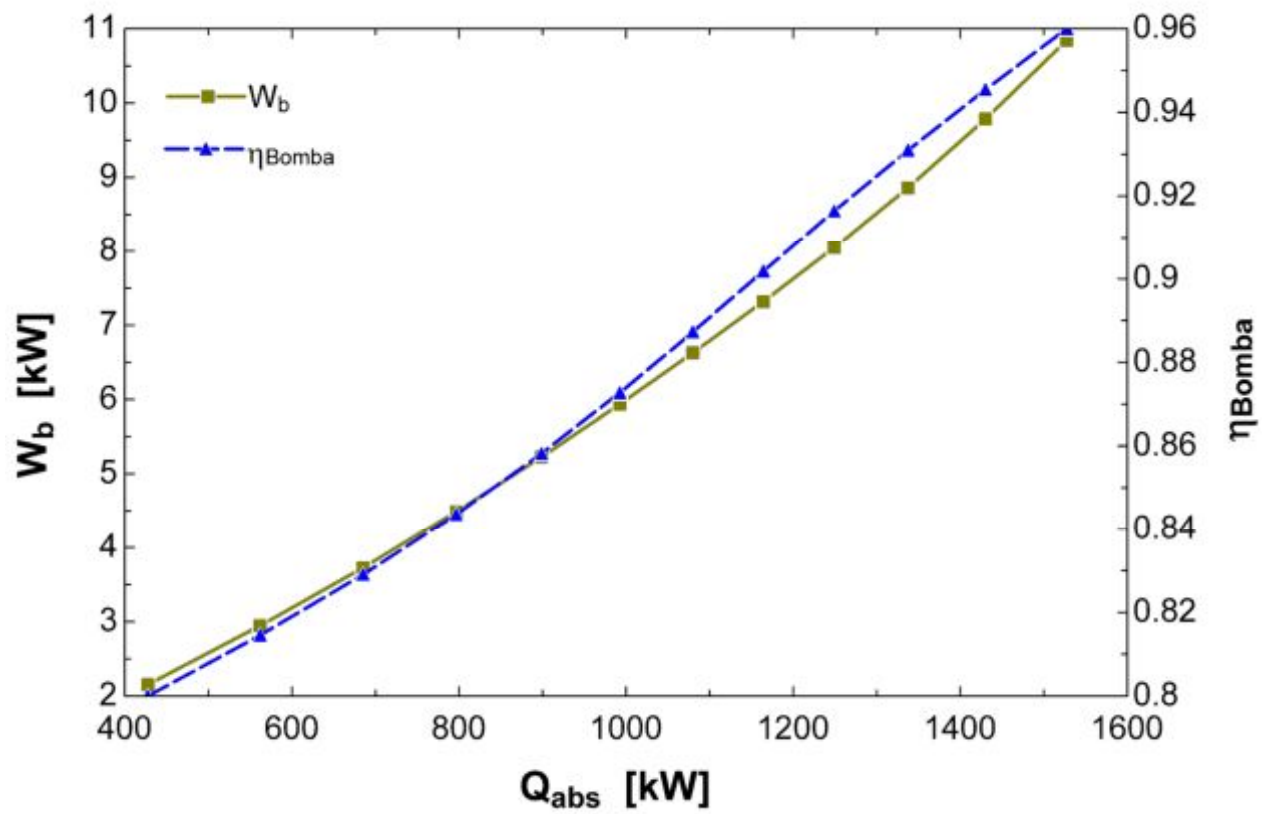
Anexo 8: Variación de la eficiencia de los intercambiadores de calor y el trabajo de la bomba con respecto a COP.



Anexo 9: Variación del calor absorbido y la pureza del refrigerante que sale del rectificador con respecto al calor a vencer por el equipo.



Anexo 10: Variación del trabajo y la eficiencia de la bomba con respecto al calor absorbido.



Anexo 11: Cálculo económico del sistema de refrigeración.

DATOS Y CÁLCULOS NECESARIOS SISTEMA REFRIGERACION POR ABSORCION AMONÍACO/AGUA DE SIMPLE EFECTO		
Potencia frigorífica requerida	150	Tn
Potencia eléctrica máxima equipos	3.3	kW
Potencia eléctrica máxima equipos auxiliares	20.4138	kW
Horas de operación anuales a plena carga	8000	h
Días de operación al año	333.33	Días/año
Potencia eléctrica consumida	23.71	kW
Energía eléctrica al año	189710.40	kWh/año
Tarifa energía eléctrica	0.21	\$ /kWh
Consumo anual potencia eléctrica	39839.18	\$/año
Cons. vapor SRASE	0.0022680	\$/año
Consumo vapor	0.34	Kg/s
Consumo vapor	9797.60	Tn/año
Costo vapor	3.62	\$/Tn vapor
Costo vapor		\$/año
Costo operación total anual	75306.48094	\$/año
Ahorro costo OP. Anual respecto al CCV	159893.5191	\$/año
Costo inicial SRASE más TE	124390.8	\$
Tasa interés	0.12	%
Depreciación, año 1	124390.8	
Depreciación, año 2	58674.90566	
Depreciación, año 3	36863.08677	
Depreciación, año 4	26026.83892	
Depreciación, año 5	19580.32248	
Depreciación, año 6	15328.1457	
Depreciación, año 7	12329.33446	
Depreciación, año 8	10113.32548	
Depreciación, año 9	8418.631117	
Depreciación, año 10	7088.305767	
Costo producción frío	3	\$/ (Tn – día)
Cobro anual	150000	\$/año
Pago año 1	199697.2809	\$/año

Pago año 2	133981.3866	\$/año				
Pago año 3	112169.5677	\$/año				
Pago año 4	101333.3199	\$/año				
Pago año 5	94886.80342	\$/año				
Pago año 6	90634.62664	\$/año				
Pago año 7	87635.8154	\$/año				
Pago año 8	85419.80642	\$/año				
Pago año 9	83725.11206	\$/año				
Pago año 10	82394.78671	\$/año				
Flujo caja, año 1	-49697.28094	\$/año		1.1097	2.9731	30.296
Flujo caja, año 2	16018.6134	\$/año	-33678.6675			
Flujo caja, año 3	37830.43229	\$/año	-17660.0541	PAYBACK		
Flujo caja, año 4	48666.68014	\$/año	20170.3781	1 años, 3 meses, 30 días		
Flujo caja, año 5	55113.19658	\$/año				
Flujo caja, año 6	59365.37336	\$/año				
Flujo caja, año 7	62364.1846	\$/año				
Flujo caja, año 8	64580.19358	\$/año				
Flujo caja, año 9	66274.88794	\$/año				
Flujo caja, año 10	67605.21329	\$/año				
Valor Actual Neto, VAN,	\$187,561.64	\$				
Tasa Interna de Retorno, TIR,	69	%				

Anexo 12: Datos iniciales a introducir en el RETScreen® International

Proyecto de enfriamiento		Caso base		Caso propuesto	Costos iniciales incrementales	
Área de pisos con enfriam. para edificio	m²	350				
Mediciones de eficiencia energética				10%		
Carga de enfriamiento para edificio	W/m²	5,000		4,500		
Enfriamiento independiente del estado del tiempo	%	0%		0%		
Demanda de enfriamiento total	MWh	11,445		10,301		
Sistema de enfriamiento de carga base						
Tecnología		Compresor		Absorción		
Capacidad	kW	1,750.0		1,000.0	63.5%	CUP 124,391
Enfriamiento entregado	MWh	11,445.2		8,707.1	84.5%	
Tipo de combustible		Electricidad		Biomasa		
Coefficiente de rendimiento - estacional		2.14		0.62		
Consumo de combustible anual	MWh	5,348		2,559	t	
Precio del combustible	CUP/kWh	0.065		45.000	CUP/t	
Costo del combustible	CUP	347,636		115,139		
Sistema de enfriamiento de carga punta						
Tecnología						
Capacidad sugerida	kW			575.0		
Capacidad	kW				0.0%	
Tipo de combustible				Electricidad		
Coefficiente de rendimiento - estacional						
Consumo de combustible anual	MWh			0		
Enfriamiento entregado	MWh			0.0	0.0%	
Precio del combustible	CUP/kWh					
Costo del combustible	CUP			0		

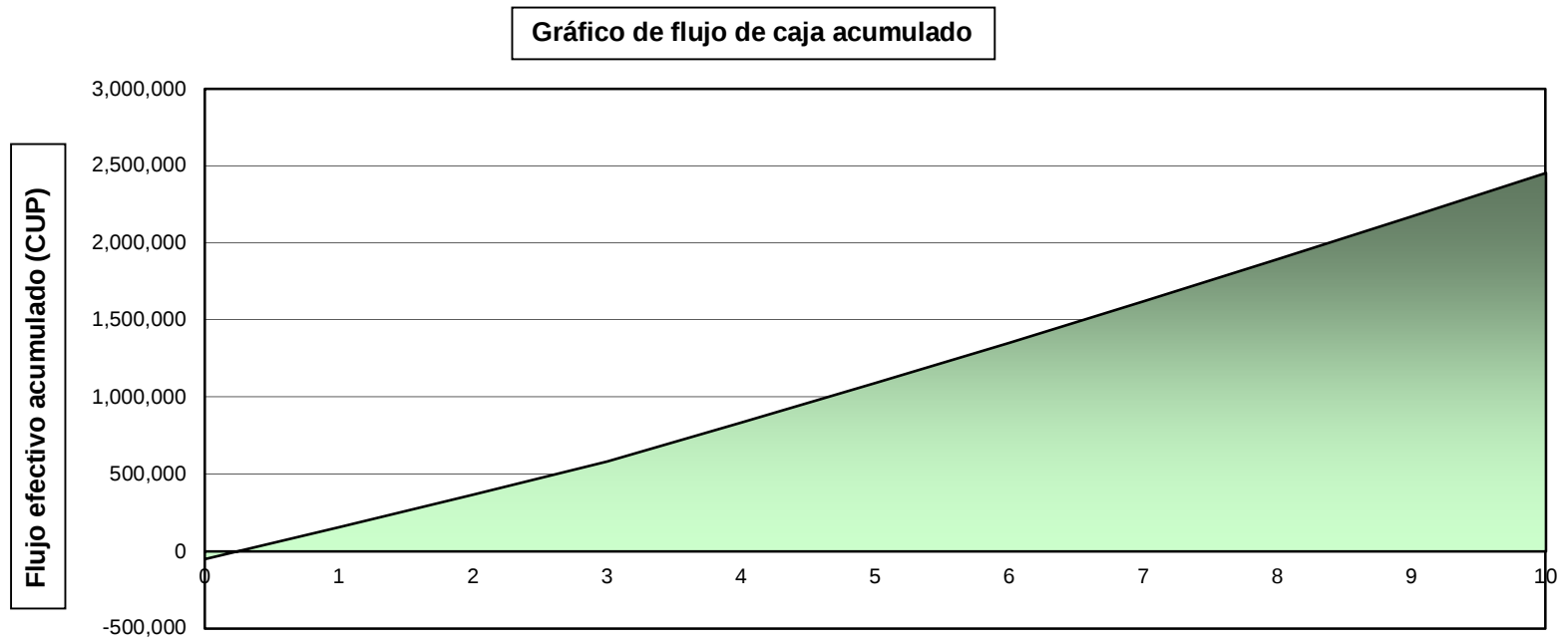
Anexo 13: Análisis de las emisiones de GEI

☒ Análisis de Emisiones				
Caso base del sistema eléctrico (Línea de base)		Factor emisión de GEI (excl. T y D)	Pérdidas T y D	Factor emisión de GEI
País - Región	Tipo de combustible	tCO2/MWh	%	tCO2/MWh
Cuba	Petróleo Residual (#6)	0.857	10.0%	0.952
Emisiones GEI				
Caso base	tCO2	5,092.7		
Caso propuesto	tCO2	94.0		
Reducción anual bruta de emisiones GEI	tCO2	4,998.7		
Derechos de transacción por créditos GEI	%			
Reducción de emisiones GEI anual neta	tCO2	4,998.7	es equivalente a	4,999 tCO2
Renta por reducción de GEI				
Tasa crédito reducción de GEI	CUP/tCO2			

Anexo 14: Análisis económico del sistema

Análisis Financiero				
Parámetros financieros				
Tasa de inflación	%	2.0%		
Tiempo de vida del proyecto	año	10		
Relación de deuda	%	60%		
Tasa de interés de la deuda	%	12.00%		
Duración de deuda	año	3		
Costos iniciales				
Sistema de enfriamiento	CUP	124,391	100.0%	
Otro	CUP		0.0%	
Costos iniciales totales	CUP	124,391	100.0%	
Incentivos y donaciones	CUP		0.0%	
Costos anuales/pagos de deuda				
Costo de O y M (ahorros)	CUP			
Costo de combustible - caso propuesto	CUP	115,139		
Pagos de la deuda - 3 años	CUP	31,074		
Otro	CUP			
Costos anuales totales	CUP	146,214		
Ahorros y renta anuales				
Costo de combustible - caso base	CUP	347,636		
Otro	CUP			
Total renta y ahorros anuales	CUP	347,636		
Viabilidad financiera				
TIR antes de impuestos - capital	%	416.9%		
TIR antes - impuestos - activos	%	169.2%		
Pago simple de retorno del capital	año	0.5		
Repago - capital	año	0.2		Año

Anexo 15: Flujo de caja de la inversión



Anexo 16: Radiación en Santa Clara

