

**UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA**

**PREFACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA RECUPERACIÓN DE CALOR DE
UNA CORRIENTE GASEOSA PARA GENERAR ELECTRICIDAD EN UNA
EMPRESA CEMENTERA**

PROYECTO DE GRADUACIÓN SOMETIDO A LA CONSIDERACIÓN DE LA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA COMO REQUISITO FINAL PARA
OPTAR AL GRADO DE LICENCIATURA EN INGENIERÍA QUÍMICA

MARCIAL NAVARRO CORRALES

CIUDAD UNIVERSITARIA "RODRIGO FACIO"
SAN JOSE, COSTA RICA
2010

El sabio puede sentarse en un hormiguero,
pero sólo el necio se queda sentado en él.

Agradecimientos

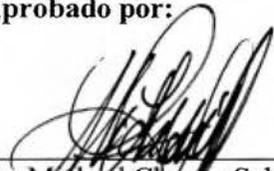
Yo estoy agradecido con todas las personas que han interactuado conmigo a lo largo de toda mi carrera estudiantil, porque gracias a todas ellas, he llegado hasta aquí. Entre ellas se encuentran mi esposa, mis familias, todos mis compañeros, amigos, profesores y profesora. Ustedes saben quienes son, y no hace falta que mencione sus nombres aquí. Yo sé que no soy la persona más expresiva del mundo, pero les aseguro que mi corazón es grande y ustedes tienen un espacio en él. Debido a que nuestro tiempo es limitado sé que estas palabras no llegarán a todos, pero espero que mis actos sí...

Proyecto de graduación presentado ante la Escuela de Ingeniería
Química de la Universidad de Costa Rica como
requisito final para optar por el grado de
Licenciado en Ingeniería Química

Sustentante:

Marcial Navarro Corrales

Aprobado por:



Dr. Michael Chacon Scheidelaar
Presidente del Tribunal
Profesor Asociado
Escuela de Ingeniería Química, UCR



Ing. Cindy Torres Quirós
Directora del Proyecto



M. Sc. José Rubén Naranjo Sánchez
Miembro lector
Profesor Asociado
Escuela de Ingeniería Química, UCR

Ing. Douglas Loaiza
Miembro lector
Ingeniero de proceso
Holcim Costa Rica



Dr. Andrei Bourrouet Vargas
Miembro invitado
Gerente de ambiente
Holcim Costa Rica

RESUMEN

El objetivo general de este proyecto fue realizar un estudio de prefactibilidad económica sobre la recuperación de calor para generar electricidad a partir de la energía presente en una corriente gaseosa proveniente de un electrofiltro en una empresa cementera.

Se encontró que se puede emplear el ciclo de Rankine orgánico o el ciclo Kalina, debido a que la fuente de calor es de baja temperatura (200°C). Se seleccionó el ciclo Kalina para realizar el estudio debido a que genera más electricidad, opera mejor a condiciones parciales, es una tecnología más nueva (lo que contribuye a la adicionalidad del proyecto) y requiere menos agua de enfriamiento que el ciclo de Rankine orgánico. Mediante el ciclo Kalina, es posible generar 480 kW netos de electricidad.

El análisis económico mostró que la inversión total de capital para este proyecto es de US \$1 859 752.

Los indicadores económicos muestran un valor actual neto de US \$623 782 al descontar el flujo de caja a un 10% de interés anual, y una tasa interna de retorno para el proyecto de 16.73%, por lo que se considera que el proyecto es factible.

El análisis de sensibilidad indica que si el valor de los créditos de carbono cae por debajo de US \$25, el proyecto no es rentable, lo que demuestra la adicionalidad del proyecto. Además, el análisis indica que el proyecto no es rentable si se generan menos de 418 kW netos de electricidad. Las variables costo total del producto, monto del préstamo bancario, costo de los equipos, y horas de operación anual del horno cuentan con suficiente holgura.

Se recomienda cotizar los equipos directamente con los fabricantes para mejorar la exactitud del estudio, y asegurar los ingresos de los créditos de carbono antes de proceder con el proyecto.

ÍNDICE GENERAL

Apartado	Página
Epígrafe	i
Agradecimientos	ii
Comité asesor	iii
Resumen	iv
Índice general	v
Índice de cuadros	viii
Índice de figuras	ix
Contenidos del disco compacto de datos	x
CAPÍTULO 1. Introducción	1
1.1 Justificación	1
1.2 Objetivo general	2
1.3 Objetivos específicos	2
CAPÍTULO 2. Generación de electricidad	3
2.1 Ciclo de Rankine	3
2.1.1 Recalentamiento	4
2.1.2 Regeneración	6
2.2 Fuentes de energía y calor de desecho	8
2.3 Ciclo de Rankine Orgánico	9
2.3.1 Origen	9
2.3.2 Aplicaciones actuales	10
2.4 Ciclo Kalina	11
2.4.1 Temperatura de ebullición variable	11
2.4.2 Temperatura de condensación variable	13
2.4.3 Composición variable específica	15
2.4.4 Composición variable a lo largo del ciclo	16
2.4.5 Calor de mezclado	17
2.4.6 Ventajas adicionales	17
2.4.7 Experiencia con la tecnología Kalina	19

CAPÍTULO 3.	Equipo de la industria de generación	21
	3.1 Turbinas	21
	3.2 Intercambiadores de calor	23
	3.2.1 <i>Clasificación de intercambiadores de calor</i>	23
	3.2.2 <i>Unidades de recuperación de calor de desecho</i>	24
	3.2.3 <i>Diseño de intercambiadores de calor</i>	25
	3.3 Bombas	26
CAPÍTULO 4.	Evaluación de la prefactibilidad técnica del proceso	30
	4.1 Selección del proceso tecnológico	30
	4.2 Factibilidad técnica	33
	4.3 Balances de materia y energía	33
	4.3.1 <i>Balances de materia</i>	34
	4.3.2 <i>Balances de energía</i>	39
	4.4 Diagrama de flujo	41
	4.5 Dimensionamiento de los equipos	42
CAPÍTULO 5.	Evaluación de la prefactibilidad económica	44
	5.1 Inversión total de capital	44
	5.1.1 <i>Inversión de capital fijo</i>	44
	5.1.2 <i>Capital de trabajo</i>	47
	5.2 Costo total anual	48
	5.2.1 <i>Depreciación</i>	48
	5.2.2 <i>Financiamiento</i>	50
	5.3 Estimación de ingresos	51
	5.3.1 <i>Créditos de carbono y adicionalidad</i>	52
	5.4 Parámetros financieros	54
	5.5 Análisis de sensibilidad	56
CAPÍTULO 6.	Conclusiones y recomendaciones	62
CAPÍTULO 7.	Bibliografía	64
	7.1 Referencias bibliográficas	64

	7.2 Referencias de internet	64
APÉNDICE		66
	A. Muestra de cálculo	67
	B. Nomenclatura	81
ANEXOS		
	Anexo digital (disco compacto)	

ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro	Descripción	Página
4.1	Instrumento para seleccionar el proceso tecnológico	31
4.2	Cuadro comparativo para la selección del proceso tecnológico	33
4.3	Flujo, capacidad calorífica y temperatura de la corriente de aire caliente	36
4.4	Balances de materia y propiedades de las corrientes del proceso de generación de electricidad	38
4.5	Características de los balances energéticos del proceso	40
4.6	Especificaciones de los equipos encargados de las operaciones unitarias del proceso	43
5.1	Precios y características de los equipos necesarios para la generación de electricidad mediante el ciclo Kalina	45
5.2	Inversión de capital fijo del proyecto de generación de electricidad	46
5.3	Inversión total de capital del proyecto	47
5.4	Costo total del producto (CTP)	48
5.5	Costos por depreciación (método de línea recta)	49
5.6	Saldos, cuotas, intereses y amortización por año, para un préstamo por un monto de \$1 859 742, a 10 años plazo y tasa de interés de 9%	50
5.7	Costos totales por año	51
5.8	Ingresos anuales por la disminución en el consumo de energía eléctrica	52
5.9	Valor de los créditos de carbono y ahorro anual logrado	54
5.10	Flujo de caja	55
5.11	Índices de rentabilidad	55
5.12	VARIABLES ESTUDIADAS EN EL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Descripción	Página
2.1	Diagrama de flujo esquemático de un ciclo Rankine.	4
2.2	Ciclo Rankine ideal, saturado y sobrecalentado en diagramas (a) $P-v$ y (b) $T-s$. CP es el punto crítico.	4
2.3	Esquema del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento.	5
2.4	Diagrama $T-s$ del ciclo Rankine de la figura 2.3.	5
2.5	Efecto de la razón de presiones de recalentamiento-inicial sobre la eficiencia, temperatura de salida de la turbina de alta presión, y calidad de salida de la turbina de baja presión	7
2.6	Eficiencia contra ámbito de potencia entregada para diferentes ciclos.	8
2.7	Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a mezcla agua-NH ₃ a 3450 kPa.	12
2.8	Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a H ₂ O a 3450 kPa.	12
2.9	Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a H ₂ O a 55 kPa.	13
2.10	Recuperación de calor en el condensador- ciclo Kalina.	14
2.11	Proceso de intercambio de calor- recuperación-condensación.	15
2.12	Esquema del proceso absorción-condensación.	16
4.1	Diagrama de proceso en ChemCAD para la generación de electricidad.	35
4.2	Diagrama de flujo del proceso de recuperación de calor.	41
5.1	Análisis de sensibilidad respecto (a) al VAN y (b) la TIR .	58
5.2	Análisis de sensibilidad de las horas de operación anuales del horno, respecto (a) al VAN) y (b) la TIR.	60
5.3	Sensibilidad a los créditos de carbono respecto (a) al VAN y (b) la TIR.	61

CONTENIDOS DEL DISCO COMPACTO DE DATOS

Archivo	Contenidos
Guía de los anexos digitales.doc	Breve explicación de los contenidos del disco compacto
Simulación Kalina.cc6	Simulación del proceso Kalina en ChemCAD
Reportes de simulación	Datos termodinámicos de las diferentes simulaciones realizadas
Cotización torre de enfriamiento	Factura proforma de una torre de enfriamiento
Exoneración de tributos	Procedimiento para obtener exoneración de impuestos de importación de equipos que promueven el uso de energías renovables

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 JUSTIFICACIÓN

La energía eléctrica se ha convertido en una necesidad básica para los seres humanos. Su uso se extiende a todos los campos en los que el ser humano vive o trabaja, y la producción de cemento no es la excepción. De hecho, el proceso de producción de cemento se considera como uno de los procesos industriales que más requiere energía en el mundo [Mirolli, 2006].

Actualmente el mundo sufre una crisis económica lo cual motiva a las empresas a hacer el mejor uso de sus recursos, especialmente la reutilización de la energía debido a los vaivenes del mercado petrolero y el aumento del costo de los servicios eléctricos.

Por otro lado, una creciente conciencia por las emisiones de CO₂ y calentamiento global, la preservación ambiental y la disminución de la contaminación se enarbola como una fuerza global que impulsa la eficiencia en todos los campos del quehacer humano, el reciclaje de materiales y energía, y de nuevo, el mejor uso de los recursos disponibles.

Estos factores no son mutuamente excluyentes, más bien ambos nos llevan en un mismo sentido. Bajo estas consideraciones es que se presenta este proyecto, donde la empresa interesada es motivada por una producción más limpia (P+L) y siente un compromiso ambiental. Esta empresa dispone de un flujo de aire caliente, cuya diferencia de temperatura con el ambiente constituye una fuente de energía que se puede utilizar para generar electricidad, lo que se presenta como una oportunidad para disminuir los costos de los servicios eléctricos de la empresa a la misma vez que se disminuyen las emisiones de CO₂ a raíz de la generación eléctrica por combustión.

1.2 OBJETIVO GENERAL

- Realizar un estudio de prefactibilidad económica sobre la recuperación de calor para generar electricidad a partir de la energía presente en una corriente gaseosa proveniente de un electrofiltro en una empresa cementera.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

De igual manera, para que se realice íntegramente el objetivo general propuesto anteriormente, se definieron los siguientes objetivos específicos:

- Realizar una investigación bibliográfica sobre los siguientes temas:
 - Ciclos termodinámicos de potencia
 - Sistemas de recuperación de calor
 - Fluidos de trabajo
 - Equipos relacionados con la generación de potencia
- Seleccionar el proceso tecnológico para la recuperación de calor
- Definir el diagrama de flujo del proceso de recuperación de calor
- Calcular los balances de masa y energía
- Dimensionar los equipos involucrados en el proceso
- Estimar el costo de los equipos
- Realizar una estimación por factores como estudio económico del proceso y un análisis de rentabilidad
- Realizar un análisis de sensibilidad

CAPÍTULO 2

GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

Se considera que la mayor parte de la energía eléctrica del mundo se genera por medio del ciclo termodinámico de Rankine, llamado así en honor al polímata escocés William John Macquorn Rankine. Para comprender la generación de energía eléctrica, es por lo tanto, necesario conocer este ciclo.

2.1 CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine es el ciclo más usado para la generación eléctrica [Kiaméh, 2002]. Tradicionalmente este opera con vapor de agua como fluido de trabajo y combustibles fósiles como fuente de energía. El vapor es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde produce energía cinética, donde perderá presión. Su camino continúa al seguir hacia un condensador donde lo que queda de vapor pasa a estado líquido para poder entrar a una bomba que le subirá la presión para nuevamente poder ingresarlo a la caldera. Existen algunas mejoras al ciclo, como por ejemplo agregar sobrecalentadores a la salida de la caldera que permitan obtener vapor sobrecalentado para que entre a la turbina y aumentar así el rendimiento del ciclo. La Figura 2.1 ilustra el ciclo de Rankine, y la Figura 2.2 muestra el ciclo ideal en diagramas $P-v$ y $T-s$ (presión-volumen y temperatura-entropía, respectivamente). El ciclo demarcado con números y letras con apóstrofos señala el ciclo usando vapor sobrecalentado. Al ser ideales, los ciclos ilustrados son reversibles (no hay pérdidas ni disipación de energía por fricción u otros factores), los procesos de la turbina y la bomba son adiabáticos (no hay transferencia de calor hacia o desde el fluido de trabajo) reversibles, razón por la cual aparecen como una línea vertical en el diagrama $T-s$, y no hay pérdidas de presión en las tuberías. El ciclo de Rankine reversible tiene los siguientes procesos:

Línea 1-2. Expansión adiabática reversible en la turbina. El vapor a la salida normalmente está en la región de dos fases.

Línea 2-3. Rechazo de calor isotérmico e isobárico en el condensador, debido a que hay dos fases presentes.

Línea 3-4. Compresión adiabática reversible en la bomba, desde líquido saturado a la presión del condensador, punto 3, a líquido subenfriado a la presión del generador de

vapor, punto 4. Esta línea es vertical en ambos diagramas porque el líquido es incompresible y la bomba es adiabática reversible.

Línea 4-1. Entrada de calor a presión constante en el generador de calor. La porción 4-*B* lleva el líquido subenfriado a líquido saturado, y es llamado un economizador. La sección *B-1* lleva el líquido saturado a vapor saturado a presión y temperatura constante (hay dos fases presentes), y es llamado hervidor o evaporador. En el ciclo sobrecalentado la sección *1-1'* lleva el vapor saturado a vapor sobrecalentado.

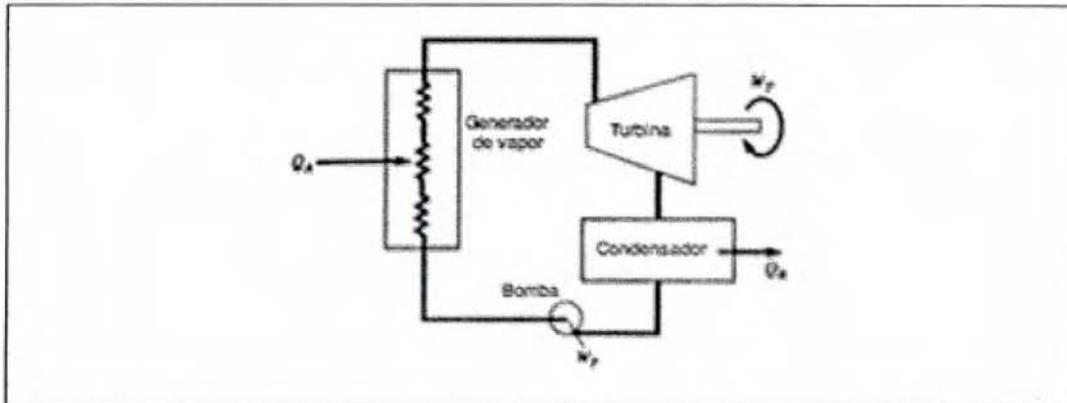


Figura 2.1 Diagrama de flujo esquemático de un ciclo Rankine [Kiaméh, 2002].

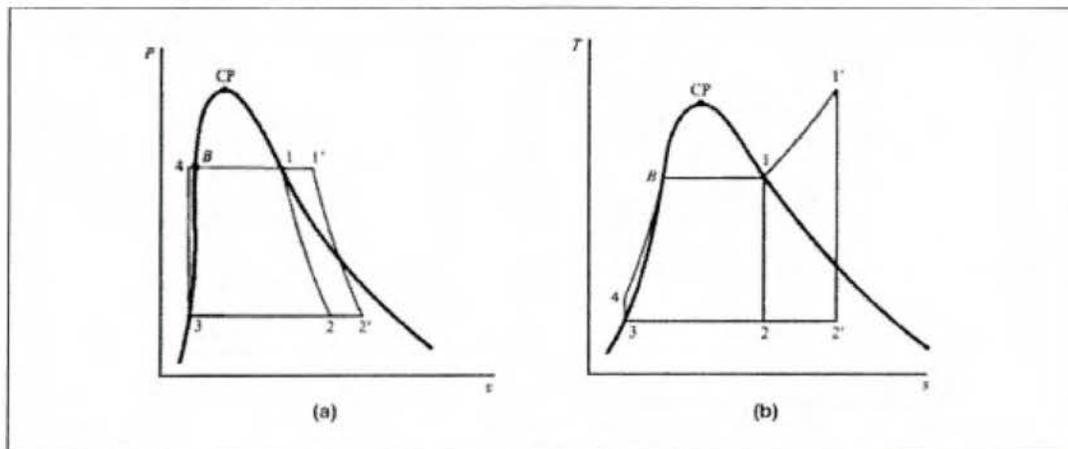


Figura 2.2 Ciclo Rankine ideal, saturado y sobrecalentado en diagramas (a) $P-v$ y (b) $T-s$. CP es el punto crítico [Kiaméh, 2002].

2.1.1 Recalentamiento

El recalentamiento mejora la eficiencia del ciclo. Las Figuras 2.3 y 2.4 ilustran el flujo y diagrama $T-s$ de un ciclo Rankine internamente reversible. Luego de que el vapor sobrecalentado de alta presión se expande en la turbina de alta presión (sección

1-2), el vapor vuelve al generador de vapor donde es recalentado a presión constante hasta una temperatura cercana a la del punto 1. El vapor recalentado luego entra a la turbina de baja presión donde se expande a la presión del condensador. La línea *ab* representa el fluido que se enfría en un generador de vapor a contracorriente.

El recalentamiento produce un vapor más seco en la salida de la turbina (punto 4 en vez del punto 4'). La mayoría de las plantas de combustibles fósiles modernas tienen al menos una etapa de recalentamiento. Al usar más de dos etapas de recalentamiento ocurren complicaciones del ciclo y la mejora de eficiencia no justifica el aumento en el costo de la inversión[Moran, (2007)].

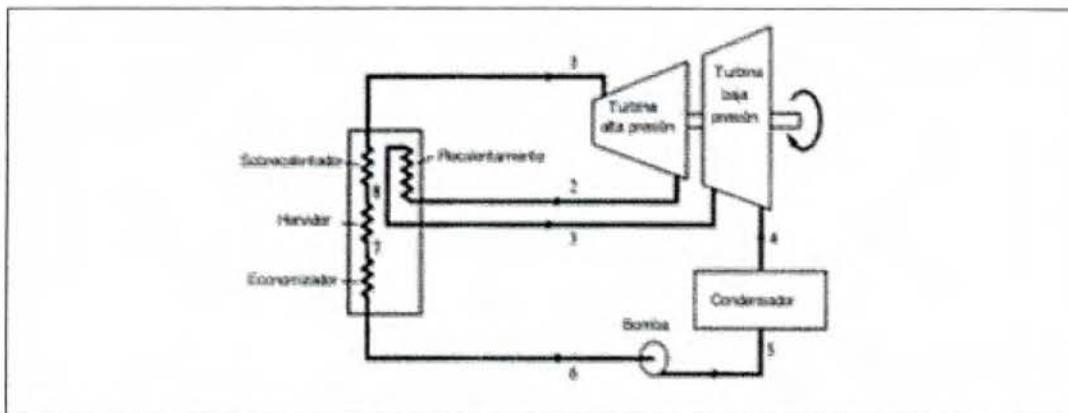


Figura 2.3 Esquema del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento [Kiameh, 2002].

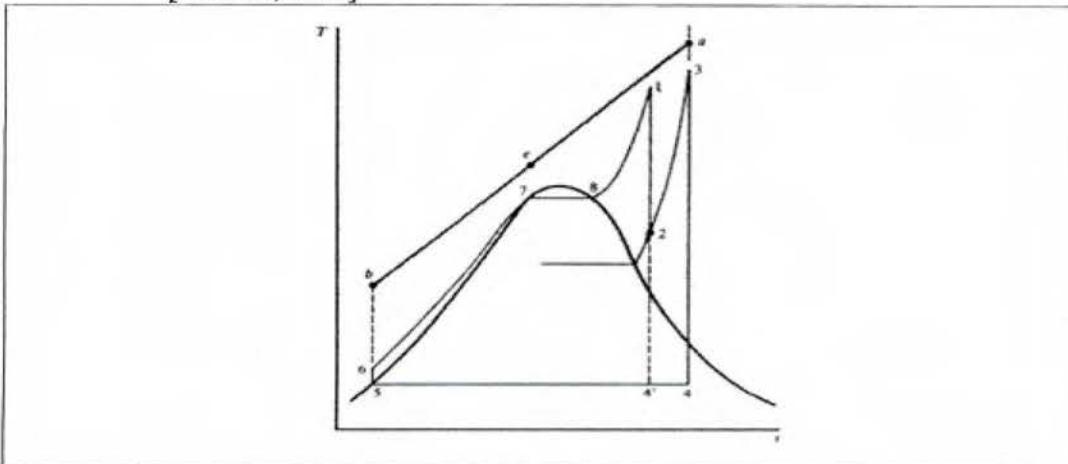


Figura 2.4 Diagrama *T-s* del ciclo Rankine de la Figura 2.3 [Kiameh, 2002].

En algunas plantas el vapor no se recalienta en el generador de vapor, se recalienta en un intercambiador de calor aparte, llamado recalentador. Una parte del vapor del punto 1 es usado para recalentar el vapor del punto 2. Este flujo se condensa y es

enviado a los calentadores de agua de alimentación. Haciendo un análisis termodinámico, se encuentra que un ciclo con recalentamiento tiene dos términos de trabajo en la turbina y dos términos de calor agregado. (Referirse a la Figura 2.4)

$$W_T = (h_1 + h_2) + (h_3 + h_4) \quad (2.1)$$

$$|W_P| = h_6 - h_5 \quad (2.2)$$

$$\Delta W_{net} = (h_1 + h_2) + (h_3 + h_4) - (h_6 - h_5) \quad (2.3)$$

$$q_A = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

$$\eta_{th} = \frac{\Delta W_{net}}{q_A} \quad (2.5)$$

donde W= trabajo realizado por o sobre el sistema

h= entalpía específica

q= calor transferido desde o hacia el sistema

η =eficiencia

La presión de recalentamiento P_2 afecta la eficiencia del ciclo. La Figura 2.5 ilustra la variación en la eficiencia del ciclo como una función de la razón de presión de recalentamiento a presión inicial P_2/P_1 . P_1 2500 psia, T_1 1000 °F. Si la presión de recalentamiento es muy cercana a la inicial, el aumento en la eficiencia del ciclo es mínima porque solo una pequeña porción del calor se agrega a alta temperatura.

La eficiencia de recalentamiento óptima se logra cuando P_2/P_1 está entre 20 y 25 por ciento. Disminuir P_2 más allá ocasiona que la eficiencia vuelva a disminuir (el área 2-3-4-4' disminuye si P_2 baja de 0.2). Una eficiencia típica de un ciclo de este tipo se encuentra cerca del 40%.

2.1.2 Regeneración

Las irreversibilidades externas son causadas por la diferencia de temperatura entre la fuente de calor y el fluido de trabajo, y entre el fluido de trabajo condensándose y el fluido del depósito de calor.

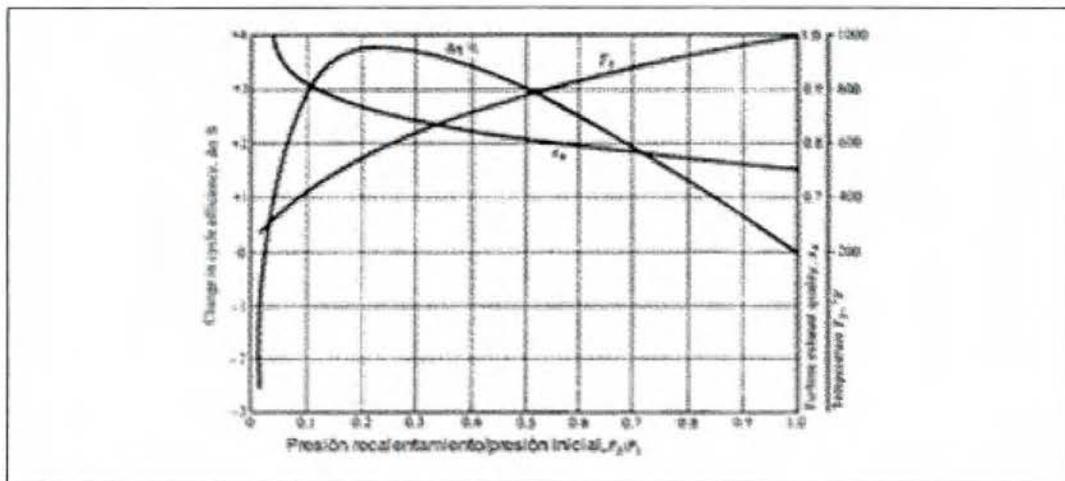


Figura 2.5 Efecto de la razón de presiones de recalentamiento-inicial sobre la eficiencia, temperatura de salida de la turbina de alta presión, y calidad de salida de la turbina de baja presión [Kiameh, 2002].

Estas irreversibilidades se pueden disminuir y aumentar la eficiencia del ciclo si la diferencia de temperatura se disminuye, pero esto requiere intercambiadores de calor muy grandes y costosos. Si los intercambiadores de calor son pequeños y económicos las diferencias de temperatura serán grandes, por lo que aumentan las irreversibilidades y disminuye la eficiencia de la planta.

Las eficiencias térmicas de todas las plantas sufren de estas irreversibilidades, las cuales se pueden disminuir si el líquido de trabajo se calienta antes de entrar al generador. El proceso llamado regeneración logra este objetivo al intercambiar calor entre el fluido en expansión en la turbina y el líquido antes de entrar al generador de vapor.

Las plantas modernas usan entre 5 y 8 etapas de calentamiento de este tipo. Ninguna planta se construye sin estas etapas de regeneración. Los ciclos con etapas de regeneración aún requieren un economizador, aunque es mucho más pequeño.

2.2 FUENTES DE ENERGÍA Y CALOR DE DESECHO

De la discusión anterior se concluye que la generación de electricidad por medio del ciclo de Rankine es un proceso comprobado y utilizado alrededor del mundo para la generación eléctrica. Sin embargo, el ciclo de Rankine se utiliza frecuentemente para la generación eléctrica a gran escala (mayor a 10 MW), para lo que se utilizan combustibles fósiles como fuente de energía, lo cual no es nuestro caso. En nuestra situación la fuente de calor es una corriente de aire que posee una temperatura baja si se compara con las temperaturas alcanzadas en una caldera que utiliza combustibles fósiles. En estos casos la eficiencia del ciclo de Rankine disminuye rápidamente, lo cual se ilustra en la Figura 2.6. En general se considera que el ciclo de Rankine tradicional es aplicable a fuentes de calor por encima de 600°C.

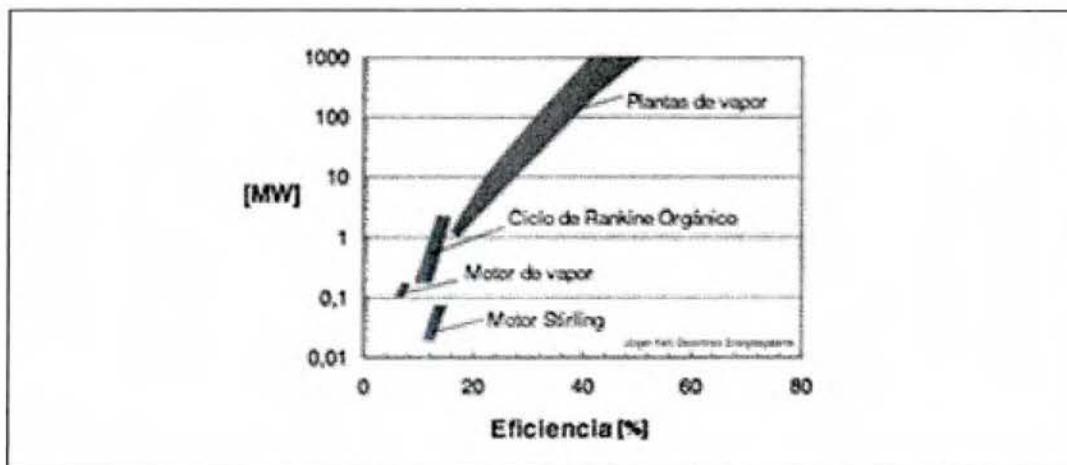


Figura 2.6 Eficiencia contra ámbito de potencia entregada para diferentes ciclos [Spliethoff, 2006].

Existen muchas fuentes de energía a baja temperatura para los cuales el ciclo de Rankine tradicional no es suficientemente eficiente como para justificarla la inversión necesaria para el proyecto de generación de electricidad. Ejemplos de estas son el de energía geotérmica, energía solar, energía termal oceánica, y el caso del presente proyecto, calor de desecho de procesos industriales.

Los esfuerzos para recuperar el calor de estas fuentes de energía y convertirla en algo útil han dado lugar a nuevas tecnologías en la generación de electricidad, de las cuales

las más notables y aplicables a nuestro caso son el ciclo de Rankine Orgánico y el ciclo Kalina.

2.3 CICLO DE RANKINE ORGÁNICO

Este ciclo adquiere su nombre del hecho de que es esencialmente el mismo ciclo de Rankine, con la diferencia de que utiliza un fluido orgánico de alta masa molecular como fluido de trabajo en vez de agua. La razón por la cual se usa un fluido de este tipo es su baja temperatura de ebullición con respecto al agua, cuyo alto punto de ebullición es el factor que limita la aplicabilidad del ciclo de Rankine tradicional a fuentes de calor de baja temperatura. Este ciclo se abrevia ORC, por sus siglas en inglés, *Organic Rankine Cycle*.

2.3.1 Origen

El origen del ciclo de Rankine Orgánico es Israel. Este país, al carecer de petróleo y tener relaciones tenues con sus vecinos acaudalados en petróleo, convirtió en prioridad nacional la búsqueda de una fuente confiable de energía. El abundante sol que brilla sobre este país lo convirtió en una localidad ideal para el desarrollo de tecnología solar. La innovación y desarrollo israelí en cuestiones solares ha llegado a tal punto que es casi competitivo en términos de costos con los combustibles fósiles [Sandler, 2008]. La alta incidencia de irradiación solar en el desierto del Néguev ha impulsado una industria de investigación y desarrollo solar reconocida internacionalmente, con Harry Zvi Tabor y David Fairman del Centro Nacional de Energía Solar, como dos de los investigadores más sobresalientes [Faiman, 2009].

Harry Tabor fue el que inició el proceso de investigación en Israel, luego de que en 1949 el primer ministro de Israel le enviara una carta mientras este se encontraba en Inglaterra. En la carta le ofrecía trabajo en el Consejo de Investigación de Israel; luego de aceptar, Tabor creó el Laboratorio Nacional de Física y enseguida dedicó su atención a la energía solar.

El ciclo de Rankine Orgánico fue producto de estas investigaciones, la turbina del ciclo de Rankine Orgánico fue desarrollada por Harry Tabor y un inmigrante francés,

Lucien Bronicki para países en vías de desarrollo con redes eléctricas problemáticas. La fuente de calor para el ciclo son concentradores solares, también llamados concentradores parabólicos, mediante los cuales el Sol logra calentar el fluido orgánico. La turbina fue diseñada para neutralizar los problemas de mantenimiento de los motores reciprocantes, de manera que solo tuviera una parte móvil, el rotor. En el año 1961, se exhibió en Roma un prototipo de 3 kWe en la Conferencia de Nuevas Fuentes de Energía de las Naciones Unidas, el cual fracasó en encontrar éxito comercial [Grossman, 2000].

2.3.2 Aplicaciones actuales

Aunque inicialmente el ciclo no logró éxito, eventualmente encontró campos de aplicación en que sí era viable implementar la tecnología; como caso tangible está el contrato firmado en enero del 2009 por la empresa Ormat con el Banco Centroamericano de Integración Económica (BCIE) para la instalación y puesta en marcha de la Planta Geotérmica Las Pailas, en Costa Rica. El contrato está valorado en aproximadamente 65 millones de dólares, para una planta que generará por encima de 150 MW y será operada por el Instituto Costarricense de Electricidad (ICE). Anteriormente esta misma empresa, Ormat, construyó en 2004 la planta geotérmica binaria Miravalles V, de 18 MW, usando pentano como fluido de trabajo, en las faldas del volcán Rincón de la Vieja [Ormat, 2009]. El presidente de la empresa Ormat es Lucien Bronicki, francés mencionado anteriormente, quien desarrolló la turbina con Harry Zvi Tabor aproximadamente hace 50 años.

Actualmente el ciclo de Rankine Orgánico se aplica con energía solar, geotérmica, biomasa y recuperación de calor de procesos industriales. Su uso ha aumentado durante los últimos 20 años para producir energía de varias fuentes en las cuales otras alternativas no eran prácticas técnicamente o no eran económicamente viables. Plantas con tamaños desde 300 kW hasta 130 MW, han demostrado la madurez de esta tecnología. El ciclo está bien adaptado a fuentes de calor de baja temperatura y es aplicable a la recuperación de calor en fábricas de cemento. Al presente, se encuentra en competencia del ciclo Kalina. [Bronicki, 2000].

En este ciclo se puede escoger entre diferentes fluidos de trabajo como n-butano, n-pentano, amoníaco, refrigerantes, entre otros. Investigaciones recientes resaltan al n-butano y n-pentano como los mejores fluidos para este ciclo. [Universidad Rovira i Virgili, 2005]

2.4 CICLO KALINA

Este ciclo termodinámico ha sido optimizado para usarse con fuentes termales que están a una temperatura relativamente baja comparada con la temperatura ambiente. El ciclo usa una mezcla de agua y amoníaco como fluido de trabajo, y la concentración de esta mezcla se varía en diferentes partes del ciclo para aumentar las reversibilidades termodinámicas y así aumentar la eficiencia termodinámica. El ciclo fue ideado por el ingeniero ruso Alexander Kalina. El hecho de emplear una mezcla binaria como fluido de trabajo trae consigo varias ventajas termodinámicas que se explican a continuación.

2.4.1 Temperatura de ebullición variable

La principal diferencia entre el ciclo Kalina y otros ciclos (como el Rankine Orgánico) es el hecho de que el fluido de trabajo es una mezcla de componentes (amoníaco-agua) y no un componente puro. Los componentes puros tienen una temperatura de ebullición constante, mientras que las mezclas varían su punto de ebullición conforme se van evaporando. Gracias a esto, el aumento de temperatura de la mezcla en un intercambiador de calor a contracorriente sigue más de cerca la caída de temperatura de la fuente de calor. Cabe notar, que existen fuentes de calor que no presentan una caída de temperatura, como lo sería una corriente de vapor condensante, y en estos casos el ciclo Kalina y el Rankine Orgánico presentan una eficiencia similar en el aprovechamiento de la fuente de calor.

Lo anterior se ilustra en la Figura 2.7, donde además se observa el punto de pinch, el cual es el punto en que se vuelve económicamente prohibitivo reducir la diferencia de temperatura entre los fluidos (para reducir más esta diferencia de temperatura sería necesario una superficie de contacto demasiado grande, y por lo tanto costosa). La

fuentes de calor es un gas a 288°C que se enfría a 93°C . La mezcla entra a 38°C y sale a 260°C .

Ahora en la Figura 2.8 se ilustra la misma fuente de calor y el mismo punto pinch, intercambiando calor con agua pura a la misma presión de 3450 kPa , misma temperatura de entrada (38°C) y de salida (260°C). En esta figura se observa que la temperatura de ebullición alta del agua limitó la cantidad de energía que se podía extraer. Es importante notar que la temperatura de salida del gas es 260°C , es decir el agua no puede aprovechar el resto de la energía de 260°C para abajo. Se ve que el agua absorbe solo el 15% de la energía absorbida por la mezcla amoníaco-agua.

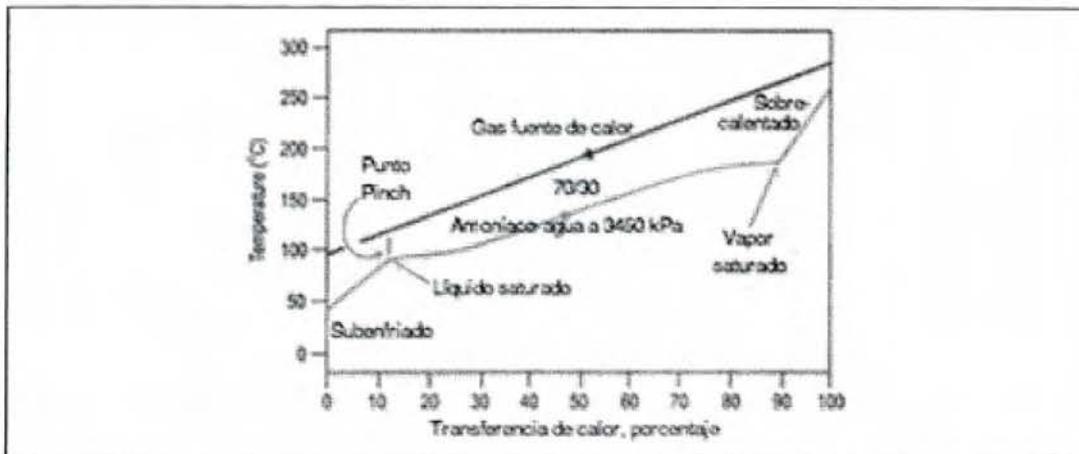


Figura 2.7. Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a mezcla agua- NH_3 a 3450 kPa [Mlcak, 1996].

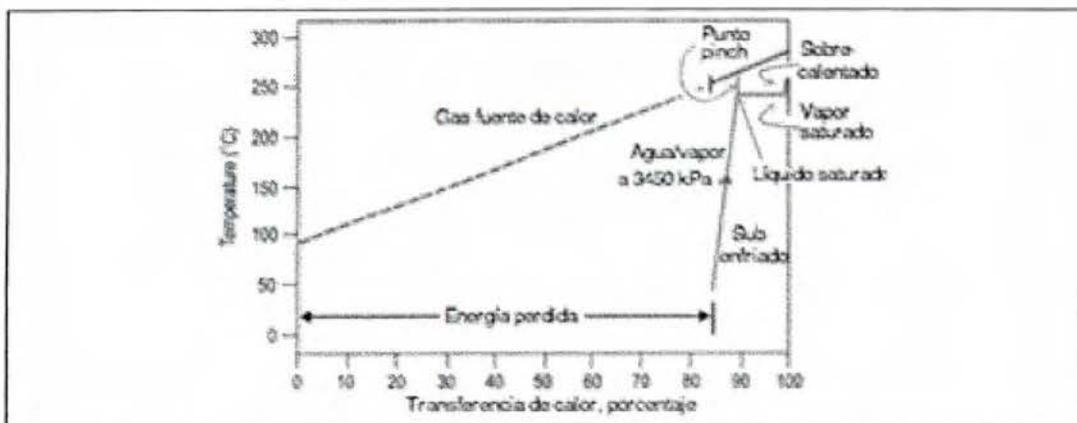


Figura 2.8. Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a H_2O a 3450 kPa [Mlcak, 1996].

Para lograr que el agua aproveche la misma cantidad de energía que la mezcla, sería necesario reducir la presión a 55kPa. Esto se observa en la Figura 2.9. Aquí es necesario notar que aunque la energía aprovechada es mayor, al bajar la temperatura de ebullición del agua la temperatura promedio de esta es mucho menor. Ahora tomando la eficiencia del ciclo de Carnot:

$$\eta \leq 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

donde T_2 es la temperatura de la fuente de calor (fluido de trabajo en este caso) y T_1 es la temperatura del depósito de calor (agua de enfriamiento en este caso), se deduce de esta ecuación que reducir la temperatura del fluido de trabajo reduce directamente la eficiencia del ciclo.

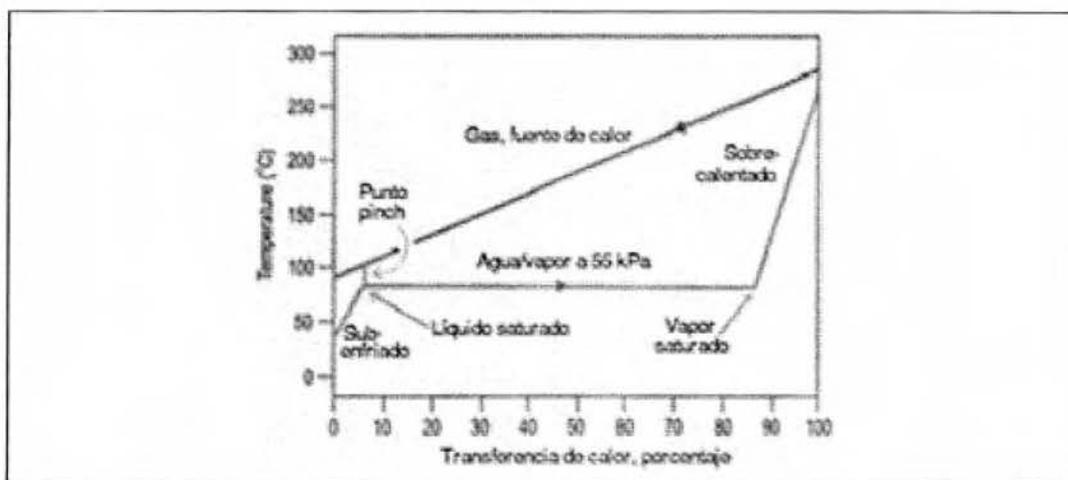


Figura 2.9. Proceso de intercambio de calor- fuente de calor a H₂O a 55 kPa [Mlcak, 1996].

Así que, aunque una alta temperatura del fluido de trabajo es deseable para aumentar la eficiencia, una presión/temperatura más baja es necesaria para aumentar la cantidad de energía extraída de la fuente. Estos son los compromisos a los cuales son sometidas las plantas de generación de energía.

2.4.2 Temperatura de condensación variable

Al salir de la turbina, los fluidos de trabajo salen cerca de su punto de condensación, sin embargo, el agua-amoniaco va a tener una presión más alta (debido a que el

amoníaco es más volátil) y una temperatura más alta (debido a una temperatura de condensación variable).

Por ejemplo, un condensador con agua a 16°C , en un ciclo de Rankine el vapor saldrá como vapor saturado a 4 kPa y 29°C . El vapor se condensará a líquido saturado a la misma temperatura y presión. Con la misma agua de enfriamiento la mezcla agua-amoníaco saldrá de la turbina como vapor saturado a 550 kPa y 116°C . Sin embargo, este vapor no se condensará completamente hasta 550 kPa y 21°C .

La alta temperatura (116°C) de la mezcla al salir de la turbina es una energía que se puede usar; en el ciclo Rankine la baja temperatura del vapor hace que esta energía no se pueda usar para realizar trabajo. Esto se debe a que la temperatura de los condensados depende (en el ciclo Rankine) de la temperatura de salida del agua de enfriamiento, y no la temperatura de entrada (debido a que la condensación se lleva a cabo a temperatura constante).

Esta energía se aprovecha en el ciclo Kalina usando un recuperador de calor antes del condensador. De esta manera el fluido al salir de la turbina a 116°C transfiere calor al fluido de trabajo que viene del condensador a, por ejemplo, 21°C . Así se precalientan los condensados a la misma vez que se ayuda a condensar la salida de la turbina. Esto se muestra en la Figura 2.10.

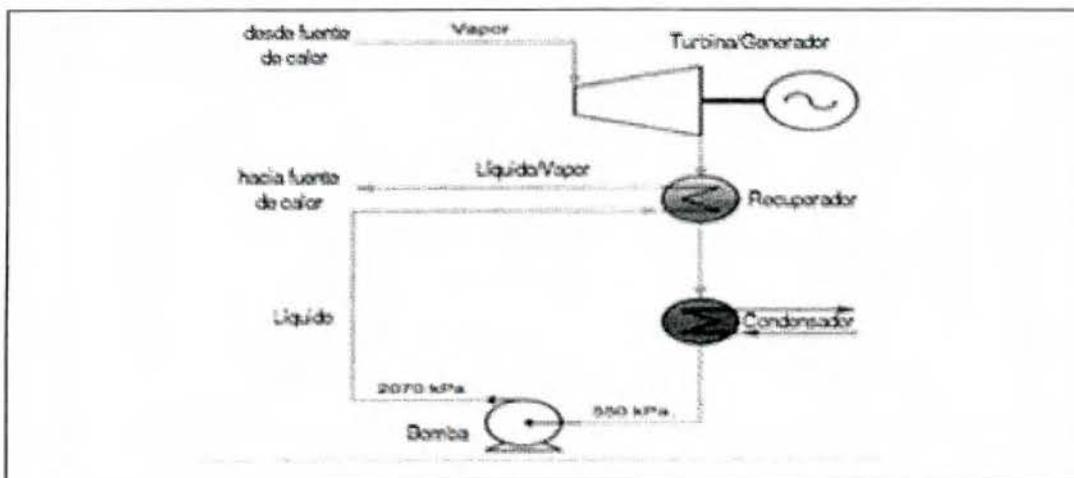


Figura 2.10. Recuperación de calor en el condensador- ciclo Kalina [Mlcak, 1996].

En la Figura 2.11 se muestra que, para este ejemplo, la mitad de la energía que se perdería al agua de enfriamiento se recupera. Además se ve como el fluido de trabajo que varía al condensarse hace posible que una corriente de baja presión y alta temperatura transfiera calor a una corriente de alta presión y baja temperatura. En esta Figura también se muestra como la temperatura de los condensados depende de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento y no la temperatura de salida.

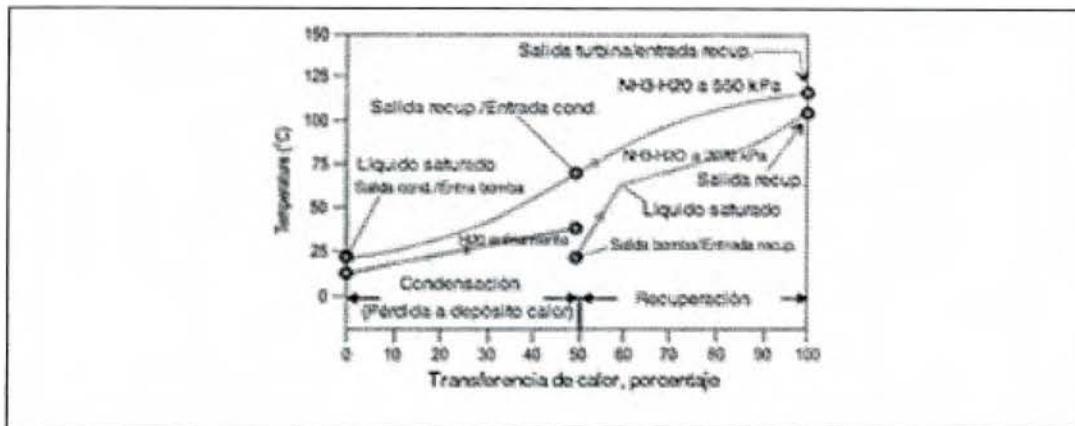


Figura 2.11. Proceso de intercambio de calor- recuperación-condensación [Mlcak, 1996].

Otro beneficio del diseño Kalina es que como el aumento de temperatura del agua de enfriamiento puede ser más alto que si se usara agua, el flujo volumétrico del agua de enfriamiento puede ser menor que el requerido por el vapor de agua. Esto implica torres de enfriamiento, bombas y tuberías más pequeñas. Además menores requerimientos de energía para bombeo y ventiladores de la torre. Esto resulta en ahorros de capital para el sistema de enfriamiento y mayor producción neta de energía eléctrica.

2.4.3 Composición variable específica

El ciclo Kalina tiene la habilidad de variar las propiedades termofísicas del fluido de trabajo en diferentes partes del ciclo cambiando la concentración de la mezcla amoníaco-agua.

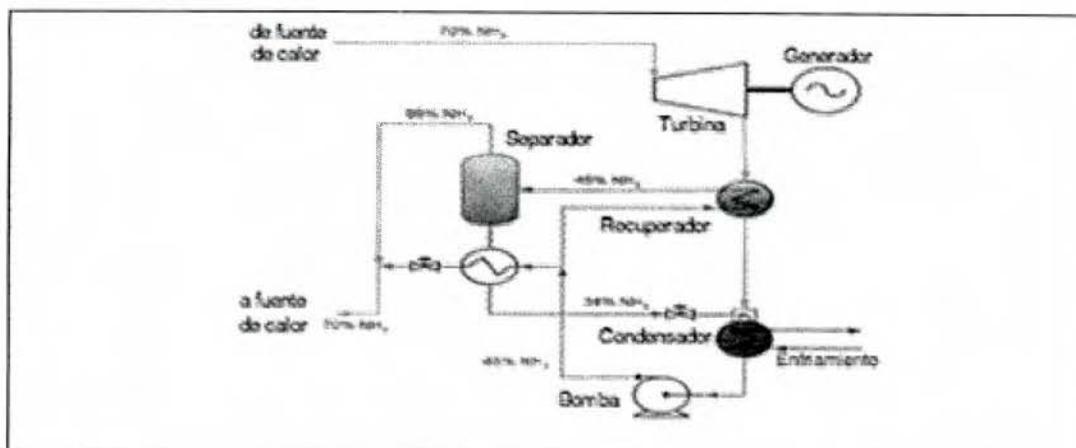


Figura 2.12. Esquema del proceso absorción-condensación [Mlcak, 1996].

En la Figura 2.12 se muestra un esquema. En este ejemplo, una mezcla de 70% amoníaco sale de la turbina. Este fluido pasa primero por el recuperador mencionado anteriormente. Luego del recuperador una mezcla de 34% amoníaco proveniente del separador se mezcla con la corriente. Esto cambia la concentración a 45% amoníaco. Luego esta se condensa a 21°C.

Al tener una menor concentración de amoníaco (45%), la mezcla al enfriarse a 21°C va a tener una presión de 205 kPa, mientras que una concentración de 70%, líquido saturado, a 21°C tiene una presión de 550 kPa. Esto permite reducir la presión de la salida de la turbina, y también reduce su temperatura, pues el vapor saturado a 205 kPa tiene una temperatura de 88°C, y no 116°C.

2.4.4 Composición variable a lo largo del ciclo

La composición de la mezcla se puede variar y reajustar en el ciclo entero, si los parámetros de operación cambian. Para cada ciclo Kalina hay una mezcla óptima de agua-amoníaco, para una temperatura dada de fuente de calor y depósito de calor. Si alguna o ambas de estas temperaturas cambia, la mezcla se puede ajustar fácilmente para optimizar la eficiencia del ciclo para las nuevas condiciones. Así se puede tomar en cuenta las variaciones del clima a lo largo del año.

Esto se puede aprovechar en el caso del presente proyecto, debido a que el objetivo es usar calor de desecho, el cual va variar de acuerdo a las variaciones del proceso de producción de clínker. Por ejemplo, si se desea aumentar la producción de clínker, la

mezcla del ciclo se puede ajustar fácilmente para obtener un rendimiento óptimo bajo las nuevas condiciones. Este grado extra de control no es posible usando fluidos de trabajo puros.

2.4.5 Calor de mezclado

Debido a interacciones moleculares durante el mezclado, al mezclar dos soluciones de amoníaco-agua se libera un calor, llamado calor de mezclado, que resulta en un aumento de temperatura. Este fenómeno se puede aprovechar en la transferencia de calor. Por ejemplo, suponga que hay dos corrientes de amoníaco-agua de diferente concentración a 16°C , que al mezclarse dan una sola corriente a 38°C . Ahora suponga que existe una fuente de calor a 38°C , entonces esta fuente de calor no puede intercambiar calor con la corriente anterior porque están a la misma temperatura, no obstante, esta fuente de calor si podría intercambiar calor con las corrientes antes de mezclarse debido a que estas se encuentran a 16°C .

2.4.6 Ventajas adicionales

Se pueden usar las turbinas de vapor convencionales de flujo axial debido a que la masa molecular del agua y el amoníaco son similares (18 y 17 respectivamente).

Estas turbinas serán más pequeñas y por lo tanto más baratas que las usadas en ciclos Rankine. Esto debido a que las plantas Kalina pueden usar turbinas de “back pressure” (la presión de salida es controlada por una válvula reguladora) como turbinas condensantes (la salida es parcialmente líquida, a una presión menor a la atmosférica)[Mlcak, 1996].

En el ciclo Rankine las turbinas entregan a un condensador a vacío, mientras que en Kalina entregan a un condensador a presión. Esto crea una gran diferencia en los volúmenes específicos y por lo tanto en los tamaños del área de flujo de la salida de la turbina. A manera de ejemplo, una mezcla 70% amoníaco saliendo de una turbina en punto de rocío de 550 kPa y 116°C tiene $0.326\text{ m}^3/\text{kg}$. El volumen específico de vapor de agua a la misma temperatura de condensación de 21°C y 23kPa es $54.2\text{ m}^3/\text{kg}$.

Los equipos y tuberías en contacto con las mezclas de agua-amoniaco no requieren materiales especiales en su construcción. Acero al carbón es aceptable para aplicaciones de baja temperatura. Las aleaciones utilizadas en la industria de generación son aceptables para servicios a alta temperatura. El único material que no es aceptable es cobre o aleaciones que incluyen cobre.

El ciclo Kalina tiene ventajas sobre los fluidos de trabajo orgánicos. Primero, la mezcla agua-amoniaco tiene velocidades de transferencia de calor mayores. Esto implica que los intercambiadores de calor serán más pequeños, y por lo tanto menos costosos. Segundo, los hidrocarburos tienen masas moleculares más grandes, como resultado la mezcla agua-amoniaco entrega la misma potencia a velocidades de flujo más bajas, además que los hidrocarburos requieren diseños de turbina específicos, más complicados y costosos. Finalmente, los riesgos de trabajar con amoniaco-agua son mucho menores que los relacionados con los hidrocarburos.

El amoniaco es ampliamente usado en la industria y agricultura, lo cual brinda una gran experiencia en el manejo del compuesto y en los estándares de seguridad. Además debido a su olor característico e irritante, inclusive a bajas concentraciones, el amoniaco sirve como su propia alarma de fugas.

El amoniaco anhidro es inflamable pero difícil de iniciar. Su combustión se logra en un rango pequeño de concentraciones (16-25% volumen en aire). El amoniaco no mantendrá la combustión luego de que se retira la fuente de ignición. Como el amoniaco es gaseoso a presión atmosférica y es más ligero que el aire, este es fácil de remover mediante ventilación.

El amoniaco es un compuesto industrial seguro cuando se maneja adecuadamente. Se combina fácilmente con agua y CO_2 para formar compuestos relativamente inofensivos. Inclusive se ha reportado que beneficia el ambiente al neutralizar contaminantes ácidos en el aire. El amoniaco es inofensivo al diluir bastante con agua. Se puede considerar la posibilidad de vender las soluciones muy diluidas al proveedor de amoniaco para su posterior recuperación.

Una ventaja de la generación eléctrica in situ en general, es que ofrece una calidad mayor de energía eléctrica, lo cual se vuelve importante si se acopla a un equipo o sistema crítico de la planta.

2.4.7 Experiencia con la tecnología Kalina

La primer planta usando la tecnología se construyó en 1992 cerca de Canoga Park, California por Exergy, Inc., una compañía fundada por el Dr. Alexander Kalina. Desde entonces esta ha estado vendiendo electricidad a Southern California Edison.

Se han otorgado licencias a varias compañías y se espera que los pagos de regalías se reciban en el futuro cercano. Las principales licencias otorgadas del ciclo Kalina a la fecha son Siemens AG, una gran compañía de ingeniería de proyectos y suplidor de equipo a la industria internacional de generación de potencia, Ex Orka ehf de Islandia, Geothermal Power Systems de Australia, y Raser Technologies and Recurrent Engineering de EE UU.

Siemens pretende comercializar la producción de energía usando el ciclo Kalina en una moderna planta situada en el área de Unterhaching al sureste de Munich, Alemania. La fuente de calor es agua a una profundidad de 3000 metros y una temperatura aproximada de 122°C. Para aprovecharla, la comunidad de 21 000 habitantes estableció *Geothermie Unterhaching GmbH und Co. KG* y hasta el momento son los únicos dueños. La planta extrae 150 L/s de agua caliente, y de estos 25 L se usan para calentamiento de la comunidad, y los 125 L restantes para generar 3.3 MW de electricidad [<http://www.german-renewable-energy.com>].

Exorka ha comisionado su primer planta geotérmica usando tecnología Kalina en Husavik, Islandia. Esta planta se instaló en 1999 y genera 2 MW a partir de 90 kg/s de agua salada que entra a 120°C y sale a 80°C, para luego calentar la comunidad local [<http://www.exorka.com/index.php/husavik-kalina-plant.html>]. La planta ha estado operacional por bastante tiempo a un nivel impresionante de confiabilidad. La subsidiaria de Geodynamics “Geothermal Power Systems” se ha fusionado con Exorka para formar Exorka International la cual está perforando para encontrar cuatro recursos en Bavaria y espera producir 5 MW de potencia usando el ciclo Kalina.

Raser Technologies, es una compañía de los Estados Unidos que está trabajando hacia el desarrollo de proyectos geotérmicos usando la tecnología Kalina en Utah, Nevada y California.

También se ha progresado en la adaptación del ciclo Kalina a la generación eléctrica usando calor de desecho. Se espera una mayor aplicación del proceso en una gama de industrias si los costos de la energía siguen aumentando. Por ejemplo Sumitomo ha estado usando el proceso en su planta de acero Fukuoka en Japón, la cual Ebara Corporation les construyó. Fuji Oil tiene una planta de incineración usando el ciclo Kalina, también en Japón.

Además, el ciclo Kalina ha ido ganando aceptación en la industria del cemento. La producción de cemento es uno de los procesos industriales que más requiere energía, en muchos lugares del mundo los costos de energía llegan a ser el 50-60% del costo total del cemento. Debido a esto, las fábricas de cemento han considerado el ciclo Kalina para recuperación del calor y han encontrado buenos resultados. [Mirolli, 2006].

CAPÍTULO 3

EQUIPO DE LA INDUSTRIA DE GENERACIÓN

Para generar electricidad se requieren de ciertos equipos industriales, el presente capítulo da una breve descripción de ellos. De esta manera se cuenta con una base teórica adecuada para el diseño del ciclo.

3.1 TURBINAS

Una turbina es un motor rotatorio que extrae energía de un flujo de fluido. Claude Burdin acuñó el término del latín *turbo*, o vórtice, durante una competencia de ingeniería en 1828. Un estudiante de Burdin fue el primero en construir la primer turbina de agua práctica. Se atribuye la invención de la turbina de vapor moderna al ingeniero británico Sir Charles Parsons.

Las turbinas más sencillas tienen una parte móvil, el rotor, el cual es un eje con aletas adheridas. En las turbinas de vapor, un vapor de alta entalpía (alta presión y temperatura) es expandido aumentando la energía cinética a costos de una disminución de presión. La energía cinética (alta velocidad) es convertida en energía mecánica (la rotación del eje- aumento de torque o velocidad) por principios de impulso y de reacción.

El principio de impulso consiste en cambiar el momento (el producto de masa por velocidad) del flujo, dirigiéndolo a las aletas. El impulso resultante gira el eje y el fluido queda con energía cinética disminuida. No hay cambio de presión del fluido en las aletas del rotor. Antes de llegar a las aletas la cabeza de presión es convertida en energía cinética al acelerar el fluido con una boquilla. Las turbinas de Laval (una turbina de vapor) y las turbinas Pelton usan exclusivamente este proceso. Las turbinas de impulso no requieren de un estuche a presión debido a que el fluido es preparado por la boquilla previo a su llegada a las aletas de la turbina.

El principio de reacción consiste en la fuerza de reacción sobre las aletas debido a una aceleración del flujo debido a una disminución en el área de flujo. Las turbinas desarrollan torque al reaccionar a la presión o peso del fluido. La presión del fluido

cambia al pasar por las aletas del rotor. Se requiere de un estuche que contenga el fluido de trabajo mientras actúa sobre el rotor, o la turbina debe estar totalmente inmersa en el flujo del fluido, como en el caso de las turbinas eólicas. El estuche contiene y dirige el fluido de trabajo. Las turbinas Francis y la mayoría de las turbinas de vapor usan este concepto. Para fluidos compresibles, turbinas de múltiples etapas pueden ser usadas para aprovechar eficientemente el gas en expansión.

Los diseños de turbinas utilizan ambos conceptos (impulso y reacción) a medida que sea posible. Las turbinas de viento usan un perfil alar o perfil aerodinámico para generar sustentación a partir del fluido en movimiento e impartirlo al rotor (una forma de reacción). Estas turbinas también adquieren energía del impulso del viento, desviándolo en ángulo. Las turbinas de flujo cruzado son diseñadas como una máquina de impulso, con boquilla, pero en aplicaciones de baja presión mantienen cierta eficiencia mediante reacción, como una tradicional rueda hidráulica. Las turbinas con múltiples etapas utilizan ambos principios, impulso y reacción a altas presiones. Las turbinas de vapor fueron tradicionalmente de impulso pero los diseños se han ido moviendo hacia reacción, como las turbinas de gas.

Los métodos clásicos de diseño de turbinas fueron desarrollados a mediados del siglo diecinueve. El análisis de vectores relacionaba el flujo de fluido con la forma de la turbina y rotación. Métodos gráficos de cálculo fueron usados al principio. Fórmulas para las dimensiones básicas de las partes de la turbina están bien documentadas y una máquina altamente eficiente puede ser diseñada para cualquier condición de flujo de fluido. Algunos cálculos son fórmulas empíricas, y otras son basadas en mecánica clásica.

Con respecto a los métodos modernos de diseño de turbinas, estos realizan cálculos más profundos. La dinámica de fluidos computacional elimina la necesidad de muchas de las suposiciones simplificadoras usadas en las fórmulas clásicas, y el uso de software computacional facilita la optimización. Estas herramientas han llevado a mejoras continuas en el diseño de turbinas durante los últimos cuarenta años.

Actualmente existen fabricantes de turbinas para ciclos de recuperación de calor que diseñan turbinas para ambas aplicaciones, ciclo Kalina o ciclo Rankine Orgánico, con eficiencias isentrópicas entre 0.82 y 0.9. [Marcuccilli, 2006].

3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un aparato construido para una eficiente transferencia de calor de un medio a otro, ya sea separados por una pared sólida para que nunca se mezclen, o mediante contacto directo [Kakaç & Liu, 2002]. Son ampliamente utilizados en el calentamiento, refrigeración, aire acondicionado, plantas generadoras de potencia, industria química y petroquímica, refinerías de petróleo y procesamiento de gases naturales. Un ejemplo común de un intercambiador de calor es el radiador de los automóviles, en el cual la fuente de calor es la combustión en el motor, este se enfría mediante un fluido (agua) el cual transfiere el calor al aire que fluye a través del radiador.

Los intercambiadores consisten de elementos de transferencia de calor como una matriz que contiene la superficie de transferencia de calor, y elementos de distribución de fluidos como boquillas de entrada y salida, tuberías, etc. Por lo general no tienen partes móviles. La superficie de transferencia de calor está en contacto directo con los fluidos, a través de los cuales el calor se transfiere por conducción. La parte de la superficie que separa los fluidos se llama superficie de contacto directo o primaria. Para aumentar el área de transferencia, se adhieren aletas a la superficie primaria, y estas a su vez son llamadas superficies secundarias.

3.2.1 Clasificación de intercambiadores de calor

En general, los intercambiadores industriales se han clasificado de acuerdo a su construcción (tubulares, de platos, o superficie extendida), procesos de transferencia (contacto directo o indirecto), grado al que la superficie es compacta, arreglo de flujos (paralelo, contracorriente, cruzado), arreglo de pasos (cantidad de veces que los fluidos pasan a través de la longitud del intercambiador), fase de los fluidos de proceso (gas o líquido) y mecanismo de transferencia de calor (conducción, convección y radiación) [Kappan, 2000].

En la industria de procesos, los intercambiadores de tubo y coraza son ampliamente utilizados. Este es un intercambiador tubular, de contacto indirecto. Se pueden diseñar en diferentes arreglos de flujo (siendo a contracorriente el más común), de pasos y para gases o líquidos. Consisten de una serie de tubos por los cuales fluye uno de los fluidos, y el segundo fluido pasa sobre los tubos. Estos tubos pueden ser planos o con aletas (de superficie extendida). Estos intercambiadores pueden usarse para aplicaciones de alta presión y temperatura. Estos intercambiadores son los “caballos de trabajo” de la transferencia de calor en la industria de procesos, ya que más del 90% de los intercambiadores usados son del tipo de tubo y coraza [Chisholm, 1980]. Son los preferidos debido a procedimientos bien establecidos para el diseño y manufactura de una gran variedad de materiales, costo razonable, muchos años de servicio satisfactorio, y disponibilidad de códigos y estándares para el diseño y fabricación. Se producen en una gran variedad de tamaños y estilos, y virtualmente no hay límites de temperatura y presión.

3.2.2 Unidades de recuperación de calor de desecho

Los intercambiadores de calor que recuperan calor de una corriente de gas caliente subproducto de un proceso industrial, se llaman unidades de recuperación de calor de desecho, o *WHRU* por sus siglas en inglés (*Waste Heat Recovery Unit*). Cuando el fluido de trabajo es evaporado, alternativamente se llama *Heat Recovery Steam Generator* o *HRS**G* (recuperador de calor generador de vapor). Algunas de estas unidades incluyen quemadores. Estos quemadores proveen energía adicional, que se usa ya sea para aumentar la energía que se suministra al fluido de trabajo, o provee el calor equivalente en caso de que no esté disponible la corriente gaseosa. Los quemadores tienen la desventaja de que aumentan el consumo de combustible y las emisiones de contaminantes por combustión.

Estos intercambiadores transfieren el calor a un medio de trabajo, que típicamente es agua o aceites. El calor recuperado se utiliza para suplir requerimientos de calor en otros sectores de la fábrica o para generar electricidad y reducir gastos de este servicio.

Por las condiciones de proceso que implica este proyecto, el recuperador de calor es de gran tamaño, y aunque hay una gran cantidad de fabricantes de intercambiadores, no muchos se especializan en estos equipos. Ejemplos de fabricantes de intercambiadores especializados en recuperación de calor son Kawasaki y Broach.

3.2.3 Diseño de intercambiadores de calor

Los diseñadores comúnmente utilizan software computacional para diseñar los intercambiadores. Las mejores fuentes de dicho software son *Heat Transfer Research, Inc. (HTRI)*, y *Heat Transfer and Fluid Flow Services (HTFS)*, una división de *ASPENTECH*. Estas son compañías que desarrollan correlaciones propietarias basados en sus investigaciones y proveen software que utiliza estas correlaciones.

El uso apropiado de los conocimientos de transferencia de calor en el diseño de equipos prácticos de transferencia de calor es un arte. Los diseñadores deben estar constantemente pendientes de las diferencias entre las condiciones idealizadas bajo las cuales se obtuvo el conocimiento básico y las condiciones reales mecánicas de diseño y ambiente. El resultado debe satisfacer los requerimientos de proceso y operacionales (como disponibilidad y flexibilidad) y hacerlo de manera económica. Una parte importante de cualquier proceso de diseño es considerar y disminuir las consecuencias de error en conocimiento básico, en su subsecuente incorporación en un método de diseño, y la traducción de diseño a equipo, o en la operación del equipo y el proceso. El diseño de intercambiadores de calor no es un arte preciso, ni siquiera bajo las mejores condiciones.

El diseño de un intercambiador de calor por lo general procede a través de los siguientes pasos[Perry, 2007]:

1. Las condiciones de proceso (composiciones de corrientes, flujos, temperaturas y presiones) deben especificarse.
2. Deben obtenerse las propiedades físicas requeridas en el ámbito de temperaturas y presiones de interés.
3. El tipo de intercambiador a usar debe escogerse.

4. Se realiza un estimado del tamaño del intercambiador de calor, usando un coeficiente de transferencia de calor apropiado a los fluidos, el proceso y equipo.
5. Se escoge un diseño preliminar, con detalles suficientes para realizar los cálculos de diseño.
6. Se evalúa el diseño escogido en el paso 5, en su capacidad para cumplir con las especificaciones con respecto al calor transferido y caída de presión.
7. Basados en el resultado del paso 6, se escoge una nueva configuración (en caso de ser necesario), y se repite el paso 6. Si el primer diseño fue insuficiente, por lo general se requiere aumentar el tamaño del intercambiador manteniéndose dentro de los límites de caída de presión, longitud de tubo, diámetro de coraza, etc. Si el primer diseño cumple con los requerimientos o no usa toda la caída de presión, se puede diseñar un intercambiador más económico.
8. El diseño final debe cumplir con los requerimientos de proceso (con errores razonables) al costo más bajo. El costo más bajo debe incluir costo de mantenimiento y operación y contemplar cambios en el proceso a largo plazo, así como el costo de instalación.

3.3 BOMBAS

Una bomba es un artefacto que se utiliza para mover líquidos de un lugar a otro a través de tuberías. Los requerimientos básicos para definir la aplicación son las presiones de succión y entrega, la pérdida de presión en la transmisión, y la velocidad de flujo. Pueden existir requerimientos especiales en las industrias alimenticias, farmacéuticas, nuclear y otras que imponen requerimientos en la selección de materiales de construcción de la bomba.

Los principales medios de transferencia de energía al fluido que causan el flujo son la gravedad, desplazamiento, fuerza centrífuga, fuerza electromagnética, transferencia de momento, impulso mecánico, y la combinación de estos mecanismos de transferencia de energía. Los más comunes son el desplazamiento y la fuerza centrífuga.

Las bombas son diseñadas mediante especificaciones técnicas y estándares desarrollados a lo largo de años de experiencia en la operación y mantenimiento. Ejemplos de estos estándares son los ASME (American Society of Mechanical Engineers) y los API (American Petroleum Institute). Algunos de estos estándares también mencionan equipos como sistemas de lubricación y cajas de engranajes los cuales, si no son especificados apropiadamente, podrían llevar a muchos problemas de mantenimiento y operación. Estos estándares especifican el diseño, construcción, mantenimiento y detalles como terminología, selección de materiales, pruebas de inspección, dibujos, procedimientos de construcción y demás.

Como se mencionó anteriormente el desplazamiento y la fuerza centrífuga son los mecanismos más comunes mediante los cuales las bombas mueven los fluidos. El desplazamiento se refiere al desplazamiento parcial o total del volumen de un fluido mediante un segundo fluido o por medios mecánicos. La gran variedad de bombas que funcionan mediante desplazamiento hace que sea muy difícil enumerar las características que tienen en común. Sin embargo, para la mayoría de los tipos, es correcto decir que son adaptables para operar a altas presiones, la velocidad de flujo es variable, las consideraciones mecánicas imponen un límite máximo a la capacidad, y son capaces de un desempeño muy eficiente a velocidades de flujo extremadamente bajas.

La fuerza centrífuga se aplica por medio de una bomba centrífuga. La apariencia física de estas bombas varía mucho, pero su función básica es la misma, la cual es producir energía cinética por medio de fuerza centrífuga y luego convertir esta energía en presión por medio de la reducción en la velocidad del flujo de fluido. En general las centrífugas comparten las siguientes características: la descarga esta libre de pulsaciones, las limitaciones de capacidad son rara vez un problema, son capaces de desempeño eficiente en un rango amplio de presiones y capacidades, la presión de descarga es una función de la densidad del fluido, son pequeñas, económicas y de alta velocidad.

La cantidad de trabajo útil que una bomba desempeña es el producto de la velocidad de flujo másico y la diferencia de presión inmediatamente antes y después de la bomba. Normalmente esto se expresa en altura de una columna de fluido equivalente

bajo condiciones *adiabáticas*. La primer cantidad se llama la capacidad de la bomba, y la segunda cantidad se llama cabeza.

La capacidad se expresa en metros cúbicos por hora (m^3/h) en unidades SI, y en unidades del sistema estadounidense se expresa en términos de galones por minuto (gal/min). Como estas unidades son de volumen, la densidad o gravedad específica debe usarse para convertirlo a flujo másico.

Con respecto a la cabeza, hay varios términos que cabe mencionar. La cabeza dinámica total es la diferencia entre la cabeza total de descarga y la cabeza total de succión. Esta última es la presión medida en la entrada de la bomba más la presión atmosférica y la cabeza de velocidad. La cabeza total de descarga es la presión medida a la salida de la bomba más la presión atmosférica y la cabeza de velocidad. La cabeza de velocidad es la distancia vertical que un cuerpo debe caer para una velocidad determinada. Por último la cabeza de fricción es la caída de presión que se da debido a la resistencia al flujo a través de tuberías, válvulas y demás.

Se debe realizar trabajo para ocasionar que el líquido fluya. La bomba puede elevar el líquido a una elevación mayor, forzarlo a entrar en un tanque que se encuentra a mayor presión, proveer la cabeza para superar la fricción, o cualquier combinación de estas. Sin importar el servicio requerido de una bomba, toda la energía impartida al líquido debe considerarse. La potencia entregada por una bomba es el producto de la cabeza dinámica total y la masa de líquido bombeado en un determinado tiempo. En unidades SI la potencia se expresa en kilowatts. Cuando la cabeza dinámica total se expresa en Pascales, la potencia se calcula mediante la siguiente ecuación [Perry, 2007]:

$$kW = \frac{HQ}{3.599 \times 10^6} \quad (3.1)$$

donde kW es la potencia entregada en kilowatts; H es la cabeza dinámica total en N·m/ kg (columna de líquido), y Q es la capacidad en m^3/h .

La potencia requerida por la bomba es más grande que la potencia entregada debido a pérdidas internas resultado de fricción, fugas, etc. La eficiencia de una bomba, por lo tanto, está definida como [Perry, 2007]:

$$\eta = \frac{\textit{PotenciaEntregada}}{\textit{PotenciaRequerida}} \quad (3.2)$$

CAPÍTULO 4

EVALUACIÓN DE LA PREFACTIBILIDAD TÉCNICA DEL PROCESO

La viabilidad técnica del proceso se corrobora en este capítulo, primero seleccionando el proceso tecnológico y luego realizando los balances de masa y energía, diagrama de flujo y dimensionamiento de equipos.

4.1 SELECCIÓN DEL PROCESO TECNOLÓGICO

Según lo expuesto en el capítulo 2, hay dos procesos tecnológicos que se pueden aplicar para la generación de electricidad. Para seleccionar uno de ellos se realizó una evaluación multicriterio, asignando un valor de uno o dos a cada uno de los principales factores mediante una comparación. El proceso tecnológico con mayor puntuación fue el proceso seleccionado. Los factores que se consideraron en la comparación son la eficiencia, entrega de potencia, operación a condiciones parciales, consumo de agua de enfriamiento, ventajas y desventajas.

La eficiencia se refiere a la cantidad de energía generada con respecto a la energía extraída de la corriente de aire caliente, mientras que la entrega de potencia se refiere a cual de los dos ciclos entrega más energía eléctrica. La operación a condiciones parciales trata sobre cual ciclo genera más energía utilizando solo una fracción de la corriente de aire caliente disponible, esto porque se debe tomar en cuenta variaciones en el proceso de producción que repercuten en la cantidad de energía disponible para la generación de electricidad. Para efectos de esta comparación, se toma un 70% de la corriente de aire caliente disponible, según recomendación de los ingenieros de planta. El consumo de agua de enfriamiento se toma como un factor debido a que la empresa actualmente lleva a cabo esfuerzos por reducir el consumo de agua en la planta. Las ventajas y desventajas toman en cuenta factores misceláneos que se mencionan más adelante. Lo anterior se resume en el cuadro 4.1.

Cuadro 4.1 Instrumento para seleccionar el proceso tecnológico

Rubro	Criterio
Eficiencia	Se asigna 2 a la tecnología que tenga un mayor porcentaje de eficiencia
Entrega de potencia	Se asigna 2 a la tecnología que entregue más kW netos
Operación a condiciones parciales	Se asigna 2 a la tecnología que entregue más kW a condiciones parciales
Consumo de agua de enfriamiento	Se asigna 2 a la tecnología que requiera menos agua de enfriamiento
Ventajas	Se asigna 2 a la tecnología que tenga más ventajas adicionales
Desventajas	Se asigna 2 a la tecnología que tenga menos desventajas

Para comparar la eficiencia se realizó una simulación utilizando ChemCAD, de donde se obtuvo que con el ciclo de Rankine Orgánico es posible generar 325 kW, mientras que con el ciclo Kalina se logran 480 kW, estos valores toman en cuenta la energía consumida por las bombas del ciclo. La energía extraída se calcula a partir del flujo de aire caliente, la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del intercambiador de calor, y la capacidad calorífica del aire. Realizando este cálculo se obtienen 8544 MJ/h (2373 kW) de energía disponible tal como se muestra en la sección A.1.1 del apéndice. Al dividir la energía que entrega cada ciclo entre 2373 kW, se obtiene una eficiencia de 13.7% para Rankine Orgánico y 20.2% para el ciclo Kalina. De esta manera se le asigna un dos a Kalina en eficiencia y un uno al ORC. De igual manera, el ciclo Kalina entrega 480 kW, mientras que el ORC produce 325 kW, razón por la cual se le asigna un dos a Kalina y un uno a ORC en el rubro de potencia en la tabla.

La operación a condiciones parciales se simuló usando un 70% de la corriente de aire caliente disponible, de donde se encontró que el ORC produjo 230 kW, mientras que el ciclo Kalina produjo 393 kW, con lo que se concluye que el ciclo Kalina da un mejor desempeño a condiciones parciales de operación, y se le asigna un dos. En el anexo digital se encuentran los reportes de las simulaciones realizadas.

Con respecto al consumo de agua de enfriamiento, mediante la simulación se encontró que el ciclo Kalina requiere un flujo de agua de enfriamiento en el

condensador de $102.8 \text{ m}^3/\text{h}$, lo cual es mucho menor a los $361.3 \text{ m}^3/\text{h}$ requerido por el ORC.

Como se mencionó en el capítulo 2, entre las ventajas del ciclo Kalina se encuentra que el ciclo se puede ajustar a variaciones de las condiciones variando la concentración de la mezcla agua-amoniaco, esto es particularmente ventajoso en lugares donde es más marcada la diferencia entre verano e invierno, y por lo tanto la temperatura de agua de enfriamiento. Aun así, el grado adicional de flexibilidad es una ventaja en nuestro caso. Además el amplio uso del amoniaco en la industria y agricultura, lo hace una materia prima común, fácil de conseguir y con amplia experiencia en su manejo. También se pueden usar las turbinas de vapor convencionales de flujo axial debido a que la masa molecular del agua y el amoniaco son similares (18 y 17 respectivamente). Por último, el ciclo Kalina es una tecnología más reciente, lo cual contribuye a la adicionalidad del proyecto, lo que es muy importante para este proyecto como se detalla más adelante. Para el ORC, se tiene la ventaja de que el ciclo es más sencillo ya que no requiere un separador flash, lo cual reduce el número de equipos que se requiere comprar, reduciendo costos, además este ciclo cuenta con una mayor experiencia, ya que se usa desde la década de 1960, hay un gran número de plantas usando la tecnología, y un gran número de fabricantes de equipos. El ciclo Kalina tiene más ventajas que el ORC, por lo que se le asigna un dos.

Con respecto a desventajas del ciclo Kalina, se espera que este requiera una mayor inversión debido a que requiere más equipos, pero la diferencia no será muy grande debido a que el ORC requiere una turbina especial de mayor costo. Además, el hecho de que sea una tecnología más nueva es una desventaja porque hay una menor experiencia con el ciclo, hay un menor número de fabricantes, y no se cuentan con datos del desempeño del sistema a largo plazo, pues la planta más antigua actualmente tiene 17 años de operación. El ciclo de Rankine Orgánico presenta las desventajas de que requiere una turbina especial de mayor costo, además hay un mayor riesgo de seguridad debido a que los fluidos de trabajo son inflamables. El mayor peso molecular de los hidrocarburos también resulta en que la mezcla agua-amoniaco del ciclo Kalina entrega la misma potencia a velocidades de flujo más

bajas. Además los hidrocarburos tienen una menor velocidad de transferencia de calor con respecto al agua-amoniaco. Debido a que las desventajas son menores en el ORC se le asigna un dos en el rubro de desventajas.

Cuadro 4.2 Evaluación multicriterio para la selección del proceso tecnológico

	Kalina	ORC
Eficiencia	2	1
Entrega de potencia	2	1
Operación a condiciones parciales	2	1
Consumo de agua de enfriamiento	2	1
Ventajas	2	1
Desventajas	1	2
Total	11	7

En el Cuadro 4.2 se encuentran tabulados los resultados de la comparación. Se puede observar que el ciclo Kalina acumuló más puntos, por lo cual es el proceso tecnológico seleccionado.

4.2 FACTIBILIDAD TÉCNICA

Con base en el proceso tecnológico seleccionado, el ciclo Kalina, descrito en capítulos anteriores, la generación de electricidad se realizará de manera continua. El proceso inicia en el intercambiador de calor principal, donde la corriente de aire caliente intercambia calor con el fluido de trabajo, una mezcla de 75% amoniaco y 25% agua. Esta mezcla sale del intercambiador con una temperatura aproximada de 185 °C, y una fracción de vapor de 0.7, para luego entrar a un separador flash donde se produce una corriente rica en amoniaco, y una corriente más diluida en agua. La porción rica en amoniaco continúa hacia la turbina, donde se expande y transfiere su energía al generador de electricidad. Al salir de la turbina, esta corriente se mezcla nuevamente con la corriente diluida en agua producto del separador flash, corriente que viene de un recuperador de calor. Luego de mezclarse las corrientes, estas van hacia el condensador, y luego a la bomba, donde se eleva su presión. Esta corriente de alta presión va hacia el recuperador de calor, donde se recupera parte del calor que

posee la corriente diluida en agua producto del separador flash. La corriente emerge del recuperador de calor con una temperatura aproximada de 100 °C y una presión de 70 atm, para luego entrar nuevamente al intercambiador de calor principal, con lo que se cierra el ciclo. Las presiones de 70 atm son elevadas, pero si existen las tuberías para manejar estas magnitudes.

Se puede apreciar que el proceso de generación de electricidad mediante el ciclo Kalina es factible, ya que la tecnología, equipos y procesos que se necesitan para realizarlo existen.

4.3 BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA

En esta sección primero se explica la metodología con que se desarrolló la simulación del proceso y los balances de materia, y luego se describen los balances de energía.

4.3.1 Balances de materia

Mediante los pasos establecidos por la tecnología seleccionada y las condiciones existentes, se simuló el proceso de generación de electricidad utilizando ChemCAD. Se eligió este método porque el uso de este tipo de programas es una herramienta poderosa para el diseño, análisis y desarrollo de procesos industriales, que realiza una gran cantidad de cálculos rápidamente, lo que ahorra una gran cantidad de tiempo en cálculos repetitivos. Se utilizó este programa debido a que posee gran cantidad de datos fisicoquímicos, y es un software ampliamente utilizado.

En el presente proyecto como se desea obtener la mayor cantidad de energía eléctrica, y hay seis operaciones unitarias que afectan la cantidad de energía generada, determinar las condiciones de proceso requiere la resolución simultánea de los balances de materia y energía de todo el proceso, evaluando diferentes concentraciones, flujos, temperaturas y presiones en cada una de las operaciones. Esto sin duda requiere una gran cantidad de cálculos iterativos, y el programa ChemCAD cuenta con herramientas que evalúan de manera rápida y eficaz todos estos datos.

En la Figura 4.1 se muestra el diagrama de flujo del presente proceso en su simulación. En el anexo digital se muestra el reporte que elabora el programa al simular el proceso, donde se exponen las características de cada corriente e información adicional relacionada con el proceso.

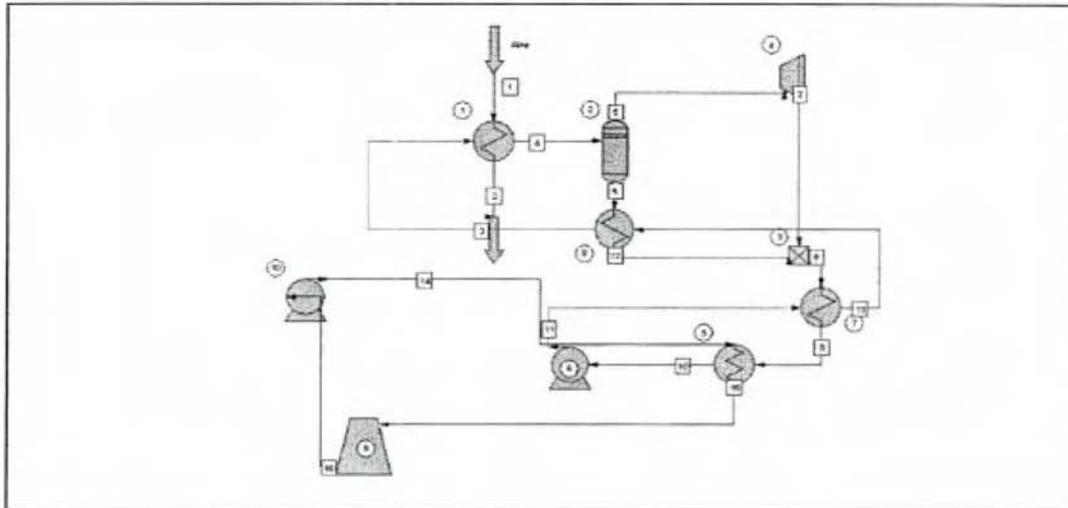


Figura 4.1 Diagrama de proceso en ChemCAD para la generación de electricidad.

El primer paso para comenzar con una simulación es definir el sistema de unidades a usar. Se tomó el SI, cambiando la temperatura de Kelvin a Celsius y la presión de Pascales a atmósferas. El siguiente paso es definir los componentes con los que se trabajará, los cuales son aire, agua y amoníaco. Luego, se selecciona el modelo de electrolitos como el modelo termodinámico en base al cual se realizarán los cálculos. Una vez realizados estos pasos, se empieza a seleccionar los equipos y las corrientes. Se inicia con el intercambiador de calor principal, el que intercambia el calor de la corriente de aire caliente con la de amoníaco.

Partiendo de la información adquirida acerca de la corriente que se usará como fuente de calor (véase el Cuadro 4.3), se definió esta corriente en el ChemCAD. Esta corriente, junto con la temperatura del agua de enfriamiento, son las únicas condiciones fijas en el sistema. Las demás variables, como lo son el flujo de mezcla agua-amoníaco, su concentración, temperaturas y presiones se pueden variar a gusto, de manera que se obtenga la mayor generación de energía.

Cuadro 4.3 Flujo, capacidad calorífica y temperatura de la corriente de aire caliente

	Nm ³ /h	Cp [kJ/kg·°C]	T [°C]
Aire de desecho	97515	1.31	200

Como se mencionó en el capítulo 3, en las turbinas se extrae la energía al expandir un fluido, de manera que se logra una mayor generación de electricidad cuando se tiene un flujo grande, la presión de entrada lo más alta posible y la presión de salida lo más baja posible. Así que como guía, se busca la presión máxima a la que la fuente de calor puede evaporar el fluido, y la presión mínima a la que el agua de enfriamiento puede condensar la mezcla. Esta presión de salida está limitada, debido a que el fluido se debe condensar totalmente para entrar a la bomba. Como el agua de enfriamiento está fija por las condiciones de contorno, la composición de la mezcla agua-amoniaco y la presión de salida de la turbina se puede variar, de manera que se logre la condensación.

Con estas consideraciones en mente se simula el intercambio de calor entre la corriente de aire y la mezcla, variando el flujo, la presión de entrada al intercambiador y la concentración de amoniaco, de manera que la curva de calor de la mezcla se asemeje a la del aire para lograr una mayor eficiencia en el intercambio de calor. Además a la salida del intercambiador se pretende obtener un fluido con una fracción de vapor de aproximadamente 0.7, esto para que luego del separador flash la mayor parte del fluido (la fracción rica en amoniaco) vaya hacia la turbina, ya que como se mencionó anteriormente un mayor flujo da una mayor generación de electricidad. Luego de muchas iteraciones se encontró que a 70 atm de presión, un flujo de 500 kmol/h con una concentración de 0.8 fracción mol de amoniaco se logran los mejores resultados.

Una vez determinadas la presión, flujo y concentración de amoniaco se simula el separador flash y la generación en la turbina. Para esto se debe determinar la presión de salida de la turbina. Como se puede apreciar en la Figura 4.1, luego de que el vapor se expande en la turbina, se mezcla con los fondos del separador flash, de manera que se llega a la concentración inicial de amoniaco, y es esta mezcla la que se debe condensar. Con un diagrama de fase líquido-vapor de la mezcla agua-amoniaco se

determina a que presión se condensa una mezcla 80% amoníaco, a una temperatura ligeramente superior a la del agua de enfriamiento (esto para evitar el pinch entre el agua de enfriamiento y la mezcla en el condensador), la cual es 8.2 atm. Para que la corriente llegue a la bomba a esta presión se debe tomar en cuenta la caída de presión en los intercambiadores de calor entre la turbina y la bomba. Se estima que se puede lograr una baja caída de presión de 0.1 atm para cada uno, por lo que la presión de salida de la turbina es 8.4 atm.

Los siguientes pasos consisten en determinar las temperaturas de entrada y salida de los recuperadores de calor. Esto se realiza de manera que se logre recuperar la mayor cantidad de energía posible de las corrientes, evitando el pinch, lo cual se realiza con la ayuda de las curvas de calor generadas por el simulador.

El último paso es implementar el ciclo del agua de enfriamiento, y el flujo de esta en el condensador. En el condensador se requiere disminuir la temperatura de la mezcla agua-amoníaco hasta 30 °C, con este requerimiento y la temperatura del agua de enfriamiento (25°C) se calcula el flujo de agua de enfriamiento necesario.

Tomando como referencia la Figura 4.1, en cuanto al nombre de las corrientes y secuencia del proceso, los resultados de los balances de materia y otras propiedades de las corrientes se resumen en el Cuadro 4.4.

Al ser un ciclo se deduce que este proyecto tiene pocos requerimientos de materia prima, lo cual resulta ser cierto. Se estima que se requieren aproximadamente 22 galones al año de amoníaco para compensar las pérdidas que se dan en el ciclo ya sea por purgas, descomposición en hidrógeno y nitrógeno o fugas [Leibowitz, 1997]. En adición al amoníaco, se requiere compensar las pérdidas de agua por arrastre, evaporación y purga en la torre de enfriamiento, lo cual se estima es un 5% del flujo de agua, lo cual equivale a 5.1 m³/h [<http://www.cheresources.com/exprules.shtml>].

Cuadro 4.4 Balances de materia y propiedades de las corrientes del proceso de generación de electricidad

Corriente	1	2	3	4
Propiedades de la corriente				
Flujo, kmol/h	4350.7	4350.7	500	500
Flujo, kg/h	125957.1	125957.1	8613.9	8613.9
Flujo, m ³ /h	168951.4	145077.4	17.8	152.1
Temperatura, °C	200	133.2	110	185
Presión, atm	1	1	70.6	70
Fracción mol vapor	1	1	0	.64
Densidad, kg/m ³	.7455	.87	484.5	56.6
Corriente	5	6	7	8
Propiedades de la corriente				
Flujo, kmol/h	318.5	181.5	318.5	500
Flujo, kg/h	5443.6	3170.3	5443.6	8613.9
Flujo, m ³ /h	143.3	8.9	921.7	932.7
Temperatura, °C	185	185	68.3	62.4
Presión, atm	70	70	8.4	8.4
Fracción mol vapor	1	0	.91	.6
Densidad, kg/m ³	38	357.9	5.9	9.2
Corriente	9	10	11	12
Propiedades de la corriente				
Flujo, kmol/h	500	500	500	181.5
Flujo, kg/h	8613.9	8613.9	8613.9	3170.3
Flujo, m ³ /h	829.1	13.3	13.4	4.7
Temperatura, °C	54.5	30	32.4	67.4
Presión, atm	8.3	8.2	72.6	70
Fracción mol vapor	0.54	0	0	0
Densidad, kg/m ³	10.4	648.9	645.4	673.3

Cuadro 4.4 (Continuación). Balances de materia y propiedades de las corrientes del proceso de generación de electricidad

Corriente	13	14	15	16
Propiedades de la corriente				
Flujo, kmol/h	500	5657.6	5657.6	5657.6
Flujo, kg/h	8613.9	101921	101921	101921
Flujo, m ³ /h	14.1	102.3	102.8	102.3
Temperatura, °C	55	25.1	41	25
Presión, atm	71.6	5	4	1
Fracción mol vapor	0	0	0	0
Densidad, kg/m ³	609.2	996.7	991.6	996.7

4.3.2 Balances de energía

Se requiere la resolución de ocho balances de energía en este proceso, correspondientes al intercambiador de calor principal (también llamado evaporador), dos recuperadores de calor, un condensador, la torre de enfriamiento, dos bombas y la turbina.

Los cálculos de estos balances se realizan fácilmente con la ayuda del programa de simulación. Para el caso de los intercambiadores de calor (el evaporador, los dos recuperadores, la torre de enfriamiento y el condensador) se toman los datos de temperaturas, capacidad calorífica y flujos del reporte generado por el programa y se calculan los cambios de entalpía.

Para el caso de las bombas, se asume que no hay cambios de elevación en las tuberías, por lo que se desprecian los términos de energía potencial y cinética del balance de energía, por lo que solo se considera la entalpía. La bomba del fluido de trabajo debe elevar la presión de la mezcla agua-amoniaco y vencer las caídas de presión en los intercambiadores y tuberías, mientras que la del agua de enfriamiento debe vencer las caídas de presión del condensador, torre de enfriamiento y tuberías. La caída de presión en los recuperadores de calor se estimó en una atmósfera para cada uno, lo

cual es relativamente grande, esto para tomar en consideración las caídas de presión en las tuberías. De igual manera se hizo en el condensador.

Para el balance de energía de la turbina se desprecian los términos de energía potencial y cinética, y de nuevo se toma en cuenta solo el cambio de entalpía. En el Cuadro 4.5 se muestra un resumen de los balances de energía del ciclo. El número de equipo en el Cuadro 4.5 se refiere al diagrama de flujo del proceso, Figura 4.1. La muestra de cálculo de los datos de los Cuadros 4.4 y 4.5 está en el apéndice.

Cuadro 4.5 Características de los balances energéticos del proceso

Nombre/ Equipo #	Observaciones	Energía (MJ/h)
Evaporador/ 1	El calor del aire evapora la corriente de agua-amoniaco	8544
Turbina/ 4	Expansión del fluido de trabajo, genera energía eléctrica	1888
Recuperador 2/ 8	Transfiere calor de los fondos del flash a la corriente que va hacia el evaporador	2720
Recuperador 1/ 7	Transfiere calor residual de la corriente gastada a la corriente proveniente de la bomba	919
Condensador/ 5	Condensa el fluido de trabajo con agua de enfriamiento	6764
Bomba del fluido de trabajo/ 6	Eleva la presión del fluido de trabajo y vence caídas de presión	108
Bomba del agua de enfriamiento/ 10	Circula el agua de enfriamiento	52
Torre de enfriamiento/ 9	Enfría el agua proveniente del condensador	6816

4.4 DIAGRAMA DE FLUJO

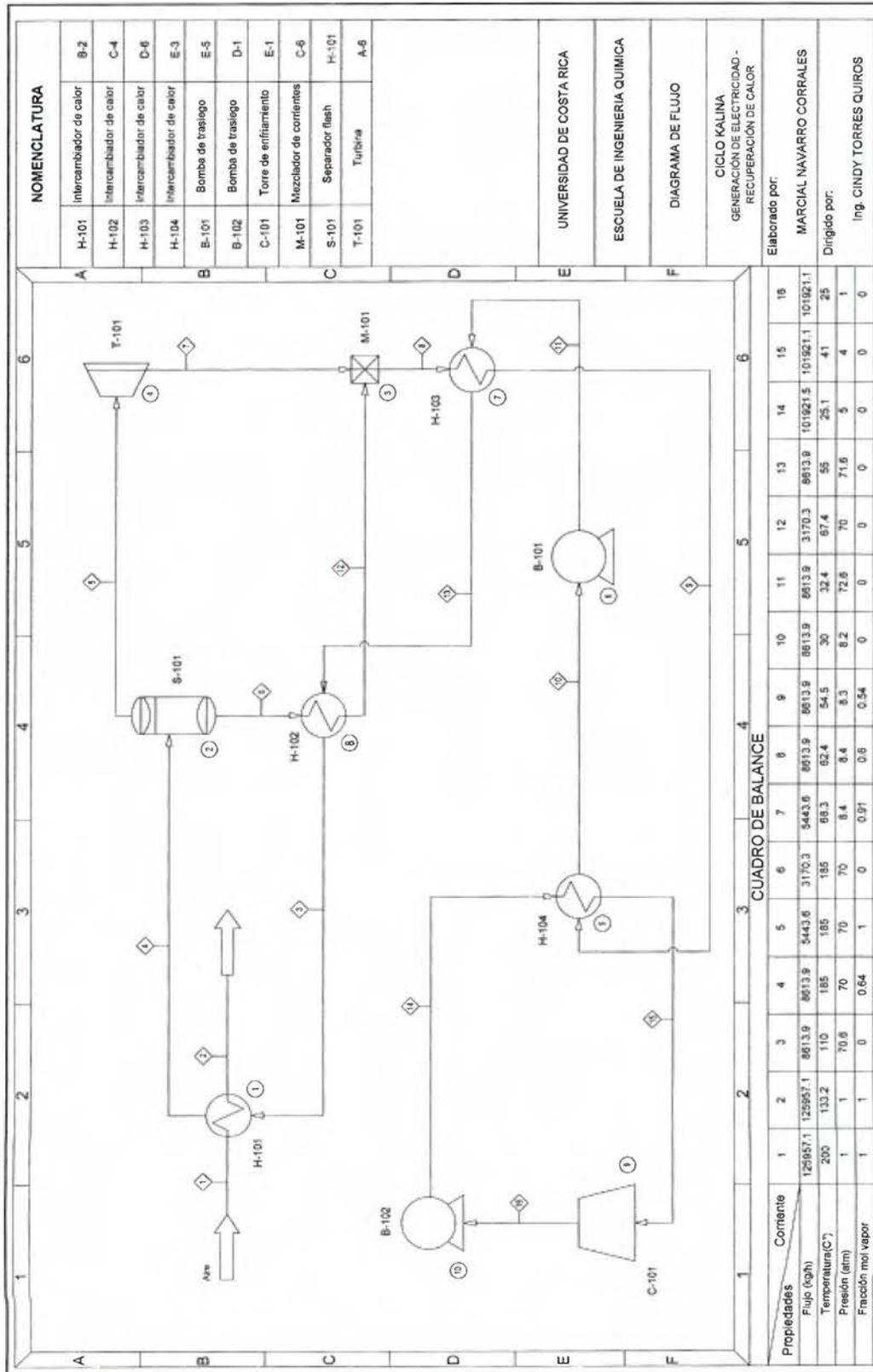


Figura 4.2 Diagrama de flujo del proceso de recuperación de calor.

NOMENCLATURA

A	H-101	Intercambiador de calor	B-2
	H-102	Intercambiador de calor	C-4
	H-103	Intercambiador de calor	D-6
	H-104	Intercambiador de calor	E-3
B	B-101	Bomba de trasiego	E-5
	B-102	Bomba de trasiego	D-1
	C-101	Torre de enfriamiento	E-1
C	M-101	Mezclador de corrientes	C-6
	S-101	Separador flash	H-101
	T-101	Turbina	A-5

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA

DIAGRAMA DE FLUJO

CICLO KALINA
GENERACION DE ELECTRICIDAD -
RECUPERACION DE CALOR

Elaborado por:

MARCIAL NAVARRO CORRALES

Dirigido por:

Ing. CINDY TORRES QUIROS

4.5 DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPOS

En el paquete de simulación ChemCAD, además de simular del proceso, y calcular los balances de materia y energía, también cuenta con las herramientas necesarias para realizar el dimensionamiento de varios equipos. Esto se realiza con respecto a las características de las corrientes de proceso involucradas con cada equipo y lo que se desee obtener de cada operación.

En el Cuadro 4.5 se muestran los datos de dimensionamiento de los equipos involucrados en el proceso y obtenidos a partir de la simulación, con la excepción de la torre de enfriamiento para el cual el programa no tiene herramientas para dimensionar. El dimensionamiento de la torre de enfriamiento se realizó con la ayuda de una empresa que se dedica al diseño y venta de torres de enfriamiento llamada Cooling Tower Depot, de donde también se obtuvo una cotización de la torre dimensionada, ubicada en el anexo digital. Nuevamente, el número de equipo en el Cuadro 4.6 se refiere al diagrama de flujo del proceso de la Figura 4.1.

Cuadro 4.6 Especificaciones de los equipos encargados de las operaciones unitarias del proceso

Nombre/ Equipo #	Variable de diseño	Dimensión	Magnitud
Evaporador/ 1	Coefficiente de transferencia de calor	W/m^2-K	281.93
	Área	m^2	447.8
	Longitud	m	3.8
Separador flash/ 2	Diámetro	m	.77
	Volumen	m^3	1.84
	Presión entrada	atm	70
Turbina/ 4	Presión salida	atm	8.4
	Flujo	kg/h	5443.65
	Coefficiente de transferencia de calor	W/m^2-K	812.35
Recuperador 1/ 7	Área	m^2	23.5
	Coefficiente de transferencia de calor	W/m^2-K	802.63
Recuperador 2/ 8	Área	m^2	27.1
	Coefficiente de transferencia de calor	W/m^2-K	822.53
Condensador/ 5	Área	m^2	232.2
	Cabeza	m	1025.5
Bomba del fluido de trabajo/ 6	Flujo volumétrico	m^3/h	13.27
	Potencia	kW	30.1
	Altura	m	7.62
Torre de enfriamiento/ 9	Largo x Ancho	m	7.32 x 7.32
	Cabeza	m	41.45
Bomba de agua de enfriamiento/ 10	Flujo volumétrico	m^3/h	90.33
	Potencia	kW	14.4

CAPÍTULO 5

EVALUACIÓN DE LA PREFACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL PROCESO

En este capítulo se estima la inversión total de capital del proyecto, el costo total de la energía generada y el ahorro de dinero logrado con el proyecto, además se determina la opción de financiamiento y se analiza la rentabilidad mediante diversos parámetros como el flujo de caja, la tasa interna de retorno, el valor actual neto y el período de pago. Asimismo se realizará un análisis de sensibilidad. Con esto se evalúa la prefactibilidad económica del proyecto.

5.1 INVERSIÓN TOTAL DE CAPITAL

El capital con el que se suplen los requisitos de equipos e instalación de planta se denomina inversión de capital fijo, mientras que el necesario para la operación de la planta se conoce como capital de trabajo. La suma de inversión de capital fijo y de trabajo se conoce como la inversión total de capital. Asimismo, la inversión de capital fijo se subdivide en costos directos o de manufactura, y costos indirectos o de no manufactura [Turton, 2009].

5.1.1 Inversión de capital fijo

Como se mencionó anteriormente, esta se compone de costos directos e indirectos. Los costos directos se refieren al capital necesario para la instalación de los equipos del proceso, junto con todos los componentes necesarios para la completa operación del mismo, como lo es la compra de los equipos, instrumentación y control, tuberías, sistemas eléctricos, entre otros [Peters, 2003].

Los primeros costos directos son los correspondientes a los equipos de las operaciones unitarias. La estimación del costo de estos equipos, con la excepción de la torre de enfriamiento (la cual se cotizó con un fabricante), se realizó mediante el programa de simulación ChemCAD, el cual cuenta con las herramientas necesarias para estos cálculos. En el reporte generado por el programa (véase anexo digital) se muestra el resultado de la estimación de los costos f.o.b. de cada equipo, y esta información se resume en el Cuadro 5.1.

Cuadro 5.1 Precios y características de los equipos necesarios para la generación de electricidad mediante el ciclo Kalina

Equipo	Características	Costo f.o.b.
Evaporador	Especificaciones TEMA (Tubular Exchange Manufacturers Association), coraza de acero al carbón	\$ 211 000
Separador flash	Vertical, grosor de paredes de 3.8cm, 4m de altura, 3389kg de peso, volumen total de 1.84m ³	\$ 62 000
Turbina	Eficiencia de 0.88	\$ 120 000
Recuperador 1	Especificaciones TEMA, coraza de acero al carbón	\$ 20 000
Recuperador 2	Especificaciones TEMA, coraza de acero al carbón	\$ 22 000
Condensador	Especificaciones TEMA, coraza de acero al carbón	\$ 63 000
Bomba, fluido de trabajo	Bomba centrífuga, multietapa, 1025m de cabeza, flujo de 13.27m ³ /h	\$ 61 000
Torre de enfriamiento	12m de altura, 23°C temperatura de salida, flujo de 90.3 m ³ /h	\$ 68 000
Bomba, agua enfriamiento	Bomba centrífuga, una etapa, 41.5m de cabeza, flujo de 90.3 m ³ /h	\$ 15 000
TOTAL		\$ 642 000

Entre los costos directos se encuentra también el costo aproximado para la evaluación del proyecto tal como lo establece la metodología del programa de la UNFCCC (United Nations Framework Convention on Climate Change) de la acreditación para los bonos de carbono, esto es, recibir incentivos económicos por la reducción en

emisiones de dióxido de carbono. El costo de este proceso de acreditación se estima en US\$100 000.

El resto de los costos directos e indirectos se calcularon con base en los porcentajes del costo de los equipos que se recomienda en Peters (2003). Con estos cálculos se determina la inversión de capital fijo, la cual resulta ser de US\$1 859 742 , y se desglosa en el Cuadro 5.2. El rubro denominado acreditación se refiere a los costos de acreditación del CO₂ mitigado, lo cual se detalla más adelante.

Cabe resaltar que el rubro de transporte e instalación de equipos considera la exoneración de tributos de la cual gozan los equipos cuyo propósito es ahorrar energía y aprovechar fuentes renovables de energía. El procedimiento y documentos necesarios para obtener dicha exoneración se encuentran en el anexo digital.

Cuadro 5.2 Inversión de capital fijo del proyecto de generación de electricidad

Rubro	%	US \$
Costos directos		
Costo equipos		\$ 642 000
Transporte e instalación de equipos	35% del costo de los equipos	\$ 224 700
Instrumentación y control	25% del costo de los equipos	\$ 160 500
Tuberías	15% del costo de los equipos	\$ 96 300
Sistemas eléctricos	15% del costo de los equipos	\$ 96 300
Edificios	13% del costo de los equipos	\$ 83 460
Acreditación		\$ 100 000
<i>Total Costos Directos</i>		<i>\$ 1 403 260</i>
Costos indirectos		
Ingeniería y supervisión	10% de costos directos	\$ 140 326
Gastos legales	2% de la ICF	\$ 37 195
Gastos de construcción y tarifa del contratista	10% de la ICF	\$ 185 974
Imprevistos	5% de la ICF	\$ 92 987
<i>Total Costos Indirectos</i>		<i>\$ 456 482</i>
Inversión de capital fijo (ICF)		\$ 1 859 742

5.1.2 Capital de trabajo

El capital de trabajo consiste en la cantidad de dinero invertida en materia prima, producto terminado en inventario, producto semiterminado en proceso de manufactura, gastos operativos como salarios, cuentas por pagar y cuentas por cobrar. En el proceso de producción de energía eléctrica no habrán inventarios de producto terminado o semiterminado, no se consideran salarios ya que una vez corriendo el ciclo no se necesitan operarios dedicados al proceso, y tampoco habrán cuentas por cobrar o por pagar, ya que toda la electricidad generada se consumirá en la misma fábrica. Además, debido a que es un ciclo, no habrá gran consumo de materias primas como se mencionó en la sección 4.3.1. Los requerimientos de materia prima son agua de reposición para ciclo de agua de enfriamiento, el cual en la sección 4.3.1 se estimó en 1.4 L/s; y amoníaco, con un requerimiento de 22 galones al año [Leibowitz, 1997]. El costo de una tonelada de amoníaco actualmente varía entre US\$210-\$310 [Hui, 2009]. Tomando un valor inflado de US\$ 500 la tonelada, el costo mensual de amoníaco sería de aproximadamente US\$ 4.

Con respecto al agua de reposición, se encontró que el pago por el canon de aprovechamiento de agua al Departamento de Aguas del MINAET se realiza de forma trimestral y el monto cancelado es de ₡10 264. 97 por un caudal de 1.5 L/s, por lo que se estima que un flujo de 1.4 L/s requerirá ₡9 695 por trimestre, o ₡3 232 por mes, equivalente a US\$ 5.55 por mes (tomando 582 colones por dólar).

De esta manera el capital de trabajo suma aproximadamente US\$10 para un mes de operación, lo cual es un valor despreciable comparado con el capital fijo, sin embargo se tabula en el Cuadro 5.3, donde se desglosa la inversión total de capital. Cabe notar que no se incluye el costo del tratamiento del agua de enfriamiento.

Cuadro 5.3. Inversión total de capital del proyecto

Rubro	US \$
Inversión de capital fijo	\$ 1 859 742
Inversión de capital de trabajo	\$ 10
Inversión total de capital	\$ 1 859 752

5.2 COSTO TOTAL ANUAL

El costo total del producto se calcula en base anual y se divide en dos categorías: los costos de operación y gastos generales. Los costos de operación a su vez se subdividen en costos de producción variables, los cuales varían en función del nivel de producción; y en costos fijos, los cuales no varían con el nivel de producción. En el caso de los gastos generales, en el presente caso no se toman en cuenta, debido a que estos se componen de gastos administrativos, distribución y mercadeo, e investigación y desarrollo, lo cual en este proyecto no aplican. En el Cuadro 5.4 se desglosa cada uno de los aspectos que conforman el costo total del producto, sin incluir la depreciación y los intereses por pago de préstamos, los cuales se calculan más adelante.

Cuadro 5.4 Costo total del producto (CTP)

Costo	Valor (US \$/año)
Materia prima	50
Servicios (agua)	70
Mantenimiento y reparación	1.5% del ICF
	27 896
<i>Costos Variables del Producto (CVP)</i>	<i>28 016</i>
Seguros	0.4% del ICF
	7 439
<i>Costos Fijos del Producto (CFP)</i>	<i>7 439</i>
Costo total del producto	35 455

5.2.1 Depreciación

Los equipos, edificios, y otros objetos materiales que forman parte del proyecto requieren una inversión inicial que se debe pagar de vuelta a los inversionistas, y esto se logra cobrando la depreciación como un gasto de operación, que se paga a la misma empresa. Por esta razón la depreciación se suma y se resta en los libros de contabilidad, por lo que a veces se llama a la depreciación una herramienta de contabilidad. La depreciación afecta la cantidad de impuestos sobre la renta que la empresa debe pagar, y con este punto de vista se define la depreciación como una deducción que se puede cobrar cada año por una propiedad con una vida útil limitada

que se utiliza para la generación de ingresos. Esta deducción permite recobrar los costos de la propiedad en cuestión a lo largo de un período de varios años. El concepto de depreciación se basa en el hecho de que los objetos físicos se deterioran y disminuyen su utilidad con el tiempo, por lo que disminuyen su valor. Cabe notar que en el presente proyecto la electricidad generada se consumirá en la misma fábrica, razón por la cual no se venderá, y por lo tanto no se deben pagar impuestos sobre los ingresos generados por el proyecto. Debido a esto el cálculo de depreciación no afectará el estudio económico, sin embargo se calculará debido a que es el procedimiento correcto.

Se deduce que la depreciación aplica a los edificios y equipos, y se diferencian en la velocidad a la que pierden su valor, ya que los equipos se deprecian más rápido que los edificios. Para este estudio se considera que los equipos se deprecian a diez años, mientras que los edificios a cincuenta años. Para el cálculo de depreciación se emplea el método de la línea recta, el cual aplica un cargo uniforme cada año. Los resultados se despliegan en el Cuadro 5.5.

Cuadro 5.5 Costos por depreciación (método de línea recta)

Propiedad	US \$/año
Evaporador	21 100
Separador flash	6 200
Turbina	12 000
Recuperador 1	2 000
Recuperador 2	2 200
Condensador	6 300
Bomba, fluido de trabajo	6 100
Torre de enfriamiento	6 800
Bomba, agua enfriamiento	1 500
Edificios	1 670
Depreciación anual total	65 870

5.2.2 Financiamiento

El *interés* se considera como la compensación pagada por el uso de capital prestado. En este caso se considera pedir un préstamo para cubrir la inversión de capital fijo. Como referencia, el Banco Nacional de Costa Rica fija una tasa de interés anual de 9% para préstamos en dólares a un plazo de diez años, para proyectos de industria, energía y turismo. Con esta información se calcula la cuota anual y la amortización al principal para cada año, lo cual se muestra en el Cuadro 5.6.

Cuadro 5.6 Saldos, cuotas, intereses y amortización por año, para un préstamo por un monto de US\$1 859 742, a 10 años plazo y tasa de interés de 9%

Año	Saldo	Cuota	Interés	Amortización
1	\$1 859 742	\$289 785	\$167 377	\$122 408
2	\$1 737 334	\$289 785	\$156 360	\$133 425
3	\$1 603 908	\$289 785	\$144 352	\$145 433
4	\$1 458 475	\$289 785	\$131 263	\$158 523
5	\$1 299 953	\$289 785	\$116 996	\$172 790
6	\$1 127 163	\$289 785	\$101 445	\$188 341
7	\$938 823	\$289 785	\$84 494	\$205 291
8	\$733 532	\$289 785	\$66 018	\$223 767
9	\$509 764	\$289 785	\$45 879	\$243 906
10	\$265 858	\$289 785	\$23 927	\$265 858
	TOTAL		\$1 038 111	\$1 859 742

El costo total anual se compone del costo total del producto, los pagos de intereses por financiamiento y la depreciación, rubros que ya han sido calculados. En el Cuadro 5.7 se resumen los egresos por año del proyecto.

Cuadro 5.7 Costos totales por año

Año	Costo total del producto (US \$)	Intereses capital fijo (US \$)	Depreciación (US \$)	Costo total anual (US \$)
1	35 455	167 377	65 870	268 702
2	35 455	156 360	65 870	257 685
3	35 455	144 352	65 870	245 677
4	35 455	131 263	65 870	232 588
5	35 455	116 996	65 870	218 321
6	35 455	101 445	65 870	202 770
7	35 455	84 494	65 870	185 819
8	35 455	66 018	65 870	167 343
9	35 455	45 879	65 870	147 204
10	35 455	23 927	65 870	125 252

5.3 ESTIMACIÓN DE INGRESOS

Los ingresos a la empresa para este proyecto provienen de dos fuentes: del ahorro logrado en electricidad, y por créditos de carbono, debido al CO₂ mitigado. Para calcular el ahorro por electricidad, se buscó en el ICE las tarifas por servicio de distribución y servicio de transmisión, y se determinó cuanto se deja de pagar si se consumen 480 kW menos de electricidad. El ICE realiza cargos por energía, por potencia y por el servicio de transmisión, según se detalla en la página web de tarifas del ICE (http://www.grupoice.com/esp/ele/docum/politicas_tarifas.htm). El impuesto de ventas se cobra solo a los cargos por energía y por potencia. En el Cuadro 5.8 se resumen los del ahorro energético. El ahorro mediante CO₂ mitigado varía debido a que el valor de los créditos de carbono aumenta con el tiempo según se detalla en el Cuadro 5.9. En el apéndice se encuentra la muestra de cálculo. Se estima que el costo de la energía eléctrica aumentará con el tiempo, esto debido al cambio climático, que repercute en una disminución de lluvias, lo que implica que el ICE debe usar más energía térmica, aumentando los costos y contaminación.

Cuadro 5.8 Ingresos anuales por la disminución en el consumo de energía eléctrica

Cargo	Ingresos (US \$/año)
Por energía	150 446
Por potencia	182 995
Por transmisión	43 259
Impuesto de ventas	43 347
TOTAL	420 047

5.3.1 Créditos de carbono y adicionalidad

Con respecto a los créditos de carbono, estos son un mecanismo internacional de descontaminación para reducir las emisiones contaminantes al medio ambiente. Es uno de los tres mecanismos propuestos en el Protocolo de Kyoto para la reducción de emisiones causantes del calentamiento global o efecto invernadero.

El sistema ofrece incentivos económicos para que empresas privadas contribuyan a la mejora de la calidad ambiental y se consiga regular la emisión generada por sus procesos productivos, considerando el derecho a emitir CO₂ como un bien canjeable y con un precio establecido en el mercado. La transacción de los bonos de carbono — un bono de carbono representa el derecho a emitir una tonelada de dióxido de carbono— permite mitigar la generación de gases invernadero, beneficiando a las empresas que no emiten o disminuyen la emisión y haciendo pagar a las que emiten más de lo permitido.

Las reducciones de emisiones de gases de efecto invernadero se miden en toneladas de CO₂ equivalente, y se traducen en Certificados de Emisiones Reducidas (CER) una vez hayan sido validadas por la UNFCCC. Un CER equivale a una tonelada de CO₂ que se deja de emitir a la atmósfera, y puede ser vendido en el mercado de carbono. Los tipos de proyecto que pueden aplicar a una certificación son, por ejemplo, generación de energía renovable, mejoramiento de eficiencia energética de procesos, forestación, limpieza de lagos y ríos, etc.

Para que un proyecto pueda ser certificado, este debe tener adicionalidad. En teoría, la adicionalidad responde a una pregunta muy sencilla: ¿El proyecto se realizaría si no hubieran beneficios por la reducción de emisiones? Si la respuesta es sí, el proyecto no presenta adicionalidad. La adicionalidad tiene sentido intuitivo, ya que refleja el sentimiento de que si el proyecto reduce emisiones sin importar los ingresos por créditos de carbono, entonces no se le debería pagar por reducir emisiones. En vez, se le debería pagar los créditos a proyectos que en realidad lo necesitan. En la práctica, la adicionalidad es difícil de probar. Hay dos maneras diferentes de enfrentar la comprobación de la adicionalidad: pruebas basadas en el proyecto y comparación con estándares de desempeño.

Las cuatro pruebas más comunes basadas en el proyecto son la legal, de inversión, barreras y práctica común. La primera es la prueba de adicionalidad legal y regulatoria, la cual dice que si el proyecto se realiza para cumplir con regulaciones, políticas o estándares de la industria, el proyecto no es adicional. La prueba de inversión asume que un proyecto es adicional si tiene una tasa de retorno menor a la mínima aceptada sin el ingreso de los créditos de carbono (el problema para los entes acreditadores en este caso es determinar cual tasa de retorno es aceptable para la empresa, lo cual requiere acceso a información interna de la compañía, la cual por lo general es información confidencial). La prueba de barreras dice que si el proyecto requiere los ingresos de los créditos de carbono para superar obstáculos o barreras (barreras técnicas, resistencia local, falta de conocimiento, barreras institucionales, etc.) entonces el proyecto es adicional. La prueba de práctica común dice que si el proyecto usa tecnologías muy comunes, puede no ser adicional, debido a que es probable que los beneficios por mitigación de CO₂ no juegan un papel decisivo en hacer el proyecto viable.

La prueba de adicionalidad basada en estándares de desempeño consiste en certificar toda reducción de emisiones de CO₂ creada por proyectos cuyas emisiones sean menores a un estándar de desempeño predeterminado. Para generación de electricidad, el estándar podría ser las emisiones promedio de todos los generadores en la red, y cualquier generador cuyas emisiones sean menores se considera adicional.

Con la información anterior se puede decir que el presente proyecto presenta adicionalidad, debido a que el proyecto no se implementa debido a alguna ley o regulación, el proyecto no es rentable sin los ingresos de los créditos de carbono (lo cual se demuestra más adelante en el análisis de sensibilidad), y además el ciclo Kalina es una tecnología que se considera nueva. Sin embargo, determinar el valor de los créditos de carbono es difícil, debido a que no hay un precio determinado en el mercado para un crédito de carbono, y los precios tienden a fluctuar debido a varios factores, como lo son el tipo de mitigación de CO₂ (si es personal o una empresa, si es una habitación, vehículo o un evento) el tipo de proyecto (si es reforestación, mejoramiento de eficiencia, o uso de energía renovable, etc.), si la organización que emite el certificado tiene fines de lucro o no, y la demanda del mercado de créditos de carbono. En el Cuadro 5.9 se muestran los valores de los créditos de carbono que se usaron (información suministrada por la empresa interesada), y los ingresos obtenidos por el CO₂ mitigado. En el apéndice se encuentra la muestra de cálculo.

El CO₂ mitigado debe ser validado y acreditado por la UNFCCC, mediante uno de sus mecanismos aprobados, lo cual es un procedimiento cuyo costo se estimó anteriormente en US\$100 000.

Cuadro 5.9 Valor de los créditos de carbono y ahorro anual logrado con los créditos

Año	2009	2010	2011	2012	2013
Euros/ton	12	16	20	25	30
CO₂					
Ahorro por					
CO₂					
mitigado	-	190 579	235 286	297 774	357 346
(\$)					

5.4 PARÁMETROS FINANCIEROS

Con la información anterior se puede realizar un flujo de caja para el proyecto, lo cual es una herramienta útil para analizar la viabilidad del proyecto, pues es la base de cálculo del valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR), que se calculan

más adelante. Los parámetros financieros permiten medir y comparar el beneficio económico de las inversiones, convirtiéndose así en un criterio de decisión para los inversionistas. El flujo de caja de este proyecto se realiza a 10 años. En el Cuadro 5.10 se expone el flujo de caja que incluye los ingresos, costos, las amortizaciones anuales al principal del préstamo y la depreciación.

Cuadro 5.10. Flujo de caja

Año	Total de ingresos (US \$)	Total de costos (US \$)	Amortización (US \$)	Depreciación (US \$)	Ganancia neta (US \$)
1	610 626	268 702	122 408	65 870	285 386
2	655 333	257 685	133 425	65 870	330 093
3	717 821	245 677	145 433	65 870	392 581
4	777 393	232 588	158 523	65 870	452 153
5	777 393	218 321	172 790	65 870	452 153
6	777 393	202 770	188 341	65 870	452 153
7	777 393	185 819	205 291	65 870	452 153
8	777 393	167 343	223 767	65 870	452 153
9	777 393	147 204	243 906	65 870	452 153
10	777 393	125 252	265 858	65 870	452 153

Con el flujo de caja del proyecto para 10 años, se calcula el valor actual neto, la tasa interna de retorno, el período de pago, y el retorno sobre la inversión, cuyos resultados se encuentran en el Cuadro 5.11.

Cuadro 5.11 Índices de rentabilidad

Índice	Valor
Valor actual neto (VAN) [10%]	\$623 782
Tasa interna de retorno (TIR)	16.73%
Retorno sobre la inversión (RSI)	22.46%

El propósito del valor actual neto es calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología

consiste en descontar al momento actual, mediante una tasa, todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto. La tasa antes mencionada debe ser representativa, pues esta mide el costo de oportunidad de los fondos en usos alternativos de la economía, de esta manera se escoge una tasa de 10%, pues esto es superior a las tasas de certificados de depósito a plazo en dólares en el país, y ligeramente superior a las tasas de interés para préstamos en dólares. Si un proyecto de inversión tiene un VAN positivo, el proyecto es rentable, ya que esto implica que aporta una tasa de ganancia superior a la elegida como mínima requerida. En este caso el VAN es de US\$623 782, lo cual indica que el proyecto, bajo las condiciones establecidas, es rentable.

La TIR de una inversión está definida como la tasa de interés con la cual el VAN es igual a cero; a mayor TIR, mayor rentabilidad. De esta manera se ve que la TIR de este proyecto es de 16.73%, lo cual es superior a la tasa de descuento de 10% (razón por la cual el VAN es positivo).

El retorno sobre la inversión es la razón de dinero ganado en una inversión con respecto a la cantidad de dinero invertido, y se calcula tomando el promedio de la ganancia neta de cada año y dividiendo por la inversión inicial, lo cual en este caso da un valor de 22.46%.

Cabe mencionar que se espera que el sistema instalado opere por más de 10 años. Luego de este período el préstamo bancario ya ha sido cancelado, por lo que no se debe pagar la cuota anual del banco (US\$290 000 por año). Debido a esto los ingresos anuales del proyecto son mucho mayores luego de 10 años, lo que favorece la perspectiva económica de este proyecto.

5.5 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

El análisis de sensibilidad es un método que consiste en simular cambios que puedan ocurrir en algunas de las variables que pueden influir en la rentabilidad del proyecto. Simular estos cambios es importante, debido a que en la evaluación económica realizada anteriormente, se asumió que los valores de todos los datos en general se

conocen con gran certidumbre, por lo que cualquier variación o fluctuación de ellos se encuentra fuera del análisis. En realidad, nunca se tiene tal certeza, por lo que se simulan cambios para tomar en cuenta esa incertidumbre. A partir de este análisis se determinan las variables que tienen una mayor influencia sobre la rentabilidad del proyecto, con el fin de que en estudios posteriores se estimen con mayor exactitud, y además mostrar la holgura con que cuenta el proyecto ante eventuales variaciones de los factores que influyen en la rentabilidad.

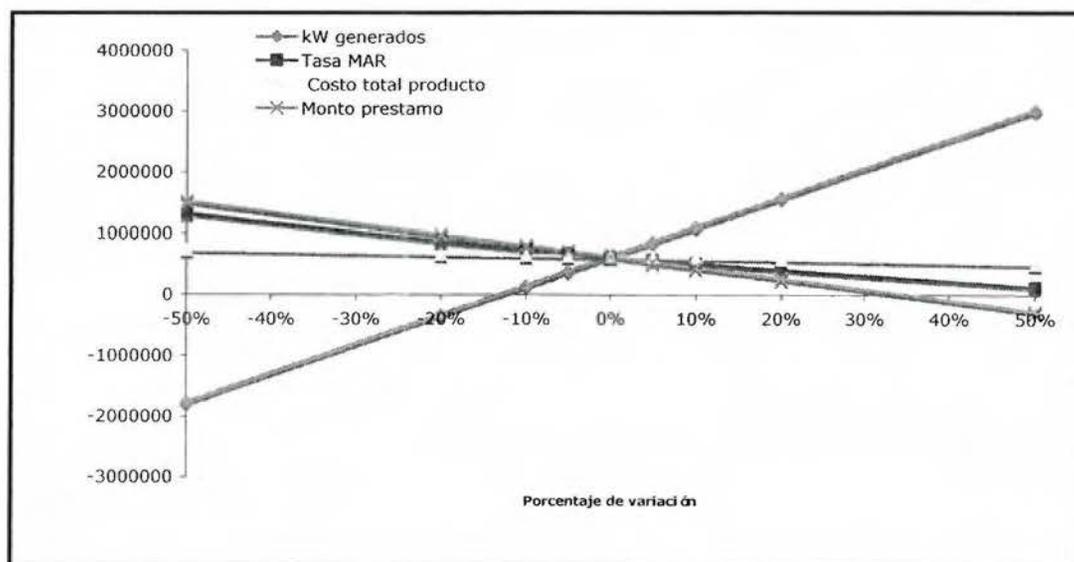
Para el análisis se utilizan el VAN y la TIR como indicadores, ya que estos parámetros proporcionan bases más objetivas para la selección de proyectos de inversión, pues consideran la cantidad y el tiempo en que se producen los flujos de caja.

Las variables elegidas para el análisis de sensibilidad son los kW de electricidad generados por el sistema, el costo total del producto, la tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR) con que se analiza el VAN, el valor por tonelada de CO₂ para los créditos de carbono, las horas de operación anual del horno rotatorio y el monto del préstamo bancario. Con respecto al monto del crédito bancario, este tiene una relación directa con el costo de los equipos, por lo que el análisis de esta variable determina que sucedería si la estimación del costo de los equipos por el programa de simulación tuviera un error grande, lo cual es importante debido a que no se pudo conseguir las cotizaciones directas de los fabricantes (además los estudios por factores como el presente tienen una exactitud de -25% a +30%). Las horas de operación del horno es importante, ya que si el horno no opera, el sistema no genera ingresos. El valor de los créditos de carbono puede variar mucho, como se mencionó anteriormente. Los kW generados podría variar debido a falta de exactitud de los modelos termodinámicos para predecir la realidad. En el Cuadro 5.12 se resumen las variables estudiadas y se describe su variación. Los porcentajes de variación se refieren al caso base, el cual consiste en 480 kW generados, un costo del producto de \$35 455 por año, un tasa mínima de 10%, un préstamo bancario de \$1 859 742, \$14.14 por tonelada de CO₂, y 7668 horas de operación del horno al año.

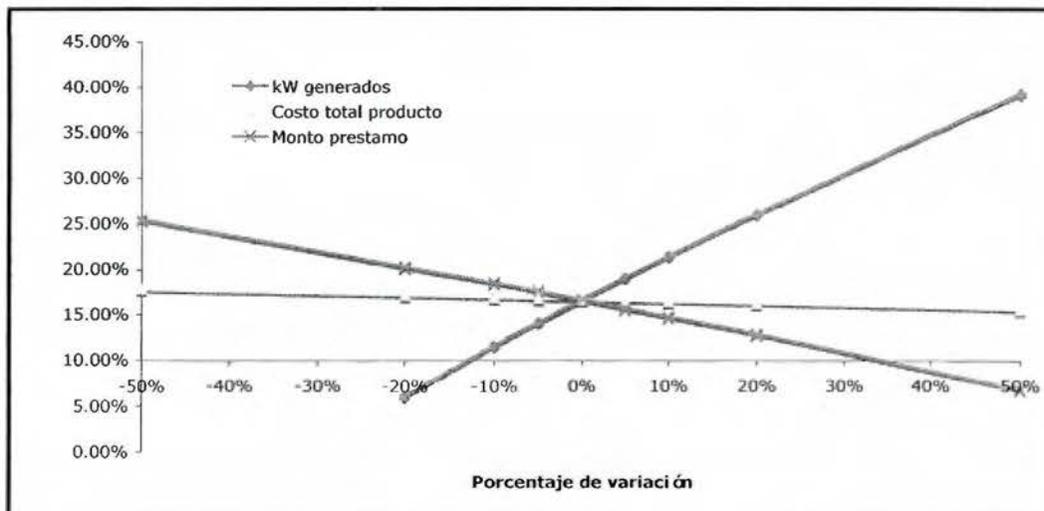
Cuadro 5.12 Variables estudiadas en el análisis de sensibilidad y su variación

Variable	Variación
kW generados	
Costo total del producto	$\pm 5\%$, $\pm 10\%$, $\pm 20\%$, $\pm 50\%$
TMAR	
Monto del préstamo	
\$/tonCO ₂	0, 7.2, 14.14, 21.6, 28.8, 36, 42.77
Horas horno	$\pm 5\%$, $\pm 10\%$, $\pm 15\%$

El análisis de las primeras cuatro variables se muestra a continuación en la Figura 5.1, donde se utiliza como parámetros el VAN y la TIR.



(a)

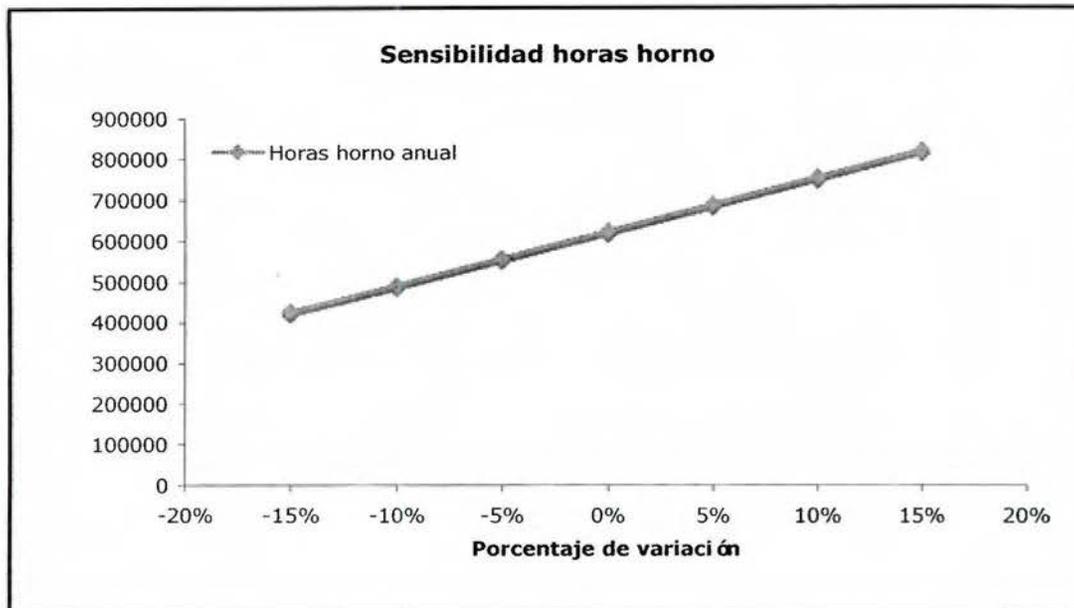


(b)

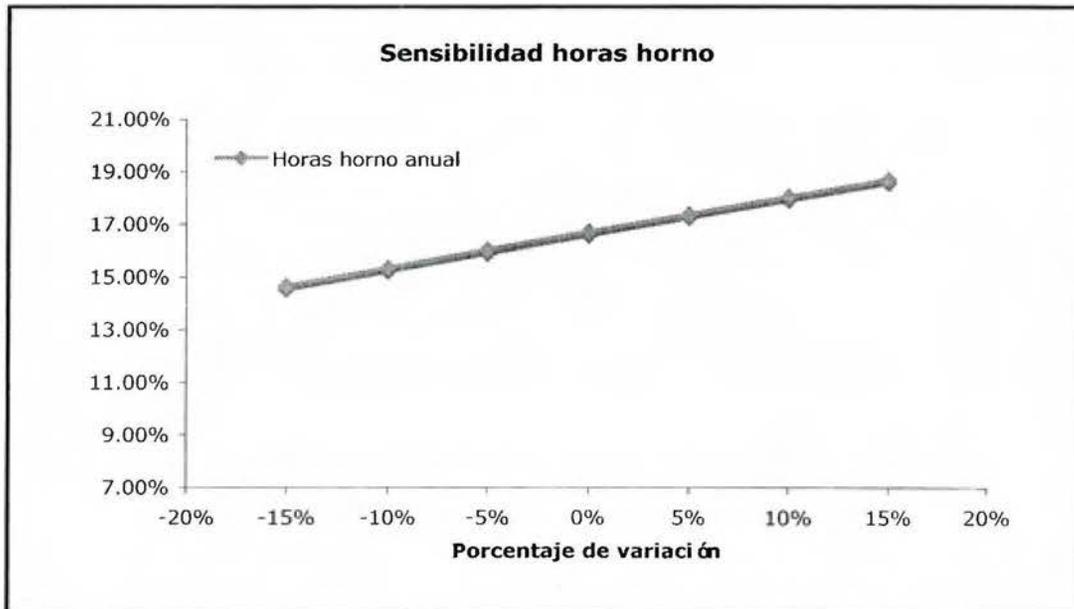
Figura 5.1 Análisis de sensibilidad respecto (a) al VAN y (b) la TIR.

Al observar las figuras anteriores se puede concluir que de estas cuatro variables, la que más afecta la rentabilidad del proyecto es la cantidad de kW generados, debido a que es la que muestra mayor pendiente. De la Figura 5.1 (a) se deduce que la principal variable que puede hacer que el proyecto no sea rentable es los kW generados, donde se ve que el proyecto deja de ser rentable si los kW generados disminuyen por debajo de un -13% de 480 kW (si baja de 418 kW), lo cual implica que el proyecto cuenta con poca holgura con respecto a esta variable. El monto del préstamo bancario también puede afectar la viabilidad económica del proyecto, pues si este es superior a US \$2.5 millones, el proyecto no es rentable.

En la Figura 5.2 se estudia la sensibilidad del proyecto a las horas de operación anuales del horno, donde 0% variación implica que el horno opera 7668 horas por año. El extremo inferior de la variación (-15%) estudia el caso en que el horno se encuentra detenido durante tres meses al año, mientras que el otro extremo describe que sucedería si el horno opera todo el año sin detenerse. Se puede observar en la Figura 5.2 que el proyecto es rentable aún si el horno no opera por tres meses al año, ya que el VAN nunca es menor a cero.



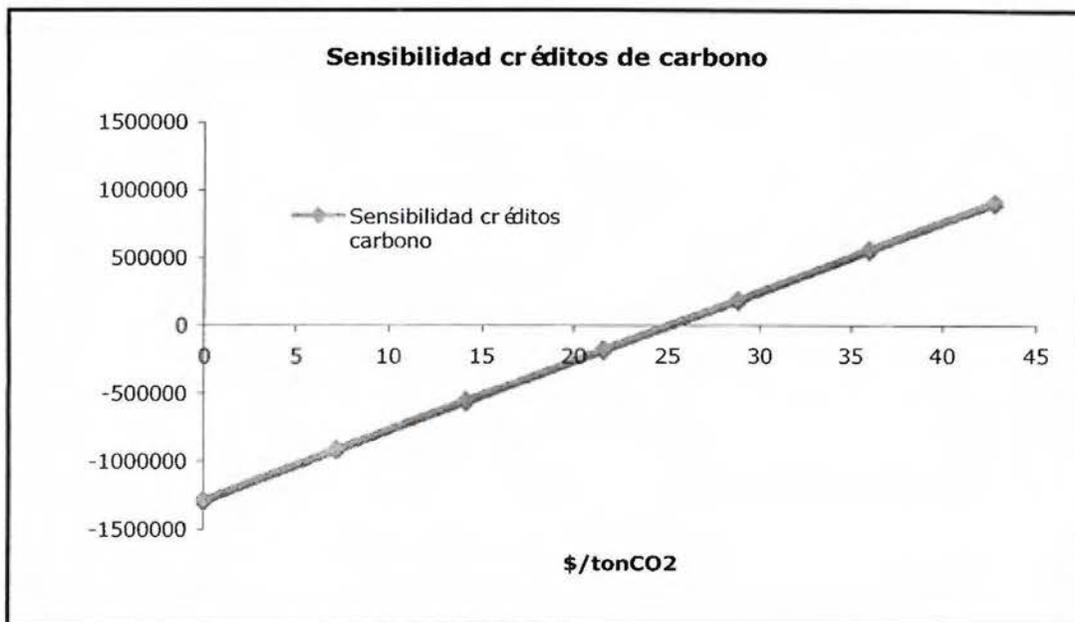
(a)



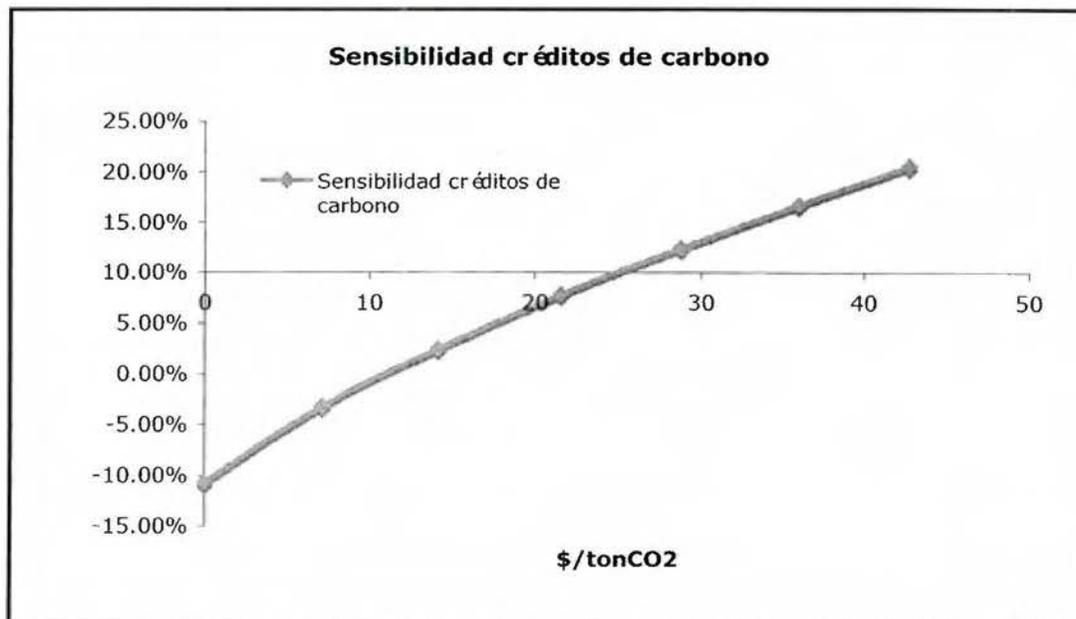
(b)

Figura 5.2 Análisis de sensibilidad de las horas de operación anuales del horno, respecto (a) al VAN y (b) la TIR.

La última variable estudiada en el análisis de sensibilidad es el valor de los créditos de carbono, cuyo estudio se ilustra en la Figura 5.3.



(a)



(b)

Figura 5.3 Sensibilidad a los créditos de carbono respecto (a) al VAN y (b) la TIR.

De las figuras anteriores se ve que el proyecto es afectado fuertemente por el valor de los créditos de carbono, ya que la recta tiene una pendiente considerable. Se puede observar que el proyecto no es viable económicamente sin los ingresos de los créditos de carbono, pues por debajo de \$25 por tonelada de CO₂, el VAN cae por debajo de cero. Este hecho es importante porque demuestra que el proyecto tiene adicionalidad si se le aplica la prueba de adicionalidad de inversión.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con base en la información recopilada, se concluye lo siguiente:

- El ciclo de Rankine Orgánico y el ciclo Kalina son las dos opciones para generar calor con fuentes de energía de baja temperatura. Se seleccionó el ciclo Kalina debido a que es más eficiente, opera mejor a condiciones parciales, es una tecnología nueva (lo cual contribuye a la adicionalidad del proyecto), y requiere menos agua de enfriamiento que el ciclo de Rankine Orgánico.
- Es técnicamente factible, mediante el ciclo Kalina, generar 480 kW para suministrar a la red eléctrica. Realizando una estimación por factores de la inversión requerida se encontró que se requiere una inversión de aproximadamente US\$1.8 millones. Las estimaciones por factores tienen una exactitud de -25% a +30%, por lo que la inversión se encuentra entre US\$1.4 y US\$2.4 millones.
- El proyecto es económicamente factible ya que el valor actual neto del proyecto es de US\$623 782, esto con base en un flujo de caja de 10 años, con una tasa mínima atractiva de rendimiento de 10%. Además la tasa interna de retorno es de 16.73%. Se espera que el sistema instalado opere por más de 10 años, lo cual mejora considerablemente la perspectiva del proyecto, ya que luego de este período el préstamo bancario ya ha sido cancelado, por lo que los ingresos aumentan en US\$290 000 anuales. En adición se espera que el valor de los créditos de carbono y la tarifa eléctrica aumenten con el tiempo, lo que contribuye financieramente con el proyecto.
- El análisis de sensibilidad indica que el proyecto es rentable siempre que se generen por lo menos 418kW, y los precios de los créditos de carbono no caigan por debajo de US\$25 por tonelada de dióxido de carbono. Esto último

implica que sin los ingresos de los créditos de carbono el proyecto no es rentable, lo cual demuestra la adicionalidad del proyecto.

- Se cuenta con una holgura de al menos $\pm 50\%$ en las variables tasa mínima atractiva de rendimiento y el costo total del producto. Con respecto a el monto del préstamo bancario y costo de los equipos, la holgura es de -50% y $+35\%$. Las horas de operación anual del horno cuentan con una holgura de al menos $\pm 15\%$.

Además se recomienda lo siguiente:

- Se recomienda cotizar directamente con los fabricantes de los equipos para mejorar la exactitud del estudio.
- Se recomienda pedir una cotización a una empresa que realice el proyecto “llave en mano”, para comparar con el presente estudio, estudiar las dos posibilidades y seleccionar la mejor opción.
- Se recomienda asegurar los ingresos de los créditos de carbono antes de proceder con el proyecto.

CAPÍTULO 7 BIBLIOGRAFÍA

7.1 Referencias bibliográficas

- Chisholm, D. (1980). *Development in heat exchanger technology*. Londres, Inglaterra. Applied Science Publishers.
- Kakaç, S. & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design* (2da ed). CRC Press.
- Kiameh, P. (2002). *Power Generation Handbook, Selections, Applications, Operation and Maintenance* (1ra ed). McGraw-Hill Professional
- Kuppan, T. (2000). *Heat exchanger desing handbook*. New York, NY. Marcel Dekker.
- Marcuccilli, F. & Mathiasin, H. (2006). *Kalina & organic Rankine cycles: how to choose the best expansion turbine?*. Cryostar:
www.cryostar.com
- Mirolli, M. D. (2006) *Cementing Kalina cycle effectiveness*. Industry Applications Magazine, IEEE. Volumen 12, edición 4, páginas 60-64.
- Mlcak, H. (2004). *An introduction to the Kalina cycle*. New York, NY. ASME International
- Moran, M., Shapiro, H. (2007). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. (6ta ed.). USA. John Wiley & Sons.
- Perry, R. H. & Green, D. (2007). *Perry's chemical engineers handbook* (8va ed.). McGraw-Hill Professional.
- Peters, M. S., Timmerhaus, K. D. & West, R. E. (2003). *Plant design and economics for chemical engineers* (5ta ed.). McGraw-Hill.
- Turton, R., Bailie, R., Whiting, W., Shaeiwitz, J. (2009). *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes*. Prentice Hall.

7.2 Referencias de internet

Autor desconocido.

<http://www.german-renewable-energy.com/Renewables/Navigation/Englisch/Geothermie/case-studies,did=241098.html?view=renderPrint>

Autor desconocido.

<http://www.exorka.com/index.php/husavik-kalina-plant.htm>

- Autor desconocido. (2000). *Experience based rules of chemical engineering*. Chemical Engineering Tools and Information.
<http://www.cheresources.com/exprules.shtml>
- Bronicki, L. (2000). *Organic Rankine power plant for waste heat recovery*. CEPSI, Manila, Filipinas. Accesado mediante la pagina de Ormat:
<http://www.ormat.com/>
- Faiman, D. (2009). *Solar energy in Israel*. Jewish Virtual Lybrary.
<http://www.jewishvirtuallibrary.org/jsource/Environment/Solar.html>
- Grossman, G. (2000). *Israeli section of the international energy society*. Faculty of Mechanical Energy, Technion, Haifa.
<http://www2.technion.ac.il/~ises/papers/IsraelSectionISESfinal.pdf>
- Hui, H., Nash, M. & Zaworski, F. (2009). *Ammonia prices and pricing information*.
<http://www.icis.com/v2/chemicals/9075153/ammonia/pricing.html>
- Leibowitz, H. & Mirolli, M. (1997, mayo). *First Kalina combined-cycle plant tested successfully*. Power Engineering.
http://pepei.pennnet.com/articles/article_display.cfm?article_id=44226
- Ormat Technologies Secures a \$65 Million Contract for a New Geothermal Power Plant in Costa Rica. (2009).
<http://www.ormat.com/news.php?did=137&aid=1be3ad8fd75b7baf46b6de921c48878c>
- Sandler, N. (2008, marzo). *At the zenith of solar energy*. BussinessWeek.
http://www.businessweek.com/globalbiz/content/mar2008/gb20080326_485582.htm?chan=search
- Spliethoff, H., & Schuster, A. (2006). *The organic Rankine cycle-Power production from low temperature heat*. Universidad Técnica de Múnich, Alemania. Institute for Energy Systems
http://engine.brgm.fr/web-offlines/conference-Electricity_generation_from_Enhanced_Geothermal_Systems_-_Strasbourg,_France,_Workshop5/other_contributions/40-slides-0-Spliethoff.pdf
- Universidad Rovira i Virgili (2005) *New working fluids for the binary power cycles*. Tarragona, España. Accesado mediante la página:
<http://www.etseq.urv.es/doctorat/web/>

APÉNDICE

APÉNDICE A

MUESTRA DE CÁLCULO

A continuación, se presenta la muestra de cálculo que se utilizó en la evaluación de la prefactibilidad técnica y económica de un proyecto de recuperación de calor para generar electricidad.

A.1 BALANCES DE MASA Y ENERGÍA

Se desglosan los balances de materia y energía para cada una de las operaciones unitarias.

A.1.1 Evaporador

Este equipo se encarga de evaporar la mezcla de agua-amoniaco, transfiriendo el calor de la corriente de aire al fluido de trabajo. La cantidad de energía transferida se calcula mediante:

$$\Delta H = m C_p \Delta T$$

Sustituyendo los valores de la corriente de aire:

$$\Delta H = 125957.1 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (1.01543 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) \cdot (200 - 133.2)^\circ\text{C} \cdot \frac{1\text{MJ}}{1000\text{kJ}} = 8544 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Este valor se encuentra tabulado en el Cuadro 4.5, fila 2, columna 3. Esto equivale a la energía absorbida por la corriente de agua-amoniaco, por lo que realizando un balance de calor se calcula el flujo másico de la mezcla agua-amoniaco:

$$8543761.29 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = m \cdot C_p \Delta T$$

$$m = \frac{8543761.29 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{13.225 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (185 - 110)^\circ\text{C}} = 8614 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Este valor es el flujo másico de las corrientes 3, 4, 8, 9, 10, 11 y 13 y se encuentra tabulado en el Cuadro 4.4.

A.1.2 Separador flash

En el separador entra una corriente de fracción mol 0.8 amoniaco, con una fracción de vapor de 0.63, un valor K de 0.131 para agua y 1.706 para el amonico, y esta corriente

es separada en una corriente de vapor y una líquida. La operación es un flash isotérmico, para la cual aplican las siguientes ecuaciones [Perry, 2007]:

$$x_i = \frac{z_i}{1 + (V/F)(K_i - 1)}$$

$$y_i = \frac{K_i z_i}{1 + (V/F)(K_i - 1)}$$

$$\sum_i \frac{z_i(1 - K_i)}{1 + (V/F)(K_i - 1)} = 0$$

Sustituyendo valores en esta última ecuación,

$$\frac{.8(1 - 1.706)}{1 + (V/F)(1.706 - 1)} + \frac{.2(1 - .131)}{1 + (V/F)(.131 - 1)} = 0$$

$$\Rightarrow (V/F) = 0.637$$

al resolver para (V/F) se obtiene 0.637, resultado que se muestra en el Cuadro 4.4 fila 8, columna 5. Este valor se sustituye en las primeras dos ecuaciones para calcular la fracción mol de amoníaco en la corriente líquida (x_{NH_3}), y la fracción mol de amoníaco en la corriente de vapor (y_{NH_3}):

$$x_{NH_3} = \frac{0.8}{1 + (0.637)(1.706 - 1)} = 0.55$$

$$y_{NH_3} = \frac{1.706 \cdot 0.8}{1 + (0.637)(1.706 - 1)} = 0.94$$

El flujo del fluido de trabajo es 8614 kg/h, lo que equivale a 500 kgmol/h, y como $V/F = 0.637$, despejando se obtiene el flujo de vapor, el cual se encuentra tabulado en el Cuadro 4.3, fila 12, columnas 2 y 4:

$$V = 500 \frac{\text{kgmol}}{\text{h}} \cdot 0.637 = 318.5 \frac{\text{kgmol}}{\text{h}}$$

Realizando un balance de materia general se obtiene el flujo de líquido que se encuentra tabulado en el Cuadro 4.4, fila 12, columna 3 y fila 21, columna 5:

$$F = V + L$$

$$L = 500 - 318.5 = 181.5 \frac{\text{kgmol}}{\text{h}}$$

Las corrientes F , V y L corresponden a las corrientes 4, 5 y 6, respectivamente, del diagrama de flujo del proceso.

A.1.3 Turbina

La cantidad de energía generada por la turbina se calcula a partir del cambio de entalpía de la corriente de entrada y salida, que corresponden a las corrientes 5 y 7 del diagrama de flujo.

$$\Delta H = mC_p \Delta T$$

$$\Delta H = 318.5 \frac{\text{kgmol}}{\text{h}} \cdot \frac{17.09 \text{kg}}{1 \text{kgmol}} \cdot 3.377 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (185 - 68.3)^\circ\text{C} \cdot \frac{1 \text{MJ}}{1000 \text{kJ}} = 2145.1 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Considerando una eficiencia de 0.88 [Marcuccilli, 2006] para el tipo de turbina seleccionada, el trabajo entregado por la turbina es:

$$W_T = \Delta H \cdot \eta$$

$$W_T = 2145.1 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * .88 \cdot \frac{1000 \text{kJ}}{1 \text{MJ}} \cdot \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} = 524.4 \text{kW}$$

Este valor se encuentra tabulado en unidades de MJ/h en el Cuadro 4.5, fila 3, columna 3.

A.1.4 Recuperador de calor 2

Este intercambiador recupera el calor de los fondos del separador flash y precalienta a 110°C la corriente que va al evaporador. Realizando un balance de calor y resolviendo se encuentra la temperatura de salida de los fondos del separador:

$$\Delta H = mC_p \Delta T = mC_p \Delta T$$

$$3170.3 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 7.295 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (185 - T_2)^\circ\text{C} = 8614 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 5.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (110 - 55)^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_2 = 67.4^\circ\text{C}$$

Este valor se encuentra en el Cuadro 4.4, fila 15, columna 5.

A.1.5 Recuperador de calor 1

Este intercambiador recupera el calor que permanece en el fluido de trabajo antes de entrar al condensador, y precalienta la corriente que viene de la bomba hasta 55°C. Realizando un balance de calor se encuentra la temperatura de la corriente antes de entrar al condensador.

$$\Delta H = mC_p \Delta T = mC_p \Delta T$$

$$8614 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 13.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (62.4 - T_2)^\circ\text{C} = 8614 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 4.721 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (55 - 32.4)^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_2 = 54.5^\circ\text{C}$$

Este valor se encuentra en el Cuadro 4.4, fila 24, columna 2.

A.1.6 Condensador

El condensador se encarga de remover el calor necesario para que a la bomba solo entre fluido en estado líquido, así que primero se calcula el calor que se debe remover del fluido de trabajo. Usando un diagrama de equilibrio líquido-vapor se determina que a 8.2 atm y una composición de 0.8 fracción mol amoníaco la condensación se logra a una temperatura de 30°C. Mediante un balance de calor se obtiene que para lograr esto se debe remover 6764 MJ/h, y considerando una temperatura del agua de enfriamiento de 25°C (la cual llega a 25.1°C gracias a la energía impartida por la bomba sobre el fluido) y limitando a 41°C la temperatura de salida, realizando un balance de calor se encuentra el flujo de agua de enfriamiento necesario:

$$\begin{aligned}\Delta H &= mC_p \Delta T \\ 6764171 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} &= m \cdot 4.174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (41 - 25.1)^\circ\text{C} \\ \Rightarrow m &= 101921 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Este valor corresponde al flujo másico de las corrientes 14, 15 y 16, y que se encuentra tabulado en el Cuadro 4.4, fila 31, columnas 3, 4 y 5.

A.1.7 Torre de enfriamiento

Este equipo se encarga de enfriar el agua de enfriamiento desde 41°C hasta 25°C. Calculando el cambio de entalpía se encuentra el calor que debe remover la torre de enfriamiento.

$$\begin{aligned}\Delta H &= mC_p \Delta T \\ \Delta H &= 101921 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (41 - 25)^\circ\text{C} \cdot \frac{1\text{MJ}}{1000\text{kJ}} \\ \Delta H &= 6816 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Este valor se encuentra en el Cuadro 4.5, fila 9, columna 3.

A.2 DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPOS

A.2.1 Evaporador

Para diseñar este equipo se hicieron las siguientes suposiciones:

- Intercambiador 1-1 de carcasa y tubos con cabeza fija
- Operación a contracorriente
- El fluido de trabajo fluye por los tubos
- Temperatura de entrada: 200°C el aire, y 110°C el fluido de trabajo
- Temperatura de salida: 133.2°C el aire, y 185°C el fluido de trabajo
- Coeficiente global de transferencia de calor (U) [ChemCAD]: 281.93 W/m² K
- El coeficiente ya incluye el factor de obstrucción

La temperatura logarítmica media (MLDT) es:

$$MLDT = \frac{(200 - 185) - (133.2 - 110)}{\ln\left(\frac{200 - 185}{133.2 - 110}\right)} = 18.8^\circ C$$

Con este valor se calcula el área de transferencia necesaria de la siguiente forma:

$$A = \frac{mC_p \Delta T}{U \cdot (MLDT)} = \frac{125957.1 \frac{kg}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 1.01543 \frac{kJ}{kg^\circ C} \cdot (200 - 133.2)^\circ C \cdot \frac{1000J}{1kJ}}{281.93 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 18.8^\circ C} = 447.8m^2$$

Este valor se encuentra tabulado en el Cuadro 4.6, fila 2, columna 4. El mismo procedimiento de cálculo se repitió para los recuperadores de calor y el condensador.

A.2.2 Bomba

Para dimensionar este equipo se realizaron las siguientes suposiciones:

- Bomba centrífuga multietapa
- Motor 3600 rpm
- Eficiencia de la bomba (η): 0.8
- Material de construcción: acero al carbón

Como se menciona en el capítulo 3, ecuación 3.1, la potencia de la bomba se determina por medio de la siguiente relación [Perry, 2007]:

$$kW = \frac{HQ}{3.599 \times 10^6}$$

donde kW es la potencia de la bomba en kW, H es la cabeza en Pascales y Q es el flujo volumétrico en m³/h. Calculando la cabeza en términos de pascales:

$$H = \rho \cdot g \cdot h$$

$$H = 648.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1025.5 \text{m}$$

$$H = 6528034.6 \text{Pa}$$

Sustituyendo esto en la ecuación anterior:

$$kW = \frac{6528034.6 \text{Pa} \cdot 13.275 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3.599 \times 10^6}$$

$$kW = 24.08 \text{kW}$$

Tomando una eficiencia de 0.8, se obtiene el consumo de potencia de la bomba, que se encuentra tabulado en el Cuadro 4.6, fila 8, columna 4:

$$kW = \frac{24.08 \text{kW}}{0.8}$$

$$kW = 30.1 \text{kW}$$

El mismo cálculo se realizó para la bomba del agua de enfriamiento.

A.2.3 Separador flash

Normalmente el procedimiento de dimensionamiento de separadores líquido-vapor consiste en utilizar la ecuación Souders-Brown para determinar la velocidad de vapor máxima permisible, y con esto calcular el área transversal del separador, y consecuentemente el diámetro (<http://www.crazyengineers.com/forum/chemical-metallurgy-engineering/1257-design-vapor-liquid-separators.html>). La ecuación Souders-Brown es:

$$V_{\max} = k \cdot \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.5}$$

donde V_{\max} es la velocidad de vapor máxima permisible en m/s, k es 0.107 m/s (cuando el separador tiene una malla en la parte superior para evitar arrastre de líquido) y ρ_l , ρ_v son las densidades de la corriente líquida y vapor respectivamente. Sin embargo la ecuación Souders-Brown no aplica a condiciones cerca de las condiciones críticas del fluido (<http://www.geekinterview.com/talk/579-design-vapor-liquid-separator-knockout-drum.html>), por lo que se dimensiona el separador usando una razón de longitud a diámetro de 5, y el volumen tal que pueda contener 5 minutos de inventario líquido de manera que el nivel del líquido llegue cerca a la mitad del tanque. El flujo de líquido que sale del separador es de $8.85 \text{m}^3/\text{h}$, así:

$$Q_l = 8.85 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{h}}{60 \text{min}} \cdot 5 \text{min} = 0.737 \text{m}^3$$

Para que esta cantidad de líquido llegue cerca a la mitad del tanque, se toma que este valor es igual al 40% del volumen total del tanque, por lo que el volumen del tanque es:

$$V_{tot} \cdot 0.4 = 0.737m^3$$

$$\Rightarrow V_{tot} = 1.84m^3$$

Utilizando la geometría se calcula el largo y ancho del separador:

$$V_{tot} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot l, l/D = 5$$

$$\Rightarrow V_{tot} = \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot 5$$

$$1.84m^3 = \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot 5$$

$$\Rightarrow D = 0.77m, l = 3.8m$$

Los valores anteriores están tabulados en el Cuadro 4.6, fila 3, columna 4.

A.3 ANÁLISIS ECONÓMICO

A.3.1 Cálculo de la inversión de capital fijo (ICF)

La inversión de capital fijo se determina sumando los costos directos e indirectos del proyecto, con base en la siguiente relación:

$$ICF = CD + CI$$

Usando los datos del Cuadro 5.2, filas 10 y 16, columna 3, se obtiene:

$$ICF = 1\,403\,260 + 456\,482 = 1\,859\,742 \text{ US\$}$$

resultado que se muestra en el Cuadro 5.2, fila 17, columna 3.

A.3.2 Cálculo de la inversión total de capital (ITC)

La inversión total de capital se obtiene sumando el valor de la inversión de capital fijo (ICF) y el capital de trabajo (CT) mediante la siguiente ecuación:

$$ITC = ICF + CT$$

en la cual usando los datos del Cuadro 5.3, filas 2 y 3, columna 2, se obtiene el siguiente resultado:

$$ITC = 1\,859\,742 + 10 = 1\,849\,752 \text{ US\$}$$

que se ubica en la fila 4, columna 2, del mismo cuadro.

A.3.3 Cálculo de la inversión de capital de trabajo

La inversión de capital de trabajo se estima con base en un mes, y en este proyecto se considera solo la materia prima y los servicios. Primero se calcula la materia prima, el costo del amoníaco. Se estima que se requieren 22 galones al año de amoníaco para reponer pérdidas, lo cual equivale a 1.8 galones al mes, que para lograr un estimado conservador se redondea a 3 galones al mes. Tomando un valor de 500 US \$ por tonelada de amoníaco tal como se menciona en la sección 5.1.2, y una densidad de amoníaco líquido de 670 kg por metro cúbico, se obtiene:

$$500 \frac{\$}{\text{ton}} \cdot \frac{1\text{ton}}{1000\text{kg}} \cdot \frac{670\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1\text{m}^3}{1000\text{L}} \cdot \frac{3.785\text{L}}{1\text{gal}} \cdot \frac{3\text{gal}}{1\text{mes}} = 3.8 \frac{\$}{\text{mes}}$$

Luego se calcula el costo de los servicios, o sea, el agua de reposición, el cual para 1.5 L/s es de 10 264.97 por trimestre. El consumo de agua se estima en 5.1 metros cúbicos por hora.

$$5.1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot \frac{1000\text{L}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1\text{s}}{1.5\text{L}} \cdot \frac{10264.97\text{colones}}{3\text{meses}} \cdot \frac{1\$}{582\text{colones}} = 5.55 \frac{\$}{\text{mes}}$$

Sumando estos dos valores se obtiene un total de \$9.35 por mes lo cual se redondea a \$10 por mes para ser conservador y se muestra en el Cuadro 5.3, fila 3, columna 2.

A.3.4 Cálculo del costo total del producto (CTP)

El costo total del producto (CTP) se calcula con base en un año, mediante la siguiente relación:

$$CTP = CVP + CFP$$

Los costos variables del producto (CVP) se compone de materia prima, servicios (agua) y mantenimiento y reparación. La materia prima y servicios se calculan multiplicando el consumo mensual de amoníaco (\$3.8) y de agua (\$5.55) por los doce meses del año y redondeando:

$$3.8 \frac{\$}{\text{mes}} \cdot \frac{12\text{meses}}{1\text{año}} \approx 50 \frac{\$}{\text{año}}$$

$$5.55 \frac{\$}{\text{mes}} \cdot \frac{12\text{meses}}{1\text{año}} \approx 70 \frac{\$}{\text{año}}$$

El mantenimiento y reparación se calcula como el 1.5% de la inversión de capital fijo (ICF) según [Peters, 2003], lo cual equivale a \$27 896. Sumando estos tres valores se tiene que los CVP son \$28 016 por año, valor que se encuentra en el Cuadro 5.4, fila 5, columna 3.

Los costos fijos del producto (CFP) se componen de seguros lo cual se calcula como el 0.4% de la ICF según [Peters, 2003], lo cual equivale a \$7 439 por año. De esta manera se tiene:

$$CTP = 27\,896 + 7\,439 = 35\,455 \text{ US \$}$$

valor que se encuentra tabulado en el Cuadro 5.4, fila 8, columna 3.

A.3.5 Cálculo de la depreciación

La depreciación se calculó mediante el método de la línea recta, el cual aplica un cargo uniforme a cada año. Los equipos se deprecian a diez años, por lo que la depreciación se calcula tomando el costo del equipo, por ejemplo el evaporador, del Cuadro 5.1, fila 2, columna 3 y dividiendo por diez años:

$$\frac{\$211000}{10\text{años}} = 21100 \frac{\$}{\text{año}}$$

valor que se tabula en el Cuadro 5.5, fila 2, columna 2. La depreciación de los demás equipos se calculó de la misma manera. Para el caso del edificio de la turbina, la depreciación de edificios se toma a 50 años, por lo que se calcula dividiendo el costo del Cuadro 5.2, fila 8, columna 3 entre 50 años:

$$\frac{\$83460}{50\text{años}} = 1670 \frac{\$}{\text{año}}$$

valor que se tabula en el Cuadro 5.5, fila 11, columna 2.

A.3.6 Cálculo de la cuota anual de interés

Este interés se calcula multiplicando el principal por la tasa de interés usada por el banco, mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Cuota interés} = P \cdot i$$

Tomando los datos del Cuadro 5.6, fila 3, columna 2, y el valor del 9% correspondiente al interés anual, se obtiene:

$$\text{Cuota interés} = 1\,603\,908 \cdot 0.09 = 144\,352 \text{ US \$}$$

resultado que se muestra en la fila 3, columna 4 del mismo cuadro.

A.3.7 Cálculo de la cuota anual

El pago que se debe realizar cada año se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$N = P_o \left[\frac{1 + i \cdot \sum_1^N (1+i)^{j-1}}{\sum_1^N (1+i)^{j-1}} \right]$$

La sumatoria se calcula de 1 a 10 debido a que el préstamo es a 10 años, utilizando el valor del principal del Cuadro 5.6, fila 2, columna 2, con un interés anual de 9% se tiene:

$$N = 1859742 \cdot \left[\frac{1 + (0.09 \cdot 15.193)}{15.193} \right] = \$289785$$

resultado que se encuentra en Cuadro 5.6, filas 2 a 11, columna 3.

A.3.8 Cálculo del pago del préstamo principal para el siguiente año

El pago del préstamo principal para el año siguiente se calcula con la fórmula:

$$P_{i+1} = P_i - \text{Amortización}$$

Así, usando el valor del principal del Cuadro 5.6, fila 2, columna 2 y el valor de la amortización de la fila 2, columna 5 del mismo cuadro se tiene:

$$P_{i+1} = 1\ 859\ 742 - 122\ 408 = 1\ 737\ 334 \text{ US \$}$$

valor localizado en la fila 3, columna 2 del mismo cuadro.

A.3.9 Cálculo del costo total anual

El costo total anual se calcula sumando el costo total del producto, los pagos de intereses por financiamiento y la depreciación. Usando los datos del Cuadro 5.7, fila 2 columnas 2, 3 y 4:

$$35\ 455 + 167\ 377 + 65\ 870 = 268\ 702 \text{ US \$}$$

valor que se tabula en la fila 2, columna 5 del mismo cuadro.

A.3.10 Cálculo de los ingresos

Los ingresos se obtienen por medio de ahorros de electricidad y créditos de carbono.

El cargo por electricidad (http://www.grupoice.com/esp/ele/docum/politicas_tarifas.htm) se compone de tres rubros, los cuales son energía, potencia y transmisión. Primero se calculan los ahorros de energía, para el cual hay tres cargos dependiendo del período. El período de punta (entre las 10:01 y 12:30 horas, y entre 17:31 y 20:00 horas), período valle (entre 6:01

y 10:00 horas, y entre las 12:31 y 17:30), y el período nocturno (entre 20:01 y 6:00 horas del día siguiente). Tomando una operación anual del horno de 7668 horas (dato obtenido por medio de ingenieros de la empresa), corresponden 1597.5, 2875.5, y 3195 horas a los períodos de punta, valle y nocturno, respectivamente. Considerando un cambio de 582 colones por dólar, las tarifas son de \$0.091, \$0.034 y \$0.022 por kW-h para los períodos de punta, valle y nocturno, respectivamente. Considerando 480kW de generación neta de electricidad, para el caso del período de punta se realiza el siguiente cálculo:

$$480kW \cdot 1597.5h \cdot 0.091 \frac{\$}{kWh} = 69779 \frac{\$}{año}$$

Repitiendo este cálculo para los períodos de valle y nocturno, se obtiene que el total de ahorros por energía es:

$$\$69779 + \$46928 + \$33739 = 150446 \frac{\$}{año}$$

valor que se encuentra tabulado en el Cuadro 5.8, fila 2, columna 2.

Los ahorros por potencia se calculan a continuación. Para el cargo por potencia se factura la carga promedio más alta para cualquier intervalo de 15 minutos durante el mes. Las tarifas en este caso son de \$14.81, \$10.34 y \$6.62 por kW para los períodos de punta, valle y nocturno respectivamente. Basado en una factura anterior, la carga máxima es aproximadamente 8500kW en período de punta, y 15000kW en los períodos valle y nocturno. De esta manera para el período punta el cargo es:

$$8500kW \cdot 14.81 \frac{\$}{kW} = 125885 \frac{\$}{mes}$$

El mismo cálculo para los períodos valle y nocturno, sumando estos valores el total es:

$$\$125885 + \$160270 + \$102610 = 388765 \frac{\$}{mes}$$

Como se generarán 480kW, se espera que la carga máxima se reduzca a 8020kW en período de punta, y 15020kW en valle y nocturno. Repitiendo el mismo cálculo anterior con estos datos se tiene que el total es:

$$\$118776.2 + \$155306.8 + \$99432.4 = 373515.4 \frac{\$}{mes}$$

La diferencia de estas dos cantidades será el dinero ahorrado mensualmente por cargos de potencia; multiplicando por doce meses al año:

$$\begin{aligned}
 \$388765 - \$373515.4 &= 15249.6 \frac{\$}{\text{mes}} \\
 15249.6 \frac{\$}{\text{mes}} \cdot 12 \frac{\text{meses}}{\text{año}} &= 182995 \frac{\$}{\text{año}}
 \end{aligned}$$

valor que se encuentra tabulado en el Cuadro 5.8, fila 3, columna 2.

El tercer cargo es el de transmisión, cuyo costo es \$0.0117 por cada kW-h que sea retirado del servicio de transmisión del ICE. El consumo disminuirá en 480kW, por 7668 horas al año, lo cual equivale a 3 680 640 kW-h por año. El ahorro será:

$$3680640 \frac{kWh}{\text{año}} \cdot 0.011753 \frac{\$}{kWh} = 43259 \frac{\$}{\text{año}}$$

valor tabulado en el Cuadro 5.8, fila 4, columna 2.

El impuesto de ventas se cobra a los cargos de energía y potencia, y como estas cargas disminuyen, hay una disminución en los impuestos que se deben pagar. Estos se calculan sumando el ahorro por energía y potencia y multiplicando por el 13% del impuesto de ventas:

$$(\$150446 + \$182995) \cdot 0.13 = 43347 \frac{\$}{\text{año}}$$

valor tabulado en el Cuadro 5.8, fila 5, columna 2.

Sumando los ahorros por energía, potencia, transmisión e impuesto de ventas se obtiene el ahorro total anual:

$$\$150446 + \$182995 + \$43259 + \$43347 = 420047 \frac{\$}{\text{año}}$$

dato que se tabula en el Cuadro 5.8, fila 6, columna 2.

El valor de los créditos de carbono se obtuvo por medio de la empresa, y aumentan cada año (valores en \square /ton CO₂): 12 en el 2009, 16 en el 2010, 20 en el 2011, 25 en el 2012, y 30 desde el año 2013 en adelante. Las emisiones de CO₂ a la atmósfera con base en la electricidad generada que se compra actualmente al ICE se toma como 2.27 tonCO₂/MW-h según una información obtenida en una comunicación privada.

Con estos datos se calcula el ingreso por medio de los créditos de carbono de la siguiente manera: tomando una generación neta de electricidad de 480 kW generada por el sistema según se menciona en el capítulo 4, y multiplicando por las 7668 horas de operación anual del horno mencionadas anteriormente se obtienen los MW-h anuales.

$$480kW \cdot \frac{7668horas}{año} \cdot \frac{1MW}{1000kW} = 3680.64 \frac{MW-h}{año}$$

Luego tomando el valor del crédito de carbono del año 2013, que equivale a \$42.77/tonCO₂ (a un cambio de \$1.42567/□ 1), y el dato de 2.27tonCO₂ por MW-h consumido, se calcula el ingreso anual de los créditos de carbono:

$$3680.64 \frac{MW-h}{año} \cdot \frac{2.27tonCO_2}{MW-h} \cdot \frac{\$42.77}{tonCO_2} = 357345.61 \frac{\$}{año}$$

dato que se tabula en el cuadro 5.9, fila 3, columna 6. Se realiza un cálculo análogo para los demás años.

A.3.11 Cálculo de la ganancia neta

La ganancia neta se calcula tomando los ahorros anuales, sumando la depreciación, y restando los costos y la amortización del préstamo. Tomando los datos del Cuadro 5.10, para el segundo año:

$$\$655333 + \$65870 - \$257685 - \$133425 = \$330093$$

valor que se tabula en el Cuadro 5.10, fila 3, columna 6. El mismo cálculo se repite para los demás años.

A.3.12 Cálculo del valor actual neto (VAN)

El valor actual neto se calcula usando la ecuación:

$$VAN = -ITC + \sum_1^N \frac{GN_i}{(1+r)^i}$$

Usando una tasa mínima atractiva de rendimiento (r) del 10%, y con el dato de la ITC del Cuadro 5.3, fila 4, columna 2, y la ganancia neta del Cuadro 5.10, filas 2 a 11, columna 6, se resuelve la ecuación anterior, obteniéndose como resultado un VAN de \$623 782, el cual se muestra en el Cuadro 5.11, fila 2, columna 2.

A.3.13 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

El cálculo de la tasa interna de retorno se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$0 = -ITC + \sum_1^N \frac{GN_i}{(1+r)^i}$$

Empleando la ITC del Cuadro 5.3, fila 4, columna 2, y la ganacia neta del cuadro 5.10, filas 2 a 11, columna 6, y resolviendo para r se obtiene como resultado 16.73%, el cual se encuentra en el Cuadro 5.11, fila 3, columna 2.

A.3.14 Cálculo del retorno sobre la inversión (RSI)

La siguiente ecuación se emplea para calcular el retorno sobre la inversión:

$$RSI = \frac{GN_{Prom.}}{ITC} \cdot 100$$

Con el promedio de los datos del Cuadro 5.10, filas 2 a 11, columna 6, y el valor del Cuadro 5.3, fila 4, columna 2, se tiene:

$$RSI = \frac{579776}{1859752} \cdot 100 = 22.46\%$$

valor que se localiza en el Cuadro 5.11, fila 4, columna 2.

APÉNDICE B
NOMENCLATURA

A	área,	m^2
C_p	capacidad calorífica,	$kJ/kg^{\circ}C$
CD	costos directos,	US \$
CFP	costos fijos del producto,	US \$
CI	costos indirectos,	CI
CT	capital de trabajo,	US \$
CTP	costo total del producto,	US \$
CVP	costos variables del producto,	US \$
D	diámetro,	m
F	flujo masa alimentación al flash,	$kgmol/h$
GN_i	ganancia neta en el año i,	US \$
GN_{Prom}	ganancia neta promedio,	US \$
H	cabeza dinámica total,	Pa
ICF	inversión de capital fijo,	US \$
ITC	inversión total de capital,	US \$
K	valor K de equilibrio líquido-vapor,	adim.
kW	energía eléctrica requerida por bomba,	kW
L	flujo másico líquido (fondos) del flash,	$kgmol/h$
N	cuota anual del préstamo,	US \$
P	presión,	atm
Q	capacidad o flujo volumétrico,	m^3/h
RSI	retorno sobre la inversión,	%
T	entropía,	$^{\circ}C$
TIR	tasa interna de retorno,	%
U	coeficiente global transferencia calor,	W/m^2K
V	flujo másico vapor del flash,	$kgmol/h$
V_{tot}	volumen del tanque del flash,	m^3
VAN	valor actual neto,	US \$
W_T	electricidad generada por la turbina,	kW
h	cabeza,	m
i	interés,	%

l	longitud del tanque del flash,	m
m	flujo de masa,	kg/h
r	tasa mínima atractiva de rendimiento,	%
x_i	fracción mol fondos separador flash,	adim.
y_i	fracción mol vapor separador flash,	adim.
z_i	fracc. mol alimentación al flash,	adim.

Letras griegas

η	eficiencia,	adim.
ρ	densidad,	kg/m ³
ΔH	cambio de entalpía,	kJ/h
ΔT	cambio de temperatura,	°C