



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA**

CENTRO EN INVESTIGACION EN ENERGIA

**OPTIMIZACION ENERGETICA DE UNA PLANTA DE
COGENERACION EN UNA INDUSTRIA DE PULPA Y
PAPEL**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERIA

ENERGIA-PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGIA

P R E S E N T A :

ELIZABETH CORTES RODRIGUEZ



TUTOR:

DR. WILFRIDO RIVERA GOMEZ-FRANCO

2008



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: **DR. BEST Y BROWN ROBERTO**

Secretario: **DR. RIVERA GÓMEZ FRANCO WILFRIDO**

1^{er.} Vocal: **DR. SIQUEIROS ALATORRE JAVIER**

1^{er.} Suplente: **DR. ISLAS SAMPERIO JORGE MARCIAL**

2^{do.} Suplente: **DR. CASTRO MONTOYA AGUSTIN J.**

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

**CENTRO DE INVESTIGACION EN ENERGIA
TEMIXCO, MORELOS.**

**TUTOR DE TESIS:
DR. WILFRIDO RIVERA GOMEZ-FRANCO**

FIRMA

INDICE GENERAL

Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Principales retos en el siglo 21	2
1.2 Métodos de integración de energía	5
1.3 Justificación	9
1.4 Objetivos	10
1.5 Estructura de la tesis	10
1.6 Referencias bibliograficas	12
<hr/>	
Capítulo 2 Descripción de la planta de cogeneración y equipos aledaños	14
2.1 Introducción	14
2.2 Descripción del sistema	15
2.3 Descripción general de la planta de cogeneración	16
2.3.1 Tratamiento térmico del licor (LHT)	18
2.3.2 Caldera de recuperación RB-2	24
2.4 Conclusiones	36
2.5 Referencias bibliograficas	37
<hr/>	
Capítulo 3 Análisis de exergía y métodos de optimización	38
3.1 Introducción	38
3.2 Análisis de exergía-método exergético	39
3.2.1 Conceptos básicos	39
3.2.2 Dependencia de la eficiencia global del sistema de las eficiencias de los elementos del sistema	44
3.2.3 Relación de la eficiencia de un sistema y sus elementos	46
3.2.4 Análisis y optimización termodinámica de sistemas ingeniérriles	49
3.2.5 Análisis termoeconómicos y evaluación	53
3.2.6 Optimización termodinámica y económica	61
3.2.7 Optimización de equipo y costos de operación	64
3.3 Conclusiones	67
3.4 Referencias	68
<hr/>	
Capítulo 4 Análisis de exergía, optimización termoeconómica y exergoeconomica	69
4.1 Introducción	69
4.2 Análisis de exergía	70
4.2.1 Identificación de variables	70
4.2.2 Sistema de referencia	70
4.2.3 Calculo de la irreversibilidad (I) o trabajo perdido (LW)	72
4.3 Análisis termodinámico	84
4.3.1 Análisis exergético estático	85

4.3.2 Caldera de recuperación (RB-2) y turbogenerador- análisis a detalles	89
4.4 Análisis de resultados	104
4.5 Comparación de resultados de la caldera RB-2: primera y segunda ley	105
4.6 Diagrama de Grassman del sistema de estudio	108
4.7 Optimización termodinámica y exergoeconomica	109
4.8 Optimización termoeconómica	112
4.9 Conclusiones	126
4.10 Referencia bibliograficas	126
<hr/>	
Capitulo 5 Análisis e implementación de equipos para incrementar la eficiencia de la planta	127
5.1 Introducción	127
5.2 Antecedentes	128
5.3 Evaporación	129
5.3.1 Balance de materia y energía en un evaporador	130
5.3.2 Numero optimo de efectos	131
5.4 Análisis del sistema de estudio	134
5.5 Metodología para determinar el numero optimo de efectos	137
5.6 Ecuaciones para la determinación del numero optimo de efectos	140
5.7 Análisis de resultados	145
5.8 Conclusiones	150
5.9 Referencias bibliograficas	150
<hr/>	
Capitulo 6 Integración energética de la planta de pulpa y papel	151
6.1 Introducción	151
6.2 Análisis global del sitio	152
6.3 Tecnología Pinch y análisis de exergía	153
6.4 La gran curva compuesta	154
6.5 Transformadores de calor	156
6.5.1 Transformador de calor de una etapa	157
6.5.2 Transformador de calor de doble absorción	158
6.5.3 Evaluación económica	159
6.6 Comportamiento fuera de diseño debido a la variación de carga	160
6.6.1 Operación optima de un sistema	161
6.7 Metodología	163
6.8 Resultados	165
6.8.1 Estudios preliminares	165
6.8.2 Optimización termoeconómico	167
6.8.3 Análisis pinch, termoeconómico y exergoeconómico	172
6.9 Conclusiones y recomendaciones	182
6.10 referencias bibliograficas	183

Conclusiones y recomendaciones	184
Conclusiones	184
Recomendaciones	186
Apéndice A Datos de operación	187
A.1 Introducción	187
A.2 Evaporadores	187
A.2.1 Línea no.1	187
A.2.2 Línea no. 2	188
A.2.3 Línea no. 3	188
A.3 Tratamiento térmico (LHT)	189
A.4 Caldera de recuperación (RB-2)	191

Apéndice B Balances de materia y energía de la caldera de recuperación y el tratamiento térmico	192
B.1 Introducción	192
B.2 Balances de materia y energía	192
B.2.1 Balances de materia de la caldera de recuperación (RB-2)	192
B.2.2 Balance de materia	193
B.2.3 Balance de energía	199
B.2.4 Conclusiones	201
B.3 Tratamiento térmico	204
B.3.1 Conclusiones	209
B.4 Referencias bibliograficas	211

Apéndice C Análisis de la primera ley	212
C.1 Introducción	212
C.2 Antecedentes	212
C.3 Determinación de las condiciones de operación optimas a partir de las condiciones actuales	213
C.3.1 Evaporadores	214
C.3.1.1 Resultados obtenidos de la optimización no lineal	217
C.3.2 Tratamiento térmico (LHT)	217
C.3.3 Caldera de recuperación y turbogenerador	219
C.4 Conclusiones	221
C.5 Referencias bibliograficas	221

Apéndice D Programa de visual Basic para la simulación y análisis de la caldera de recuperación y los equipos aledaños	222
D.1 Introducción	222
D.2 Programa de la planta de cogeneración y los equipos aledaños	222
D.3 Pantallas del software desarrollado	223
D.4 Referencias bibliograficas	226

RESUMEN

La conservación de la energía es un punto clave en nuestra economía actual y lo será en el futuro, siendo el uso más eficiente de la misma, la manera más efectiva de reducir la creciente demanda energética. En esta investigación se desarrolla un análisis energético y exergético a una planta de cogeneración en una de las industrias más demandantes y a la vez derrochadoras de energía, una industria de pulpa y papel. Siendo el objetivo de la misma lograr una reducción en el uso de la energía entrante al sistema mediante un eficiente uso. Para la realización de lo anterior, se han utilizado diferentes técnicas de integración de energía, siendo algunas de estas, el análisis de exergía, termoeconómico y el del punto de pliegue, en el estudio de la planta de cogeneración y los equipos aledaños.

La producción de vapor y energía eléctrica de la planta de cogeneración depende de las demandas de la planta de pulpa y papel, por lo que, se caracterizaron energética y exergéticamente todas las corrientes de materia y energía relacionadas con la planta de cogeneración y los equipos aledaños, lo que permitió analizar las variables más importantes de operación del proceso e identificar y localizar las principales áreas de pérdida energética y exergética, permitiendo sugerir y realizar cambios de operación en la caldera de recuperación, turbogenerador, tratamiento térmico y en las tres líneas de evaporadores, estableciendo y desarrollando curvas de operación que permiten determinar el máximo punto de eficiencia al menor costo para cada equipo analizado. Así mismo, se desarrolló el diseño de una nueva línea de evaporadores que sustituirá a dos de las existentes. Y por último se analizó la implementación de un transformador de calor en el sistema de generación de vapor y el comportamiento del sistema a diferentes cargas de producción. Los resultados obtenidos han permitido el desarrollo de un software en Visual Basic 6.5 que en base a lo anteriormente expuesto, establece las condiciones de operación y de diseño de los equipos involucrados que conducen a la máxima utilización de la energía en la industria en cuestión logrando importantes ahorros energéticos y económicos.

ABSTRACT

The energy conservation is a main point in our current economy and it will follow being the same in the future, the efficient use of this energy can reduce the energetic demand. In this research an exergetic analysis was developed in one of the most demanding and wasteful industries of energy -pulp and paper mill- which has a cogeneration plant.

The objective of this work was to achieve the reduction of energy in an existing cogeneration plant in a pulp and paper mill and minimize the waste gas emissions in the recovery boiler.

Different techniques of energy integration were used, being one of them the exergetic analysis, the thermoeconomics study and the pinch technology in the cogeneration plant and its surroundings.

The production of steam and electric power of the cogeneration plant depends on the demands of the system plant, so that, it was analyzed in the energetic and exergetic ways, from the material and energy streams related with the cogeneration plant to the bordering equipment which allowed to analyzed the most important variables in the process operation and to identify and locate the main areas of energy loss, allowing to suggest and carry out operation changes in the recovery boiler, the turbogenerator, the thermal treatment and the evaporators lines, being able to settle down and to develop the design of a new evaporator line that will substitute the existent ones and operation curves were obtained of the analyzed equipment to achieve the highest efficiency point at the lowest cost. And finally an analysis of a heat transformer into the steam generation system and the behavior of the system under different steam load were developed. The results have allowed the development of a software in Visual Basic 6.5, that establishes the conditions of operation and the design of a new equipment with the task to achieve the maximum use of energy in this mill with important economical and energetic savings.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Introducción

El incremento en la demanda de productos industriales aunado al crecimiento poblacional mundial y a las tecnologías de conversión energéticas actuales han desencadenado la actual crisis energética, misma, que propicia la búsqueda de nuevas tecnologías competitivas, y el uso eficiente de las tecnologías existentes (El-Sayed, 2003). Dentro de los grandes retos que se presentan en el siglo 21 se encuentra la producción, almacenamiento, transporte, entrega y uso final de la energía. Las reservas conocidas apenas cubren la necesidad del combustible fósil de los países desarrollados. A esto se agrega la creciente demanda de las naciones en vías de desarrollo, en Asia, Latinoamérica o África sobre las reservas de energía. Por lo que, desde hace algunos años ha surgido una iniciativa mundial para el ahorro de la energía, la cual se hace cada vez más importante conforme los costos de energía continúan aumentando. Aplicada a todos los niveles de consumo desde el doméstico, hasta el industrial. Las estrategias utilizadas a nivel industrial para lograr el uso eficiente y conservación de la energía no deben restringir ni obstaculizar su producción ni calidad. Siendo necesaria la aplicación de métodos de ahorro de energía para incorporar el uso eficiente de la energía a las operaciones existentes en una planta industrial y en el diseño de nuevos equipos, tales como: el método de Exergía, Termoeconomía, Exergoeconomía y Pinch, los cuáles se han desarrollado en el análisis de una planta de cogeneración y sus equipos aledaños, en una industria de pulpa y papel existente, cuyos resultados se muestran en esta investigación. En este capítulo se describen brevemente la situación energética mundial y nacional en la actualidad, las diferentes fuentes de energía y sus alcances, los antecedentes y fundamentos de los diferentes métodos que existen para lograr un uso eficiente de la energía, los factores que han influido en la actual crisis energética, se reseñan los capítulos restantes que conforman esta investigación, así como la justificación y objetivos establecidos al inicio de la misma.

1.2 Principales retos en el siglo 21

En los inicios del presente siglo, se visualizan tres principales retos a nivel mundial siendo estos relacionados con la energía, de forma directa o indirecta, los cuales son (Björn, 2007):

- La disponibilidad y amplio acceso a servicios de salud confiables y accesibles
- Producción y distribución de comida y su convergencia con la producción de energía
- Producción, almacenamiento, transporte, entrega y uso final de la energía.

Siendo el crecimiento demográfico y el fin de la era del petróleo los principales factores que influirán en las investigaciones y soluciones a los retos anteriores.

De acuerdo con la fuente de datos de las Naciones Unidas, se estima que existirá un crecimiento demográfico a nivel mundial en el 2050 de 9.1 billones, un incremento de 2.6 billones con respecto a 2005, con una distribución de población, en la cual, la población de Europa, disminuirá con respecto a los 730 millones de habitantes que tiene en el presente a 650 millones, mientras que en África y Asia, se incrementará a 1.4 y 5.2 billones de 910 y 3.9 billones respectivamente. Y la India tendrá la mayor población con 1.6 billones con respecto a China con 1.4 billones.

Es difícil predecir cuando ocurrirá el agotamiento y el fin de la era del petróleo, posiblemente será durante la primera mitad del siglo 21, existen diferentes estudios acerca de esto, uno de los más conocidos es la curva de Hubbert, la cual indica que las reservas mundiales de petróleo tienen un máximo en 16 millardos de barriles de petróleo en el año 2000, a partir del cual existe un descenso en la producción del mismo, cuyo agotamiento ocurriría en el año 2010 (Figura 1.1), sin embargo según, ASPO (Asociación para el Estudio del Pico del Petróleo y el Gas por sus iniciales en inglés) se habría producido un retraso de unos 10 años con respecto a las previsiones iniciales de Hubbert, resaltando el hecho de que el factor limitante en la extracción del petróleo será la energía requerida y no el costo económico. Aun siendo controvertida, esta teoría es ampliamente aceptada entre la comunidad científica y la industria petrolera (Wasti S., 2004).

Lo cierto es que en los últimos años ha existido un incremento en la producción y utilización de todo tipo de energía, de acuerdo con datos de la OECD (Organización para el

Desarrollo y Cooperación Económica por sus siglas en ingles), el suministro de energía primaria a nivel mundial se ha incrementado 8 veces su utilización de 70,200 TWh en 1943

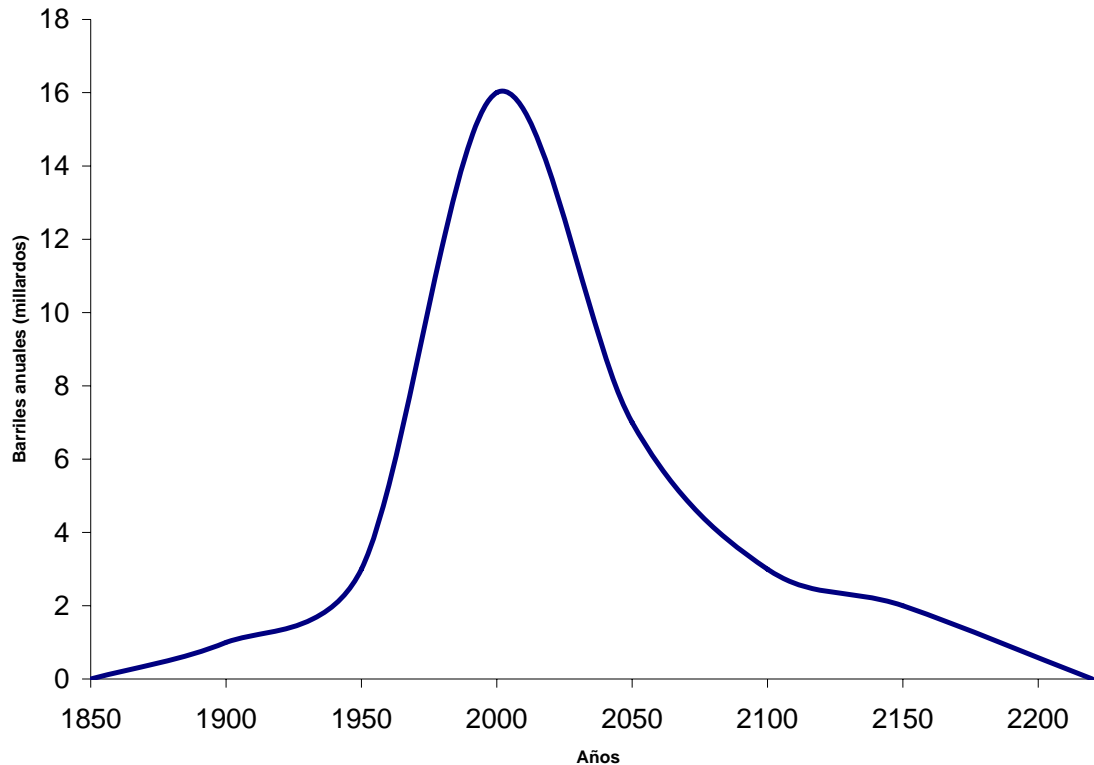


Figura 1.1 Pico Global de producción según Hubbert (Wasti S., 2004).

a 129,000 TWh en 2004, con un incremento de 10 veces la producción de energía nuclear y de 6 veces la producción de energía por otros medios como la geotérmica, solar, eólica, etc., así mismo, en este lapso de tiempo se ha incrementado el consumo final de la energía 6.5 veces de 53,600 TWh a 88,900 TWh con un incremento de 2 veces el consumo de energía eléctrica y de 3 veces el de otro tipo de energía tales como las anteriormente mencionadas, y puesto que la principal energía consumida es la energía eléctrica, esta es principalmente obtenida a partir de la energía nuclear, de los otros medios anteriormente mencionados y de gas natural, disminuyendo el uso de gasolina para su obtención.

Además, el consumo de energía per capita a nivel mundial se ha incrementado en un 6.8%, teniendo Medio Este, Asia y Oceanía un aumento de 62% y en Latinoamérica un aumento

de 28.7%; existiendo una disminución de 22% en Europa del Este y Rusia, y en África de 0.66% (Björn, 2007).

La realidad es que tenemos una sociedad basada en la energía obtenida de productos fósiles no renovables, cuya extracción será cada vez más costosa desde el punto de vista económico y energético, sin embargo, aun cuando las nuevas alternativas de combustibles parecen prometedoras, no son una solución rápida. Se necesitan años, quizás décadas para sustituir los combustibles actuales, además es muy probable que las fuentes alternativas de combustible no reduzcan el consumo de energía, de hecho, si bien los combustibles alternativos pueden incrementar la disponibilidad de energía en el futuro, es probable que sean mas costosos que los combustibles actuales debido a los procesos técnicos que se necesitan para extraerlos y procesarlos.

Y debido a que hasta la fecha no se han podido explotar nuevas fuentes de energía que compensen los efectos del agotamiento de estos recursos en nuestra vida diaria y aunado al cambio climático cuyos efectos podrían hacerse notar antes que el agotamiento del crudo, además se encuentra el crecimiento demográfico, el cual, ha propiciado el desarrollo de nuevas tecnologías que mejoran la calidad de vida, las que a su vez demandan una mayor cantidad y calidad de energía, conducen hacia dos grandes tendencias a futuro, en el caso de los países desarrollados, será hacer un uso racional de energía y para los países en desarrollo será el lograr un incremento masivo de la producción de energía evitando un impacto catastrófico en el ambiente.

Mientras tanto, se deben y pueden implementar métodos para el uso eficiente de la energía, los cuales no reemplazan la búsqueda de nuevos recursos energéticos, sino al contrario, disminuyen los incrementos en los costos de los combustibles y proporcionan una guía sobre la factibilidad de las nuevas tecnologías emergentes.

La combinación de estos métodos con el uso de las acciones correctivas de automatización y aplicaciones que aumenten la eficiencia en el uso de energía es también un derivado de los programas de investigación y desarrollo y la inversión destinada al uso eficiente de la energía, no reemplazará la búsqueda de nuevos recursos energéticos. Sin embargo, ayudará a la industria a disminuir los efectos de los altos costos del combustible

1.3 Métodos de Integración de Energía

El incremento en la demanda de productos industriales aunado al crecimiento poblacional mundial y a las tecnologías de conversión energéticas actuales ha desencadenado la actual crisis energética, misma, que propicia la búsqueda de nuevas tecnologías competitivas, y el uso eficiente de las tecnologías existentes (El-Sayed, 2003).

A pesar de que la cogeneración surge como una tecnología que conduce a un ahorro energético, no sustituye un análisis de la integración, manejo y uso eficiente de la energía que conduzcan a una optimización energética de la misma.

En la actualidad, el requerimiento de una mejor utilización de la energía entrante en un proceso, se ha convertido en una meta para todo el sector industrial a nivel mundial. Para cumplir con este requerimiento es necesario un análisis de la integración, manejo y uso eficiente de la energía que conduzcan a una optimización energética en los procesos industriales. En esta investigación se desarrollará una optimización energética aplicada a una planta de cogeneración en una industria de pulpa y papel, mediante una integración de la energía total de la industria de interés contabilizando la misma en el proceso en general.

Sin embargo, no se han establecido, los parámetros óptimos de operación de la planta y del proceso; ni las condiciones necesarias para lo anterior, además, aunada a la planta de cogeneración existe una de calderas de fuerza, el funcionamiento de ambas obedece a los requerimientos del proceso. Por lo que es necesaria una contabilidad general de la energía del mismo, que permitirá realizar lo anteriormente expuesto.

La solución de este tipo de problemas se ha tratado desde el punto de vista de dos enfoques, ya sea en la caldera o en el área de servicios. En el primero, se han buscado mejorar la eficiencia térmica mediante la optimización de parámetros de operación (Liptak B. G., 1987) como la relación aire/combustible; sin embargo, las regulaciones ambientales recomiendan la operación bajo condiciones ricas o enriquecidas en combustible y menores temperaturas de combustión para reducir las emisiones de los óxidos de nitrógeno (NO_x). Desafortunadamente tales condiciones de operación también disminuyen la eficiencia debido al escape de combustible remanente a través de los gases de combustión, resultando en un incremento en emisiones no deseadas de hidrocarburos (HC). Entonces, un conflicto en los criterios de operación surge (Cengel y Boles, 2002). Sin embargo se han utilizado

técnicas de reconciliación de datos o no lineales como las propuestas por Lozano y Remiro, (2000), para un caldera realizando una minimización del exceso de aire con buenos resultados. O mediante diseños mecánicos de los componentes de las calderas (Ghosh H., 1992). Otro aspecto de interés es la amplia variación de las demandas causadas por los cambios en las operaciones del proceso, arranques y paros, y los ciclos diarios y temporales. Debido a que el equipo de servicios es frecuentemente operado en paralelo, un asunto de operación muy común que se plantea por los cambios en la demanda de vapor, cuando esta fuera de servicio un equipo o cuando esta conectado todo en línea otra caldera, turbina u otra pieza del equipo; es la existencia de diferentes configuraciones de los equipos de acuerdo a un rango de operación para ciertas condiciones, para un salto discreto o un conjunto diferente de condiciones (condiciones de paro) de acuerdo a los cambios en la demanda. Entonces el planteamiento de problemas de optimización del tipo discreto (on – off, alto – bajo, integer 1, 2, 3, 4, etc.) deben ser adoptados (Himmelblau y col., 2001). Así mismo, se ha considerado al sistema completo de electricidad y vapor para centrales eléctricas, utilizando la programación lineal en el diseño y operación de los mismos, con excelentes resultados (Himmelblau y col., 2001).

El otro enfoque desarrollado ha sido la optimización de toda el área de servicios de la planta, como la propuesta por Nath y col., (1986). Para lo cual se han utilizado diferentes técnicas de integración de energía desde diagramas de calor (Steinmetz F.J., 1985), contabilidad energética de todos los flujos de energía del proceso (Nelson K. E., 1994), análisis de la eficiencia energética del proceso mediante el uso de exergías (Kaiser, V., 1981), el análisis de tiempo finito (Kieang y Wu, 1994) siendo éstas las más utilizadas.

Los análisis de energía disponible han sido aplicados tanto para el proceso completo de obtención de pulpa (Thibault y col., 2003) como para el proceso de fabricación de papel (Strand y Edwards, 1984) y para la generación de energía como subproducto (Swearingen J. S., Ferguson J. E., 1983). Desde el punto de vista eléctrico también se han desarrollado diferentes investigaciones utilizando otro tipo de técnicas como las del análisis termodinámico de tiempo finito (Blank y Chiu, 1995) o de modelos multiobjetivo de distribución de energía (Ramírez y Alvarez, 1995). El tipo de enfoque para la solución del problema será de acuerdo a lo que se requiera según sea el caso de estudio.

Sin embargo, el medio para desarrollar cualquiera de los enfoques anteriores, es un método de integración de energía, de los cuales existe una gran cantidad, una breve revisión de los más utilizados en las últimas décadas, se indican a continuación:

- Tecnología Pinch: Es el método clásico por excelencia, utilizado cuando se busca reducir los requerimientos de los servicios de calentamiento y enfriamiento cuando se transfiere calor de una corriente de proceso a otra (Seider y col., 1999); ha sido aplicada tanto para el diseño de redes de intercambiadores de calor (HEN) (Douglas, 1988) ciclos de refrigeración, como para la implementación de otros
- Dispositivos como bombas de calor o compresores, entre otros equipos (Seider y col., 1999, Hindmarsh y col., 1985, Biegler y col., 1997). Para la resolución de lo anterior, se utilizan técnicas de optimización lineal para costos, no lineal para las condiciones de presión y temperatura y discretas para determinar el número mínimo de equipos (Seider y col., 1999, Biegler y col., 1997).
- Análisis exergético o de segunda Ley: Utilizado en el análisis de la eficiencia exergética desde un dispositivo en particular o parte de proceso como intercambiadores de calor, ciclos de refrigeración, expansores, entre otros (Kaiser, 1981, Wall, 1986) hasta un proceso en general compuesto por varios sistemas como plantas de cogeneración (Nelson 1994, Rosen y col., 2005), o procesos industriales simples, es decir aquellos que solo utilizan para el análisis una forma de energía, principalmente vapor como el que desarrollan Steinmetz y Chaney (1985) en Procter y Gamble o en complejos industriales, es decir, se analiza tanto la energía térmica (vapor) como eléctrica (Poje y Smart, 1986). Dentro de este método existen varios submétodos, dentro de los que se encuentran:
 - Exergoeconomía: La cuál relaciona el análisis exergético con una función objetivo sujeta a restricciones económicas y termodinámicas basadas en el sistema a optimizar, esta se ha aplicado a bombas de calor (Wall, 1991), a sistemas combinados de turbinas de gas y turbogeneradores (Silveira y Tuna, 2004), entre otros.
 - Optimización termoeconómica: Consiste en la aplicación del análisis de primera ley y economía, para implementar mejoras en el sistema de interés, se ha aplicado a

diferentes procesos completos dentro de los cuáles se tiene a los sistemas de generación de vapor (Yantovskii y col., 1994).

- Técnicas de administración energética aplicada: Éstas permiten determinar el grado de eficiencia de la utilización de la energía directamente de la instalación consumidora de energía para poder implantar un sistema de Control y Ahorro de energía, las cuáles comprenden desde los diagnósticos energéticos, estadística energética y análisis correlacional. Los cuáles permiten determinar, analizar y correlacionar los índices de consumo energético respectivamente con respecto a la producción actual de la planta analizada (Rosas, 1999 y KCM, 2004).
- Análisis de la Distribución Térmica de la energía: Este ha sido aplicado plantas de cogeneración en particular, con buenos resultados, considerando el flujo de energía en forma de vapor y electricidad (Suryanarayana y Arici, 2004 y Orlando, 1997).
- Métodos de Optimización simultánea e integración de calor: en los cuales la optimización e integración de la energía se realizan simultáneamente a diferencia de los métodos tradicionales (Blieger y col., 1997). Se han utilizado principalmente en sistemas de reactores y en secuencias de destilación.

La implementación y selección del método requieren una revisión y análisis del sistema en cuestión. En este caso, por ser un sistema complejo, debido a su magnitud e importancia dentro del sistema de generación de vapor de la planta de pulpa en cuestión, se utilizó el análisis exergético, la distribución térmica, la optimización termoeconómica y exergoeconómica y la tecnología pinch, las cuáles, junto con técnicas de optimización numéricas no lineales, lineales servirán para llevar a cabo el objetivo planteado logrando una optimización en el uso de la energía expresada en términos de eficiencia y económicos, así como la implantación de un sistema amigable de control y ahorro de energía mediante el software desarrollado.

1.4 Justificación

La necesidad de mantener la disponibilidad de recursos energéticos sin reflejarse en un incremento en la contaminación ambiental ha dado como resultado el desarrollo de plantas generadoras de energía más eficientes como las de cogeneración, en las cuáles se producen dos o más formas de energía, tales como eléctrica y térmica, de manera simultánea y agotando solo una fuente principal de energía. La ventaja que ofrece la cogeneración en comparación con la generación de energía convencional está dada por el incremento de la eficiencia que se obtiene con la recuperación térmica. Es por esta razón que las plantas de cogeneración surgen como una opción altamente recomendable de producir energía para la conservación de recursos (Najjar y Akyurt, 1994).

La demanda de papel y de los productos relacionados se ha incrementado en forma considerable en las últimas décadas, provocando que al incrementar su producción para satisfacer la demanda, también se incrementen sus descargas contaminantes y la energía requerida en el proceso, cuyo precio se ha encarecido en los últimos años al ser obtenida de fuentes primarias como combustóleo y gas natural, lo que implica que sea necesario hacer un uso eficiente de la energía producida por la planta de cogeneración mediante una integración de la energía total del proceso contabilizando la misma en el proceso en general (Shelley y Fouhy, 1992), atenuando de esta forma los efectos del aumento de los precios de los energéticos y el cumplimiento de las normas ambientales.

En esta planta de pulpa, la planta de cogeneración recientemente se ha implementado e integrado al proceso de recuperación de reactivos, razón por la cual no se han establecido los parámetros óptimos de operación ni las condiciones necesarias, así mismo no se ha realizado una contabilidad general de la energía del proceso, necesaria para establecer lo anterior. Esto permitiría hacer una optimización energética que permita un uso eficiente de la energía disminuyendo los costos de producción de la misma y disminuyendo las descargas contaminantes.

1.5 Objetivos

OBJETIVO GENERAL

Optimización Energética de la planta de Cogeneración de Kimberly Clark, de México, Planta Orizaba

Objetivos Particulares

- Optimización Termoeconómica de los equipos: Tres líneas de evaporadores, Tratamiento Térmico (LHT), Precalentamiento de aire, Caldera de Recuperación (RB-2) y Turbogenerador
- Análisis e Implementación de equipos para incrementar la eficiencia de la planta
- Análisis de la utilización de bombas de calor como equipos alternativos para el ahorro de energía

1.6 Estructura de la Tesis

Durante el desarrollo de la optimización energética de la planta de cogeneración y de los equipos aledaños, se inició realizando una revisión bibliográfica de la situación energética en los inicios de este siglo a nivel mundial, de los diferentes métodos existentes de integración de energía, y de las soluciones aplicadas a este tipo de problemas (Capítulo 1), posteriormente se realizó una investigación de campo en la planta para su reconocimiento físico y búsqueda de documentos de diseño de los equipos de la planta y de los alrededores para obtener una descripción de la planta y los equipos involucrados (Capítulo 2). Posteriormente, en base a la revisión de los métodos de integración de energía, se eligieron al análisis de exergía, la exergoeconomía y a la combinación de la Tecnología Pinch y del Análisis de exergía como los indicados para realizar el estudio, por lo que se conocieron y resumieron los fundamentos del análisis de exergía y termoeconomía y exergoeconomía (Capítulo 3). Los resultados obtenidos condujeron a la realización de una optimización termoeconómica y exergoeconómica de los parámetros de operación de los equipos considerados en este análisis (Capítulo 4) cuyos resultados han conducido a un importante ahorro económico y disminución de las emisiones de descargas de dióxido de carbono y del combustible utilizado. Una vez optimizada la caldera de recuperación y los equipos

aledaños, se consideró necesario desarrollar el diseño de una nueva línea de evaporadores (Capítulo 5) y establecer los parámetros de operación adecuados, sin embargo, al analizar el acoplamiento de los equipos analizados en el sistema de generación de vapor, se observó que existía un escenario adicional a los analizados y propuestos, es decir, el considerar el sistema paralelo de calderas para la generación de vapor, en conjunto con la planta de cogeneración, existe un deaerador que proporciona el agua tratada para ambos sistemas y puesto que se trata de un equipo en común y requiere una menor cantidad de energía para el calentamiento del agua tratada, se consideró la utilización de un transformador de calor, la cual, disminuiría el requerimiento del vapor de agua necesario para el calentamiento, de pérdida de exergía y por ende económica en el proceso en cuestión, así como, se consideró la variación de la carga de producción de vapor en el sistema completo y su comportamiento, cuyos resultados permiten establecer los parámetros óptimos del sistema actual a diferentes cargas según se requieran, obteniendo otro escenario del sistema de estudio.

Una vez obtenidos los diferentes escenarios desarrollados se analizaron los resultados y conclusiones de cada uno de los anteriores (Conclusiones y Recomendaciones), los cuáles condujeron a la conclusión de que los objetivos planteados en este capítulo se cumplieron en su totalidad, lográndose la optimización energética no solo de la planta de cogeneración, sino del sistema de generación de vapor, siendo la decisión de la elección del escenario final a aplicar en la planta de pulpa y papel del equipo técnico y administrativo de la misma. Por nuestra parte se puede decir que hemos logrado la aplicación y desarrollo de métodos de integración de energía relativamente nuevos sobre un sistema real, con excelentes resultados, los cuáles nos han permitido desarrollar un software (Apéndice D), esperamos que lo aquí desarrollado tenga un uso práctico, siendo el principal fin del desarrollo de los diferentes escenarios propuestos ya que todos los datos de operación son reales (Apéndice A) y los cálculos preliminares han concordado con los datos de diseño y de la operación diaria (Apéndice B y C).

1.7 Referencias Bibliográficas

- Biegler L. T., Grossman I. E., Westerberg A. W., (1997). Systematic methods of chemical process design. Prentice Hall.
- Blank D. A., y Wu C., (1995). Performance Potential of a terrestrial solar-radiant Ericsson power cycle from finite-time thermodynamic analysis. *International Journal of Power and Energy Systems*. Vol. 15. No.2:78-84.
- Björn H. P., (2007). The Energy Challenges of the 21st Century. Presentación realizada en el marco de la IXIASTED-Power and Energy Systems en Palma de Mallorca, España.
- Douglas J. M., (1988). *Conceptual Design of Chemical Processes*. Mc Graw Hill.
- El-Sayed, Y.M. (2003) *The Thermoconomics of Energy Conversions*. Hungary, Elsevier.
- Ghosh H., (1992). Improve your fired heaters. *Chemical Engineering*. Marzo:116-122.
- Himmelblau D. M., Edgar T. F., y Lasdon L. S., (2001). Optimization of chemical processes. Mc Graw Hill.
- Hindmarsh E., Boland D., y Townsend D. W., (1985). Maximizing Energy savings for heat engines in process plants. *Chemical Engineering*. Febrero:38-47.
- Kaiser V., (1981). Energy Optimization. *Chemical Engineering*. Febrero:62-72.
- KCM, (2004). *Manuales operativos de la planta*, Orizaba, Ver. México.
- Kiang R. L., y Wu C., (1994). Clarification of finite-time thermodynamic-cycle analysis. *International Journal of Power and Energy Systems*. Vol. 14. No.2:68-71.
- Liptak B. G., (1987). Improving boiler efficiency. *Chemical Engineering*. Mayo:49-60.
- Lozano M.A., y Remiro J. A., (2000). Diagnóstico de calderas de vapor. *Ingeniería Química*. Octubre:117-123.
- Najjar, Y.S.H., Akyurt, M. (1994). Combined cycles with gas turbines engines. *Heat Recovery Systems & CHP*, 14(2):93-103. Review paper.
- Nath R., Dale J. L., y Howard J. D., (1986). Joint Optimization of process units and utility systems. Mayo:31-38.
- Nelson K. E., (1994). A Practical Guide to Energy. *Chemical Engineering*. Septiembre:122-128,
- Orlando. (1997), *Cogeneration Planner's Handbook*, PennWell, USA.
- Poje J.B. y Smart A.M., (1986). On-line energy optimization in a chemical complex. *Chemical Engineering Progress*. Mayo:39-41.
- Ramírez R. I. J., y Alvarez B. C., (1995). Applications of multiobjective models to power-distribution systems design. *International Journal of Power and Energy Systems*. Vol. 15. No.2:54-60.

- Rosas M.R., (1999). Bases para la administración de la energía. Curso impartido por Consultoría y servicios de ingeniería. En Agosto en la Cd. De Veracruz, Ver., México.
- Rosen M. A., Le M. N., y Dincer I., (2005) Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied thermal Energy*. Vol 25:147-159.
- Seider W. D., Seader J. D., y Lewin D. R., (1999), *Process Design Principles*. John Wiley and Sons.
- Shelley S., y Fouhy K., (1992). All Fired up about cogeneration. *Chemical Engineering*. Enero:39-45
- Silveira J.L., & C.E. Tuna. (2004). Thermo-economic analysis method for optimization of combined heat and power systems-Part II, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 30: 673-678.
- Steinmetz F. J., y Chaney M. O., (1985), Total Plant Process Energy Integration. *Chemical Engineering Progress*. Julio:27-32
- Strand B. C., y Edwards L. L., (1984). Optimum design, operation and control of mechanical pulping systems. *Tappi Journal*. Diciembre:72-75.
- Suryanarayana N.V., y Arici O., (2004). *Design and simulation of thermal systems*. Mc Graw Hill.
- Swearing J. S., y Ferguson J. E., (1983). Optimized power recovery from waste heat. *Chemical Engineering Progress*. Agosto:66-70.
- Thibault J., Taylor D., Yanofsky C., Lanouette R., Fonteix C., y Zaras K., (2003). Multicriteria optimization of a high yield pulping process with rough sets. *Chemical Engineering Science*. Vol 58:203-213.
- Wall G., (1986). Thermo-economic Optimization of a heat pump system. *Energy Technology* No. 2:3-6.
- Wall G., (1991). On the Optimization of refrigeration machinery. *International Journal of refrigeration* Vol.14:336-340.
- Wasti A., (2004). Trouble on the horizon. *Power Engineering International*. Octubre:16-18.
- Yantovskii E., Wall G., Lindquist L., Tryaggstad J., (1994). Exergonomics of an EOR project. *Energy* Vol 19, No.12:1275-1278

Capítulo 2

Descripción de la Planta de Cogeneración y Equipos Aledaños

2.1 Introducción

En la realización de un análisis de la integración, manejo y uso eficiente de la energía que conduzcan a una optimización energética en un proceso industrial, se requiere la integración de la energía total de la industria de interés contabilizando la misma en el proceso en general. Por lo que es necesario como primer paso, el conocimiento y caracterización de los equipos directa e indirectamente relacionados con la misma, estableciendo y delimitando a la par el sistema de estudio, dependiendo de la complejidad del sistema.

En este caso la planta de cogeneración es parte del proceso de recuperación de reactivos, la cual, sirve a la planta de dos formas, provee medios para recuperar los químicos gastados del licor negro que resultan del proceso de digestión y también funciona como un productor de vapor quemando la materia orgánica presente en el licor negro.

Para establecer los parámetros óptimos de operación de la planta y del proceso, y realizar la contabilidad general de la energía del mismo, era indispensable el conocimiento y caracterización de no solo la planta de cogeneración, sino también de los equipos directa e indirectamente relacionados con la misma, a fin de poder establecer los límites del sistema de estudio. En base a la información obtenida de los manuales de diseño de la planta de cogeneración y de acuerdo con la cercanía física e interrelaciones de materia y energía con el resto de los equipos del ciclo de recuperación de reactivos, se establecieron también como parte del sistema a analizar el tratamiento térmico y las tres líneas de evaporadores, sin dejar de considerar al sistema de la planta de pulpa y papel, debido a que la producción de vapor y energía eléctrica de la planta de cogeneración, la cual depende de las demandas de la misma. Siendo esta información necesaria para poder iniciar el análisis y optimización energética de la planta de cogeneración. Por lo que las principales características de operación y diseño se describen brevemente en este capítulo.

2.2 Descripción del sistema

En las plantas de papel las unidades de recuperación de reactivos tienen dos funciones, proveen medios para recuperar los químicos gastados del licor negro que resultan del proceso de digestión y son productoras del vapor utilizado en el proceso quemando la materia orgánica presente en el licor negro. La planta que se analiza en esta investigación utiliza el proceso a la sosa para la producción de pulpa celulósica, en el cual el licor negro es producido como resultado de la acción de la solución cáustica en el bagazo en el digestor. La celulosa de la fibra del bagazo es extraída posteriormente en los lavadores de pulpa. Inmediatamente después del proceso de lavado, al licor negro se le da el nombre de “licor negro débil diluido” y usualmente tiene un contenido de sólidos de un 8-9%. Antes que el licor negro pueda ser utilizado en la caldera de recuperación, la mayor parte del agua en el licor debe ser removida, a través de un conjunto de evaporadores de múltiple efecto, un concentrador y un sistema de tratamiento de licor negro (LHT), para abatir su viscosidad, elevándose la concentración de sólidos a 65%. Durante el proceso de quemado los sólidos orgánicos en el licor negro son reducidos a ceniza, y en estado líquido, drenados del fondo del horno a través de las canaletas, enfriadas por agua. La ceniza esta compuesta principalmente de carbonato de sodio, y por un muy pequeño porcentaje de impurezas y en su estado líquido se le llama fundido. Las sales de sodio son todas solubles en agua, por lo que el fundido es enfriado bruscamente y disuelto en el tanque principal de disolución en el proceso de caustificación., donde se le adiciona hidróxido de calcio para convertir el carbonato de sodio en hidróxido de sodio. Una vez que la solución que contiene hidróxido de sodio más sales de sodio remanentes ha sido clarificada, se le llama “licor blanco” y está lista para ser enviada nuevamente al digestor. Allí será usada nuevamente en el proceso de digestión de bagazo (Figura 2.1) (Casey, 1990). Cerrando el ciclo recuperación de reactivos.

La planta de cogeneración se encuentra situada inmediatamente después del tratamiento térmico y tiene como función a partir del uso de los combustibles, en este caso, gas natural y licor negro concentrado, producir vapor de 50 psig y energía eléctrica de acuerdo con las demandas del sistema. Debido a las interrelaciones de los elementos del sistema de

recuperación de reactivos (Figura 2.2), se eligen a las tres líneas de evaporadores, el tratamiento térmico y a la planta de cogeneración como el sistema de estudio.

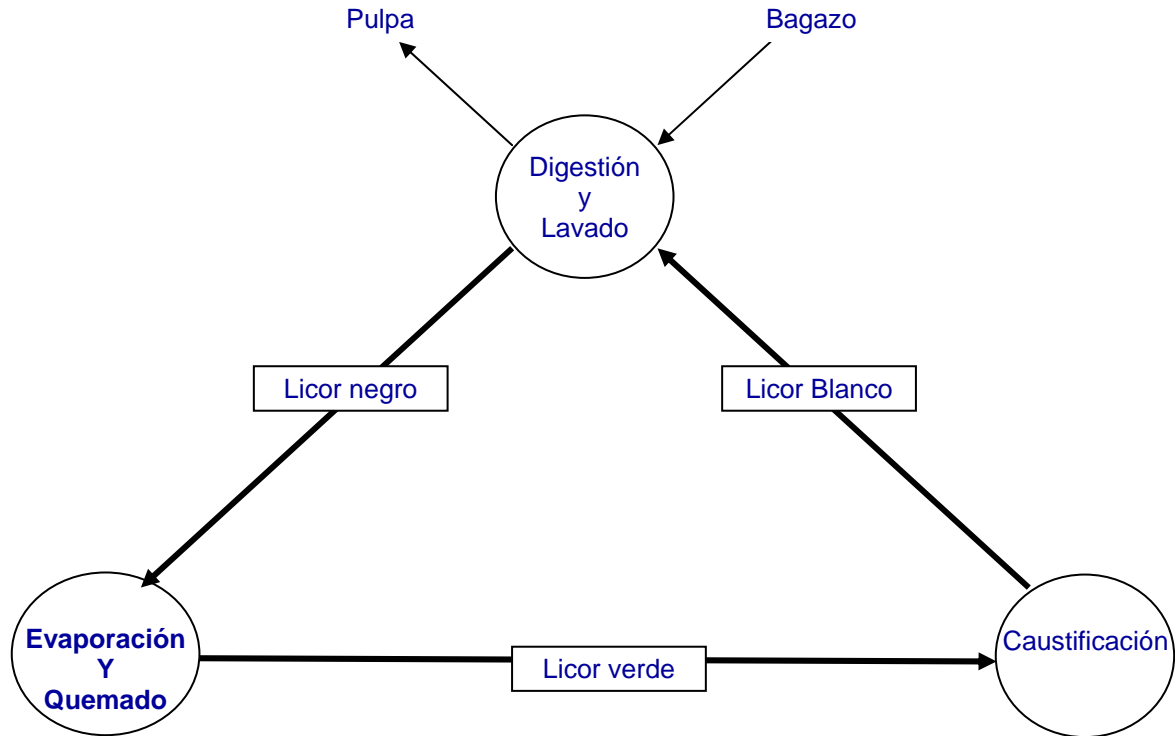


Figura 2.1. Diagrama del Proceso a la sosa (Grace y col., 1989)

2.3 Descripción General de la planta de Cogeneración

El sistema de estudio esta compuesto de nueve diferentes sistemas, inicialmente se describen los nueve sistemas junto con los diferentes equipos y arreglos de tuberías de flujo.

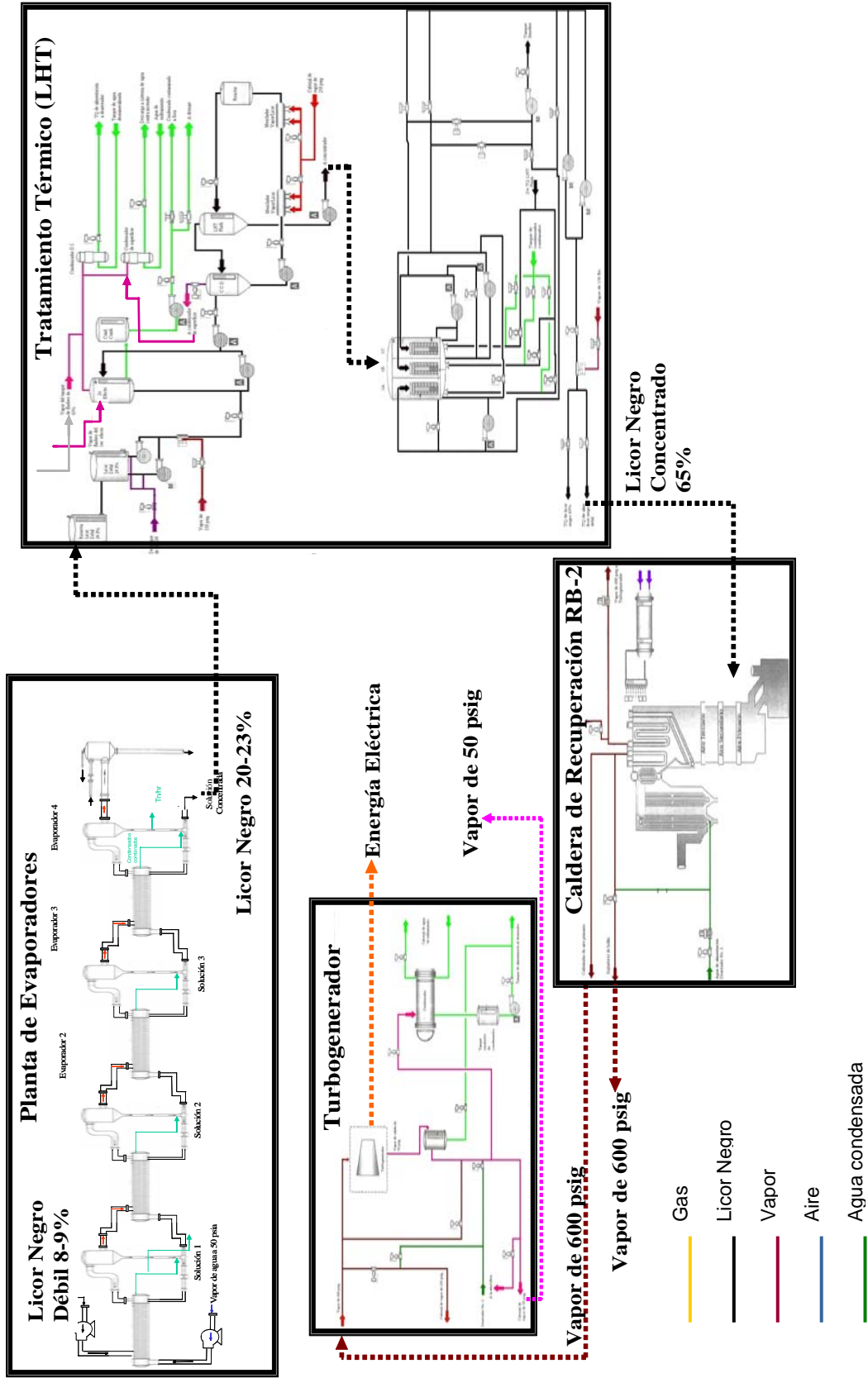


Figura 2.2 Sistema de estudio: Planta de cogeneración y equipos auxiliares

2.3.1 Tratamiento térmico del licor (LHT)

El sistema del tratamiento térmico consiste en un concentrador de doble efecto, el cual está diseñado para concentrar el licor negro (18.9 toneladas/hr de sólidos) de un porcentaje de sólidos secos de 24.8 a un porcentaje de 65%. El sistema concentrador de doble efecto consiste de dos cuerpos de evaporadores separados (cada uno conteniendo superficies de calefacción tipo placa) y dos condensadores de superficie. El primer efecto es el primer cuerpo que produce licor alto en sólidos y genera el vapor que es usado para hervir el licor en el segundo efecto. El segundo efecto produce elevación de sólidos y genera el vapor que es usado para calentar agua desmineralizada en el condensador de superficie No. 2, el agua de enfriamiento se encuentra en el otro condensador de superficie No. 1.

Los elementos de calefacción del primer efecto están divididos en tres secciones, nombradas A, B y C. Dos secciones están siempre evaporando licor, y la tercera sección siendo lavada con los condensados de la planta. Cada 8 horas se hace un cambio para que la sección de lavado sea usada para evaporar el licor y otra sección sea colocada en lavado (Ver Figura 2.3).

Los componentes principales del sistema de tratamiento térmico del licor incluyen:

- a) Condensador de contacto directo
- b) Inyector de vapor vivo/mezclador
- c) Reactor LHT
- d) Tanque flash de licor LHT
- e) Separador de entrada

Todos los componentes principales son fabricados para una presión máxima de 14 bar y una temperatura máxima de 210°C respectivamente (KCM, 2002).

a) Condensador de contacto directo

El condensador de contacto directo utiliza un arreglo de flujo contrario que maximiza la transferencia de calor. El condensador es fabricado para una presión máxima de 14 bar y una temperatura máxima de 483 K. La parte interna consiste de un tanque de sobre flujo tipo canal y una serie de deflectores y conos.

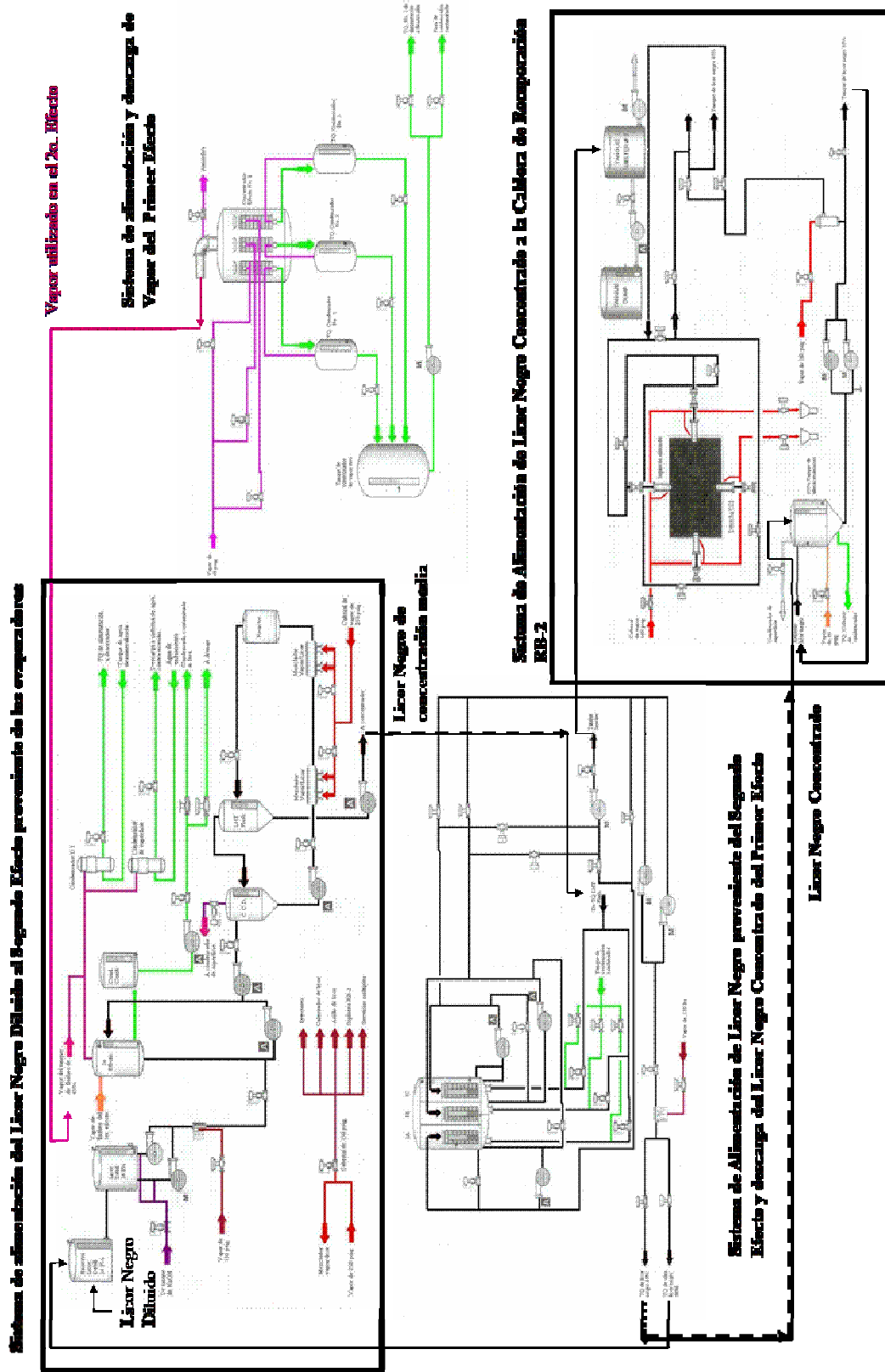


Figura 2.3 Tratamiento Térmico (LHT)

b) Inyector de vapor vivo/mezclador

El mezclador de vapor – licor es usado para la calefacción con vapor del licor por contacto directo el cual calienta el licor negro antes de que entre en el reactor. Existe una T de inyección de vapor secundaria requerida para usarla en el arranque.

c) Reactor LHT

El reactor LHT está fabricado para una presión máxima de operación de 14 bar y una temperatura máxima de 483 K.

El licor entra en la parte inferior del recipiente y golpea las tres placas deflectoras. Una parte del flujo del licor pasa a través de los orificios centrales y la otra parte fluye alrededor de la parte exterior.

Esto distribuye el licor para proporcionar condiciones de flujo uniformes ascendentes.

d) Tanque Flash de licor del LHT

El tanque de flasheo de licor del LHT está fabricado para 14 bar de presión y una temperatura de 483 K. El tanque está equipado con entradas y salidas de licor, salida de venteo, cabezal de licor interno, puerto de inspección y todas las conexiones requeridas para los instrumentos. El tanque incorpora una parte inferior en cono de 60° y un cabezal superior.

e) Separador de entrada

El separador de entrada está diseñado para retirar las gotas de licor en los gases de venteo no condensables del condensador de contacto directo y antes de entrar a los condensadores de superficie (KCM, 2002).

Descripción del Sistema de alimentación de licor negro a 2°. Efecto y LHT

El sistema de tratamiento térmico del licor (LHT) consiste de un condensador de contacto directo, un mezclador de vapor vivo, un reactor, un tanque de flasheo, una bomba impulsora de licor y (2) bombas de transferencia de licor.

El sistema LHT está diseñado para reducir la viscosidad del licor negro para que el licor con un porcentaje de sólidos de 65% pueda ser bombeado, almacenado y quemado en la caldera de recuperación. Este tratamiento inicia con la adición de sosa a 298 K°C con un 50% de concentración en peso e inyección de vapor de 11.22 bar (150 psig), para posteriormente ser bombeado el licor hacia el segundo efecto, en donde se concentra el licor negro hasta un porcentaje de 36.9% y tiene una temperatura de 376 K, posteriormente es bombeado por la bomba impulsora LHT a través de la válvula de control de nivel del licor de segundo efecto al condensador de contacto directo. En el condensador de contacto directo el licor es calentado a 419 K con vapor no condensado a una presión de 4.22 bar que sale del tanque de flasheo de licor. Los gases no condensables (NCG) son venteados del condensador de contacto directo a través de un orificio a los condensadores de superficie.

El licor calentado que sale del condensador de contacto directo es bombeado con una bomba a través de una válvula de control de nivel hacia el mezclador de vapor/licor y al recipiente del reactor LHT. Vapor a 18.11 bar (250 psig) es adicionado al mezclador a través de la válvula de control de temperatura para calentar el licor de 419 K a 455 K.

El recipiente del reactor es un tanque contenedor que proporciona un tiempo de retención de 20 minutos a cierta temperatura para permitir que los azúcares orgánicos de cadena larga del licor reaccionen con el álcali residual y se dividan en cadenas más cortas y con lo cual se reduce la viscosidad del licor.

El licor que sale del recipiente del reactor pasa a través de una válvula de control de presión y entra en un tanque de flasheo. El vapor fluye al condensador de contacto directo y el licor es bombeado con una bomba a través de la válvula de control de nivel a la sección del primer efecto evaporando el licor inmediato (Figura 2.4).

Flujo de licor del primer efecto del concentrador

El licor alimentado es continuamente recirculado al recipiente de distribución localizado en la parte superior de los elementos de calefacción (Figura 2.5). El licor es distribuido sobre los elementos formando una capa delgada la cual hierve y produce vapor para el segundo efecto.

El licor del LHT (con aproximadamente 34% de sólidos) es bombeado y entra a la sección intermedia del primer efecto.

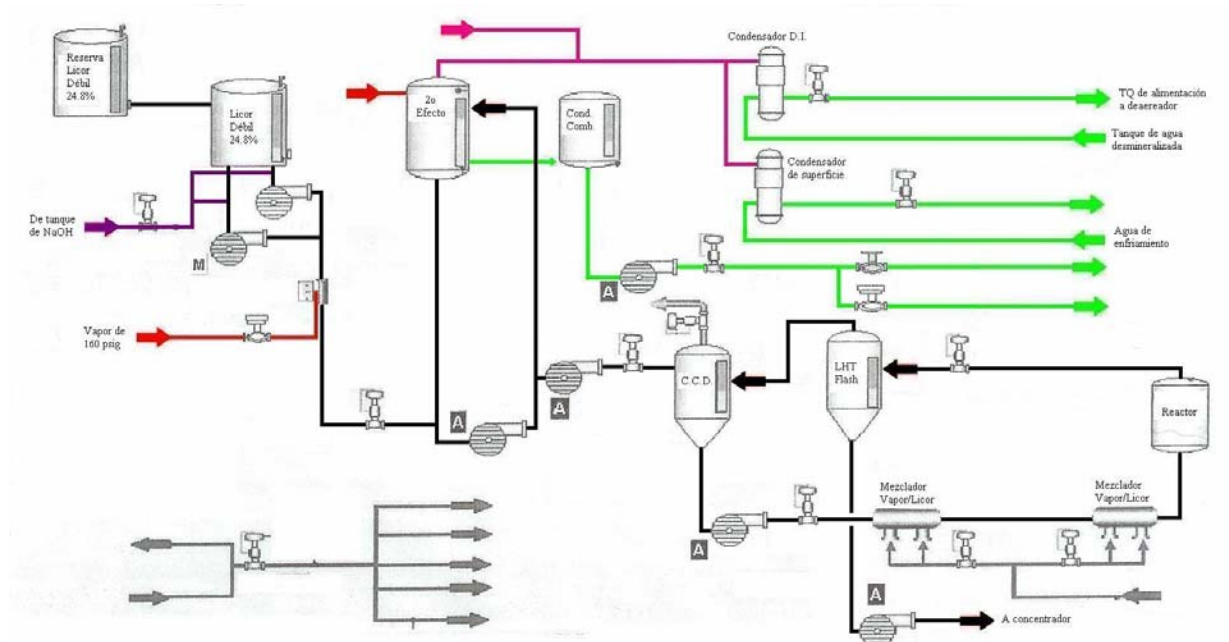


Figura 2.4 Sistema de alimentación de licor negro al segundo efecto y LHT

El primer efecto del concentrador está dividido en el lado del licor en tres secciones (1A, 1B y 1C). Una sección está sobre “los condensados de lavado” y es alimentada con licor débil del tanque de condensados de la planta. Después del lavado los condensados son bombeados al tanque de licor de lavado. Una sección está sobre el “licor intermedio” y recibe el licor con un porcentaje de sólidos de 34.7% del LHT y produce licor con 45% de sólidos. Una sección está sobre “el licor producto” y recibe licor con un porcentaje de sólidos de 45% de la sección intermedia y produce licor con un porcentaje de sólidos de 65%.

Existen tres patrones de flujo de licor para el primer efecto como se ve a continuación:

En el modo A la sección 1A está sobre el licor producto, la sección 1B está sobre el licor intermedio y la sección 1C está sobre el licor de lavado (Figura 2.5) (KCM, 2002).

Flujo de vapor en el concentrador y condensados

El vapor que sale del licor hirviendo en el primer efecto llega a ser la fuente calorífica para el segundo efecto. El vapor generado en el segundo efecto es condensado en uno de los dos condensadores de superficie. El gas condensable que sale del condensador de superficie fluye al eyector NCG y después a la atmósfera.

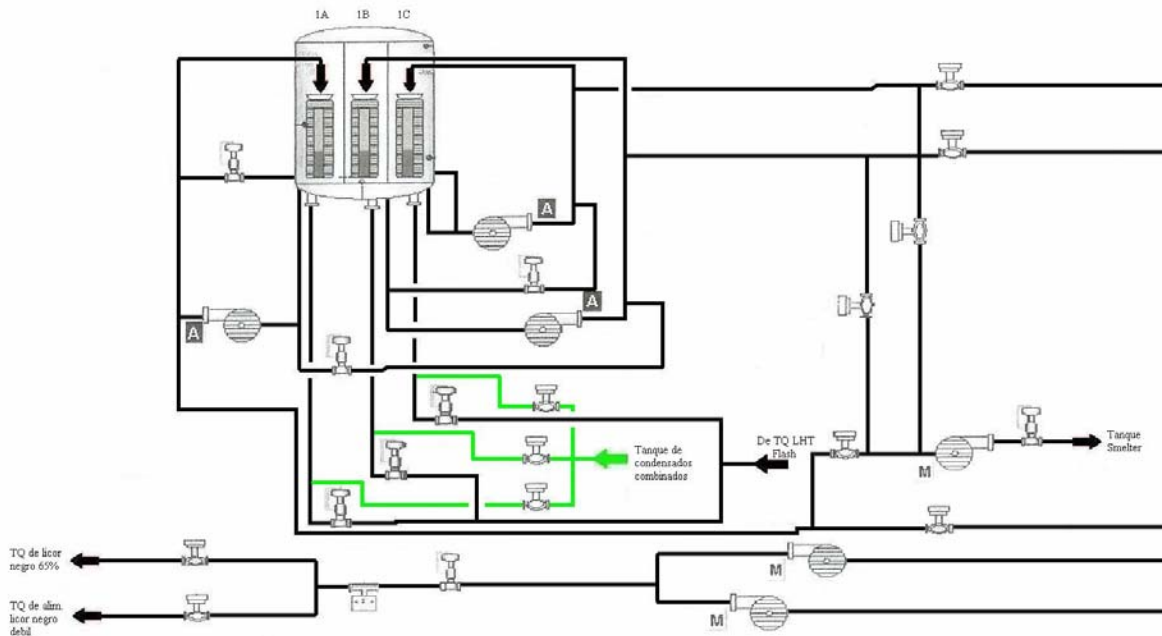


Figura 2.5 Sistema de Flujo del Licor Negro en el Concentrador

Flujo de vapor en el concentrador y condensados

El vapor que sale del licor hirviendo en el primer efecto llega a ser la fuente calorífica para el segundo efecto. El vapor generado en el segundo efecto es condensado en un de los dos condensadores de superficie. El gas condensable que sale del condensador de superficie fluye al eyector NCG y después a la atmósfera.

Los condensados formados en los elementos de calefacción del segundo efecto son flasheados o llevados a través de un orificio al tanque de flasheo de condensados combinados. También los condensados de cada condensador de superficie son drenados a

este tanque. El nivel del tanque de condensados combinados es controlado por una válvula y los condensados son bombeados a la fosa de condensados contaminados (Ver Figura 2.6).

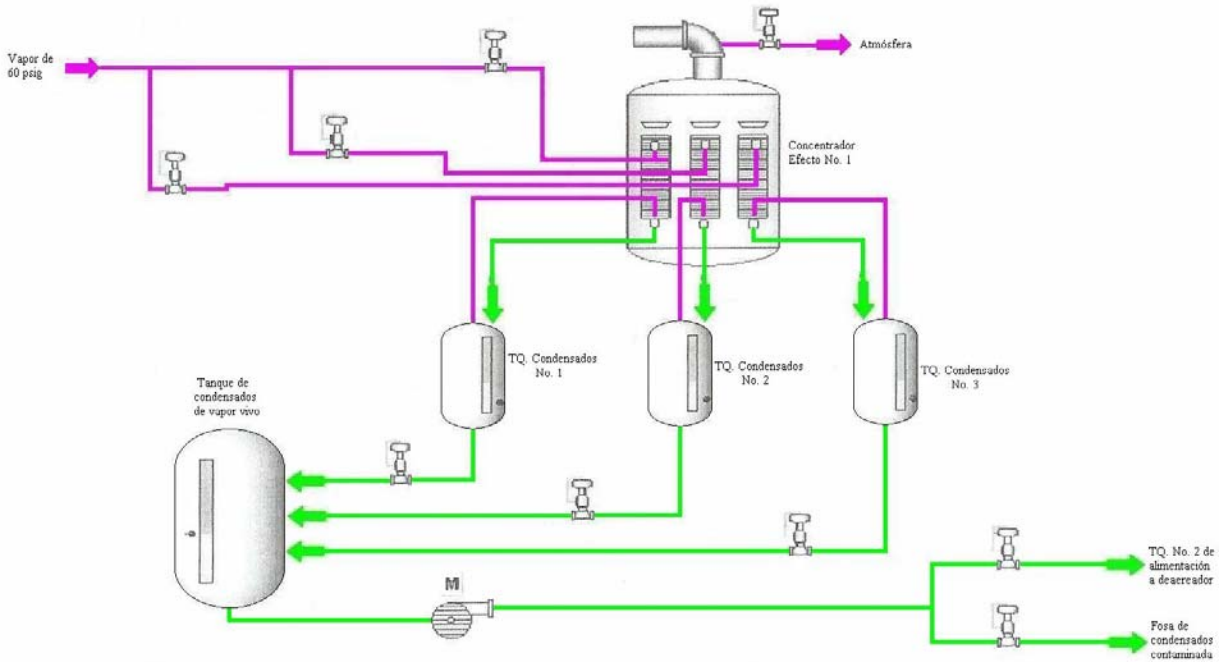


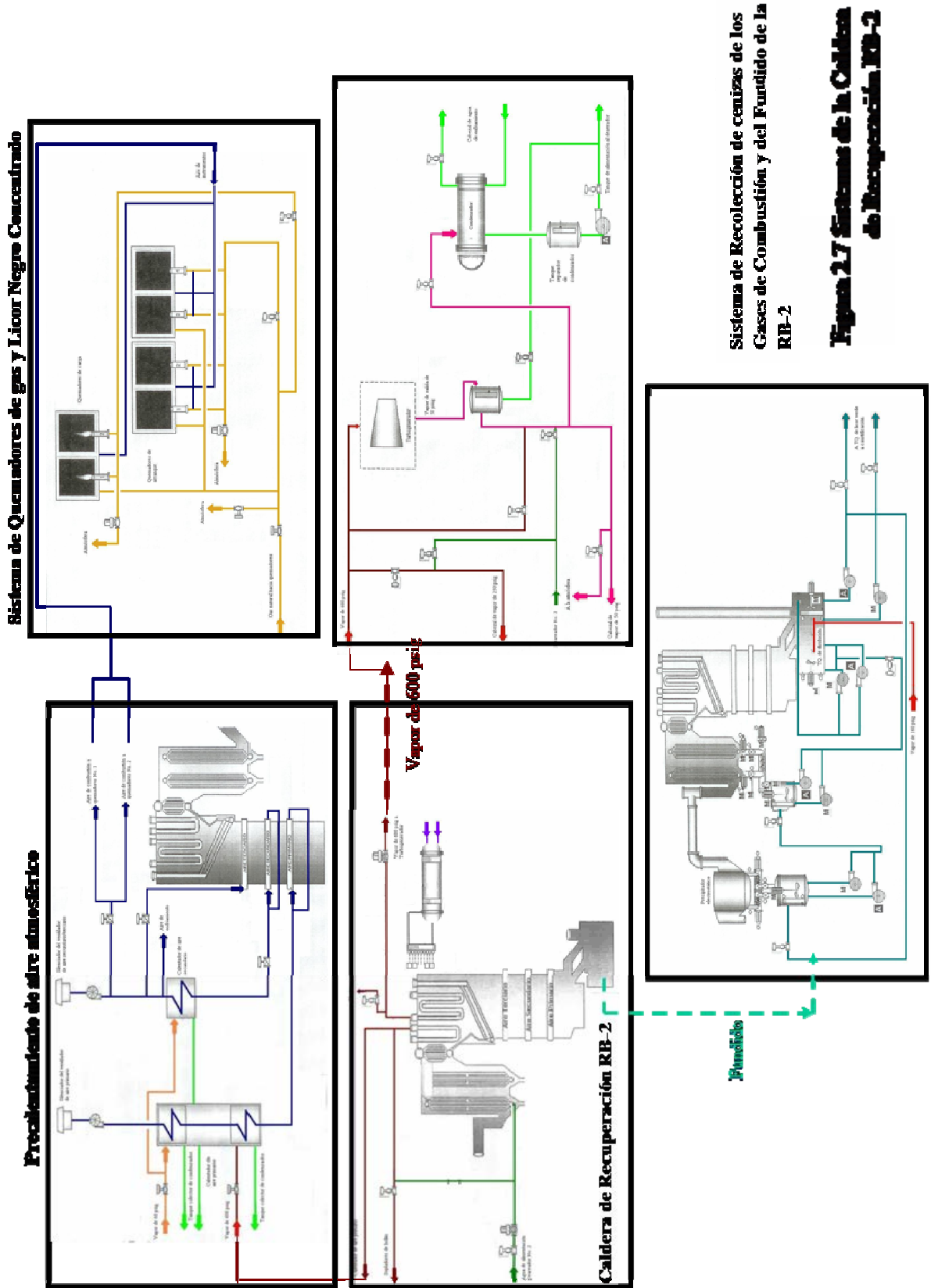
Figura 2.6 Sistema de vapor del Primer Efecto del Concentrador

2.3.2 Caldera de Recuperación RB-2

Este equipo es el corazón de la Planta de Cogeneración, debido a que aquí tiene lugar la formación del fundido de carbonato de sodio necesario para la caustificación y obtención del licor verde y la producción de vapor de 42.24 bar (600 psig) (Figura 2.7). La caldera esta formada de diversos subsistemas, entre los que se encuentran el sistema de aire, el del quemado del gas natural o combustible auxiliar, de esparcido de licor, de alimentación de agua, de recolección de cenizas y del fundido. A continuación se describen estos subsistemas en detalle.

Sistema de aire

El aire para la combustión es suministrado por dos ventiladores de tiro forzado. El aire primario y secundario es precalentado por uno o más precalentadores de aire con vapor (Ver figura 2.8).



Sistema de Recolección de cenizas de los Gases de Combustión y del Funitido de la RB-2

Figura 2.7 Sistema de la Caldera de Recuperación RB-2

El aire de combustión es dividido en un sistema primario, un sistema secundario y un sistema terciario. El aire primario es admitido en la parte baja del hogar a través de puertas localizadas en las cuatro paredes del hogar, directamente arriba del hogar. El aire secundario entra al hogar, arriba de los quemadores de arranque y el aire terciario entra al hogar arriba de los quemadores de carga.

La función del aire primario es quemar el licor seco para reducir eficientemente el sulfato a una forma útil. La relación normal de aire primario, secundario y terciario es 32, 52 y 16%, especialmente, a carga normal. Esta relación cambiará a medida que las gotas caen debido a la velocidad del aire que entra a la caldera.

La cama de combustible debe ser lo suficientemente profunda para quemar el licor secado en un área protegida más que en suspensión. Cuando se quema sobre o ligeramente debajo de la superficie de la cama, el fundido percola hacia abajo a través de la cama de tal manera que no ocurre más oxidación. Por lo anterior, la altura de la cama es importante.

Sin cama o una muy pequeña, el fundido es expuesto al aire en su camino a las charolas colectoras y la reducción resultante es baja. Una cama alta, eventualmente se derrumbará y bloqueará las entradas primarias de aire. Cuando no es posible observar la cama, el ángulo de reposos en la pared y la profundidad debajo de las puertas primarias de aire permitirá una profundidad aceptable a ser mantenida en la cama.

El aire secundario es necesario para completar el quemado del licor negro en el hogar superior y para completar la combustión del gas alimentado a los quemadores de carga. Esencialmente, el aire primario mantiene una atmósfera reductora en el fondo del hogar.

Tanto el aire primario como el terciario son medidos. El aire secundario puede ser inyectado sin velocidad. Subirá por las paredes sin mezclarse y tanto el oxígeno como los combustibles pueden ser registrados en el conducto de salida. Por tanto, el aire secundario debe ser mezclado con cierta velocidad. Cuando se trabaje con un Orsat, es importante que tanto el CO como el O₂ sean medidos en el ducto de salida (Atchinson E.J., 1987).

La calidad total de aire requerido para quemar el licor negro (y/o combustible auxiliar) está controlando por las ventanas de entrada del ventilador de tiro forzado. El flujo de aire es medido por la caída de presión a través de un orificio.

El flujo de aire primario es regulado por un servomecanismo de control que opera unas compuertas en la entrada de aire de los tiros forzados. El flujo de aire primario es medido después del calentador secundario de aire.

El aire secundario es controlado por un damper localizado después del calentador secundario.

El aire terciario es medido, así como el aire a los quemadores de carga.

En función de la cantidad de licor negro a quemar, se ajustan el aire primario, secundario y terciario, así como el combustible auxiliar a quemar (gas natural) (KCM, 2002).

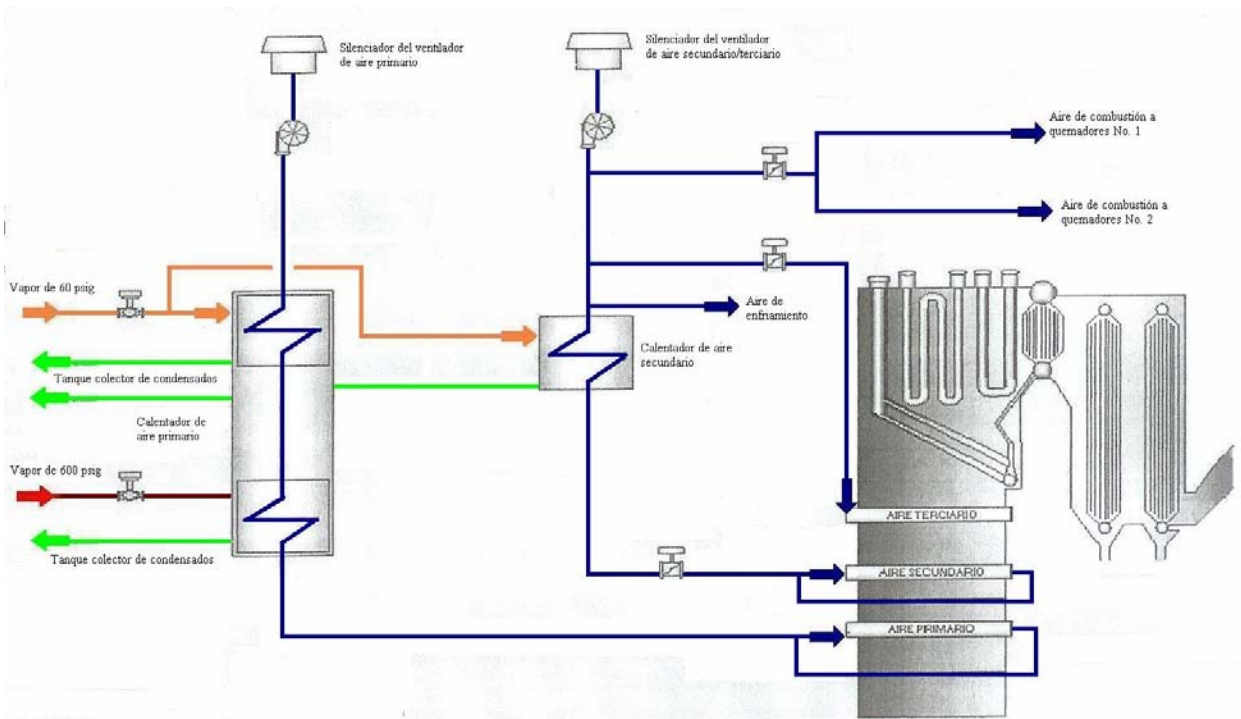


Figura 2.8 Sistema del Aire de Combustión

Equipo de quemado de combustible auxiliar

Se requiere combustible auxiliar (gas natural) para iniciar el quemado del licor negro y para mantener la combustión durante el encendido inicial y en condiciones inestables. Lo último puede ser debido a un bajo contenido de sólidos del licor negro concentrado que resulta en “puntos húmedos” en la cama de combustible.

El equipo de quemado de combustible auxiliar consiste normalmente de cuatro quemadores de arranque, localizados en la zona primaria de aire. Estos quemadores son diseñados para quemar gas y/o combustóleo y están equipados con ignitores integrales.

Los quemadores de arranque son provistos como quemadores del hogar y sostienen la ignición del licor negro. No deben ser usados para fuego continuo para permitir que la unidad de recuperación se comporte como una caldera de generación de vapor. Mientras que este procedimiento es seguido algunas veces en condiciones de emergencia para mantener el flujo de vapor, nunca debe ser considerada como una práctica normal. Quemar grandes cantidades o combustóleo a través de los quemadores de arranque ocasionará un excesivo sobrecalentamiento del hogar con el consecuente DECREMENTO en la vida de esta sección de la caldera de recuperación.

La caldera se encuentra equipada con dos quemadores de carga de gas y están montados debajo de la entrada de aire terciario (Figura 2.9) (KCM, 2002).

Equipo de esparado de licor negro

El aparato de esparado de licor consiste de una serie de ensambles de boquillas de cabeza ensamblados en unas pistolas a través de las cuales el licor es esparado en el hogar. La boquilla debe proveer un rocío de forma cónica que provea un patrón uniforme de distribución y permita el máximo uso de la cavidad. Debe crear partículas que poseen el tamaño y forma óptimos para un secado rápido y fácil quemado, pero al mismo tiempo produzcan un mínimo de partículas pequeñas o en aerosol que tiene la tendencia a permanecer en suspensión y siguen la corriente de gases. Gotas grandes o ninguna gota, mojarán la cama ocasionado un apagón de cama.

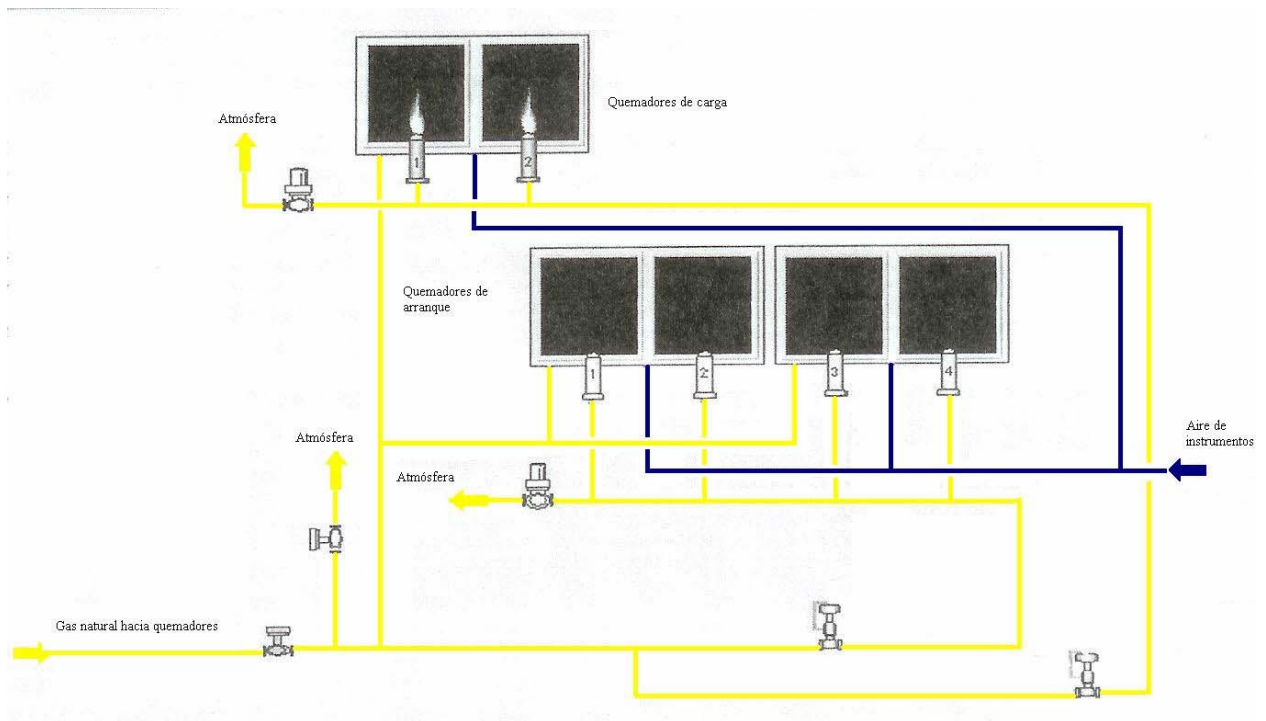


Figura 2.9 Sistema de Distribución de Gas en los Quemadores

Por tanto, el tamaño de la gota es de suma importancia. La gota debe dejar la boquilla y expandirse rápidamente en una esfera hueca del tamaño de un maíz inflado. La bola debe tener suficiente peso para caer a la cama y secar instantáneamente a medida que cae. Debe estar seca cuando llega a la cama. El material orgánico en el licor provee el calor y carbón necesario en el proceso de reducción que tiene lugar en la cama. Usualmente la temperatura del licor es de 388 K a 391 K. Esta puede variar de acuerdo con el contenido de los sólidos. Además, los pasajes de licor en la boquilla deben ser muy grandes para evitar taponamiento; otra razón para tener pasajes grandes, es la baja presión disponible (1.70 bar a 2.25 bar) y el gran volumen del licor negro que debe pasar a través de las boquillas.

Para utilizar al máximo posible la cavidad para secado, las pistolas son montadas sobre flechas que les dan movimiento oscilante. La unión de la flecha y el drive son diseñados de tal forma que las pistolas oscilan de arriba hacia debajo de la horizontal aproximadamente 45° de la misma.

La frecuencia de las oscilaciones es constante y fijada por la reducción en el sistema motriz, normalmente 6 oscilaciones por minuto. Para obtener la posición angular del movimiento oscilatorio en un plano vertical, la longitud de la barra de conexión ha sido hecha ajustable. El equipo de espreado se muestra en la Figura 2.10. También se muestra la tubería de alimentación de licor negro, la cual inicia desde el tanque de almacenamiento de licor negro de 65% de contenidos de sólidos de donde el licor es bombeado hacia el anillo (se le llama así a la parte de la tubería en donde se encuentran dos flujos contrarios), de donde será distribuido a las pistolas de licor. Dado que el licor negro concentrado esta en un tanque a presión y se mantiene caliente, se ha instalado solamente un calentador directo con vapor el cual funcionará cuando sea necesario ajustar la temperatura del licor negro concentrado a 405 K, temperatura que se considera adecuada para la buena combustión del licor, previo a su envío a las pistolas (KCM, 2002).

Paralelamente a la tubería de alimentación de licor después del anillo, se encuentra otra tubería que inyecta vapor de 11.91 psig para la limpieza de las boquillas, cuando se requiera, este flujo es intermitente y utilizado solo en estos casos.

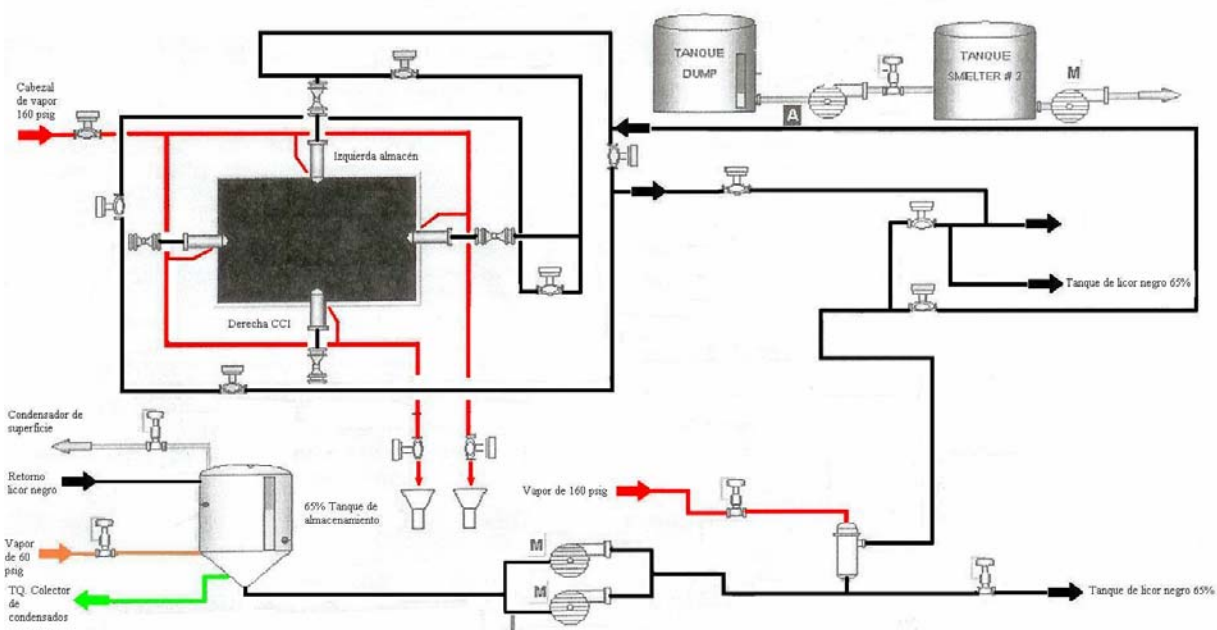


Figura 2.10 Sistema de Flujo del Licor Negro y Quemadores

Equipo de alimentación de agua, de remoción de depósitos y hollín

Descripción del proceso de combustión en la caldera de recuperación RB-2

La caldera es del tipo acuatubular, por lo que el agua debe ser previamente tratada con zeolitas y químicos con el propósito de disminuir su cantidad de sales minerales y de oxígeno en el deaerador para evitar incrustaciones, en el deaerador es precalentada a una temperatura de 391 K antes de entrar en los tubos de la caldera y después de pasar por las secciones del economizador, el banco generador y finalmente la del supercalentador, se obtendrá vapor recalentado a 42.24 bar (600 psias) y 640 K, el cual en su mayoría se utilizará en una turbina para generar energía eléctrica y una parte menor en los sopladores de hollín y en el calentador de aire primario (Ver Figura 2.11). Mientras esto ocurre con el agua de alimentación, en el hogar la combustión del licor se realiza en cuatro fases (Adams y col., 1997):

- El secado del licor es la primera fase y ocurre cuando el licor es esparcido en pequeñas gotas y puesto en contacto con los gases de combustión calientes provenientes del gas natural.
- La gasificación o pirolisis ocurre cuando el licor es calentado y es entonces cuando se forman gases, los cuales principalmente consisten en compuestos orgánicos.
- La combustión del licor propiamente dicha, en donde se eliminan todos los compuestos orgánicos remanentes en el lecho de combustión.
- La reducción y oxidación del sulfito y compuestos metálicos de sodio a sulfato y carbonato de sodio. El monóxido, bióxido de carbono y el carbono como tal actúan como agentes reductores para convertir el sulfato e hidróxido de sodio en sulfato y carbonato de sodio. El calor es suficiente para fundir las sales de sodio, las cuales son filtradas a través del lecho de combustión al piso del hogar formando el flujo de fundido, el cual por gravedad y por medio de canaletas enfriadas con agua es transportado al tanque de disolución para formar el licor verde. En la zona de oxidación, la cual se encuentra cerca de la entrada del aire terciario, se forman el sulfato y carbonato de sodio, una parte de estos cae por gravedad al lecho de combustión y otra es arrastrada por los gases de combustión al precipitador

electrostático en donde por medio de una corriente eléctrica son atraídas las partículas de carbonato de sodio formadas (Figura 2.9, KCM, 2002).

Equipo de remoción de depósitos y hollín

Todas las unidades de recuperación son previstas con sopladores de hollín para la remoción del polvo químico y otros depósitos de los tubos en el sobrecalentador, caldera y banco de economizadores. Los sopladores de hollín son del tipo retráctil, de masa soplante.

Los sopladores de hollín eliminan el lanceo requerido en el sobrecalentador y en las secciones de malla de la caldera de recuperación. Estos sopladores de hollín retráctiles normalmente emplean vapor sobrecalentado tomando de la salida del sobrecalentador y reducido por orificios o válvulas de reducción para obtener la presión adecuada de soplado. Están equipados con un arreglo adecuado de guía y, cuando están en operación son rotados y dirigidos hacia la caldera de recuperación por medio de un motor de aire o eléctrico. El sistema de soplado es operado bajo control secuencial automático.

Nota: Los paneles del sobrecalentador están hechos de tubos tangenciales y los paneles están colgados verticalmente con un relativo gran espacio entre ellos para prevenir que se taponen con la ceniza o el fundido. Los sopladores de hollín son suficientes para mantener los elementos y no se requiere hacer limpieza a mano con lanzas a carga normal (Babcock y Wilcox, 1981).

Lanzas cortas de aire o vapor son requeridas para limpiar los rotores de los ventiladores de tiro inducido en operación. Esto es necesario para corregir las descalibraciones debido a la adhesión del polvo pegajoso en las paletas. La longitud de estas lanzas debe ser revisada, antes de arrancar el ventilador. Si se permite que la lanza entre demasiado chocará con el rotor del ventilador, ocasionando daño (KCM, 2002).

Sistema de Colección de Cenizas del Economizador, Precipitador y Dilución de Fundido

Sistema de ceniza química

La ceniza, llamada ceniza química en la industria del papel, contiene polvo químico, residuos de carbón no quemados y carbonato de sodio que ha sido arrastrado en los gases

de combustión del licor negro quemado en la caldera. Es necesario recuperar la ceniza debido al alto contenido químico y debe ser retornada al circuito de recuperación.

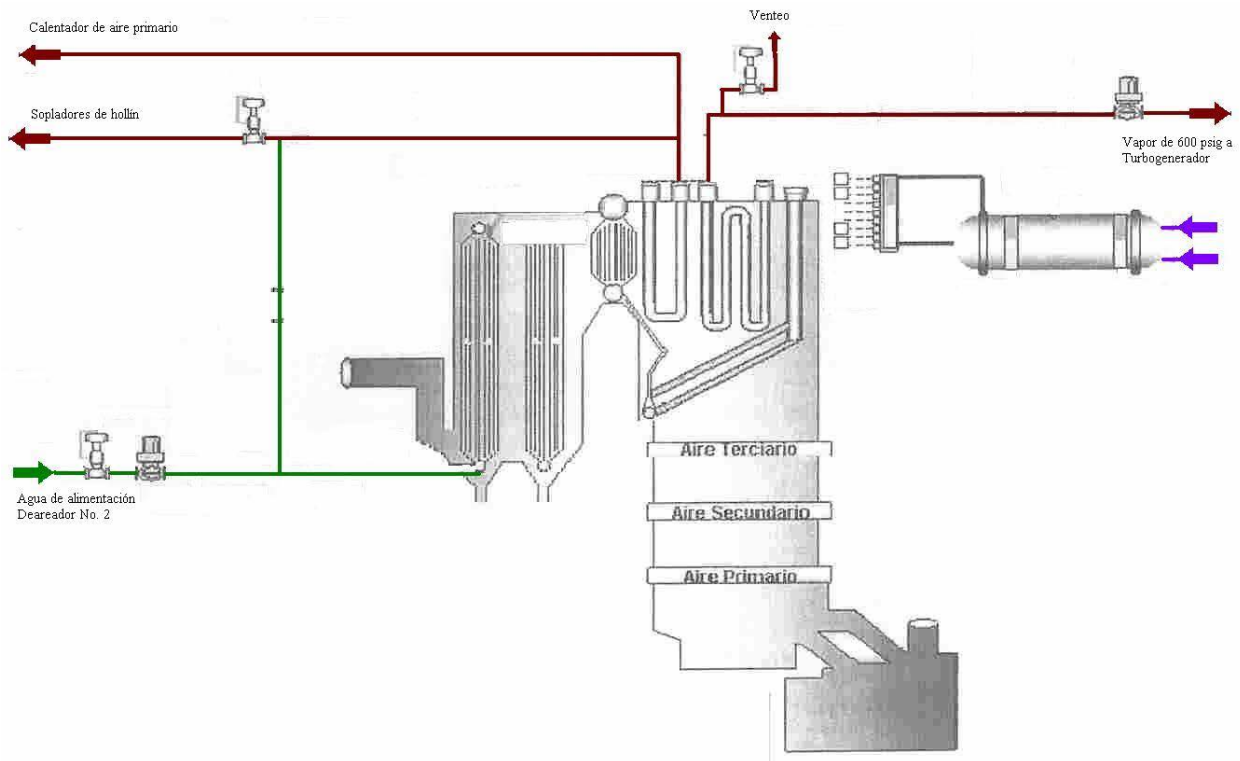


Figura 2.11 Sistema de Agua de Alimentación y Vapor

Normalmente la ceniza es colectada en las tolvas provistas en el conducto de gases bajo el economizador. Estas son lavadas continuamente y los químicos recuperados son regresados al sistema de dilución (Ver Figura 2.12). Aquí se considera el arreglo de una instalación típica.

Las tolvas son de sección rectangular con pendiente en los lados. Cada tolva tiene una puerta de inspección para permitir la observación y remoción de cualquier acumulación en los lados. Suficientes plataformas deben ser previstas para tener acceso a estas puertas de inspección (KCM, 2002).

Sistema de disolución de fundido

El sistema de disolución de fundido para la instalación de la unidad de recuperación consiste normalmente de las canaletas, un tanque de disolución, un agitador, bombas de recirculación, y un sistema de tuberías y bombas para transferir el licor del tanque de disolución (licor verde) al departamento de caustificación. Este tanque, usualmente llamado

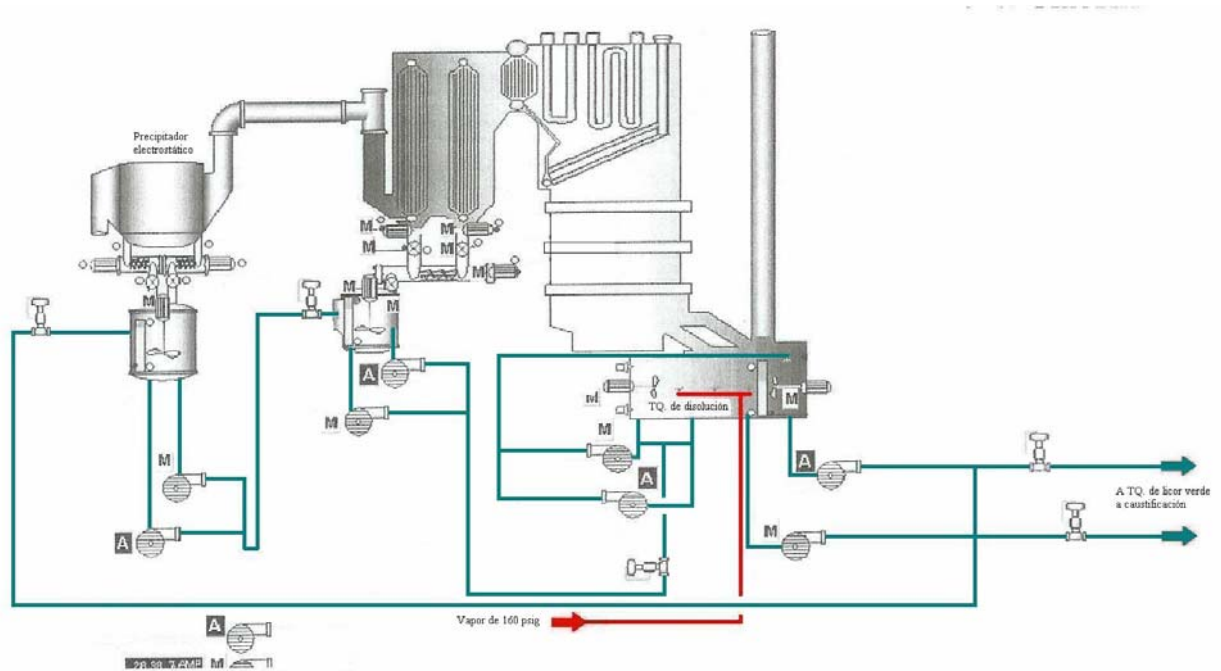


Figura 2.12 Sistema de Colección de Cenizas del Economizador, Precipitador y Dilución de Fundido

el tanque principal de disolución del fundido, tiene una tapa cerrada, un tubo de venteo, una puerta de explosión y las tuberías y boquillas necesarias para recibir las canaletas.

Una o más canaletas se incluyen en el diseño para descargar las sales fundidas del hogar en el tanque principal de disolución. Una canaleta consiste básicamente de una media caña de tubo enfriada por agua. Se debe tener cuidado de no sobrecalentar el metal de la canaleta. Esto puede ser llevado a cabo manteniendo un flujo adecuado de entrada de agua de enfriamiento de 75 litros por minuto de 335 K a 355 K y usando agua desmineralizada.

El tanque principal de disolución y su equipo asociado sirve para recibir y disolver la corriente de sales fundidas que escurre de las canaletas. Es necesario dispersar, o romper la corriente de fundido antes de que toque la superficie de líquido en el tanque. Esta ruptura de la corriente de fundido, antes de que choque con la superficie de líquido, se realiza descargando una fuerte corriente de licor verde en la corriente de fundido a través de una boquilla de cola de pescado localizada atrás y debajo de la canaleta. Estas boquillas de cola de pescado, que usualmente se denominan shatter, se suministra por medio de la recirculación de las bombas de licor verde que succionan del tanque principal de disolución y circulan el licor verde a través de las boquillas.

Además de las boquillas, una boquilla de vapor se instala para asegurar el rompimiento completo de la corriente de fundido. Se localiza normalmente arriba y enfrente del lado de descarga de la canaleta, permitiendo que el chorro de vapor se mueva verticalmente hacia abajo y golpee la corriente de fundido antes de que deje la canaleta. Se requieren válvulas de control y tuberías adecuadas para conducir y reducir el vapor.

El rompimiento del fundido antes de que choque con la superficie del líquido en el tanque previene cualquier explosión, debido a la reacción entre el fundido caliente y el licor verde en el cual va a ser disuelto. En efecto, hay una serie continua de pequeñas explosiones que tienen lugar en el punto de contacto de la masa fundida y el licor verde recirculado. Debe tenerse precaución, por tanto, de asegurarse que las bombas de recirculación son mantenidas en operación constante y que las canaletas son mantenidas limpias, y alineadas con las de descarga del esparido, de tal manera que la intersección de la corriente de fundido con la de licor sean mantenidas. Una precaución importante que debe ser observada, es si una seria explosión en el tanque de disolución quiere ser evitada, es que el tanque debe ser ventado adecuadamente y un volumen libre seguro debe ser mantenido en el espacio de aire entre el techo del tanque y el licor para que actúe como un colchón de explosión.

El entrante o licor blanco débil de relleno, se origina en el departamento de caustificación y es bombeado al tanque principal de disolución en el cuarto de recuperación. Cuando el licor verde concentrado tiene las propiedades químicas adecuadas es enviado a caustificación y el flujo correspondiente de relleno se hace con licor blanco diluido que se alimenta al

tanque principal de disolución por medio de una válvula de control de nivel o de densidad. Se utilizan sistemas automáticos para regular tanto la densidad del licor verde que sale del tanque de disolución como el control simultaneo del nivel del licor blanco débil que se usa de repuesto para mantener un nivel constante (KCM, 2002).

Tanque de colección de cenizas del precipitador

El tanque de colección de cenizas del precipitador, recibe las partículas de carbonato provenientes de la corriente de los gases de combustión del hogar, las cuales, junto con las cenizas recolectadas del economizador son llevadas al tanque de disolución, este tanque también tiene una tubería de entrada de licor blanco débil en el que se disuelven las partículas recolectadas para ser enviadas al tanque de disolución.

Sistema del turbogenerador

El flujo de vapor recalentado proveniente de la caldera es dividido en tres flujos, dos de estos se dirigen hacia el cabezal de reducción de vapor de 18.11 bar (250 psig) y de 4.32 bar (50 psig) respectivamente los cuales son utilizados en la planta de pulpa, evaporadores y producción de papel. El último flujo es utilizado finalmente en la turbina y en el turbogenerador para producir de 8-10 Mega Watts según sea la energía eléctrica que se requiera. De la turbina el vapor sale a una presión de 3.45 bar (50 psig) y 423 K (150°C), el cual es enviado al cabezal de vapor de 3.45 bar (50 psig) y al condensador en donde se utiliza agua de enfriamiento. El agua condensada es bombeada al tanque separador de condensados y se utilizará en el deaerador junto con el agua condensada proveniente del tanque de colección de condensador del vapor de 3.45 bar de la turbina (Ver Figura 2.13).

2.4 Conclusiones

El conocimiento y caracterización del sistema de estudio es la primera etapa en el análisis y optimización de un sistema térmico, mismos que definen el alcance y límites utilizados. Por lo que en esta etapa, se decidió debido a las interconexiones de la planta de cogeneración incluir a otros equipos con el propósito de que los resultados obtenidos sean de utilidad no solo a la planta de cogeneración, sino al sistema de generación de vapor.

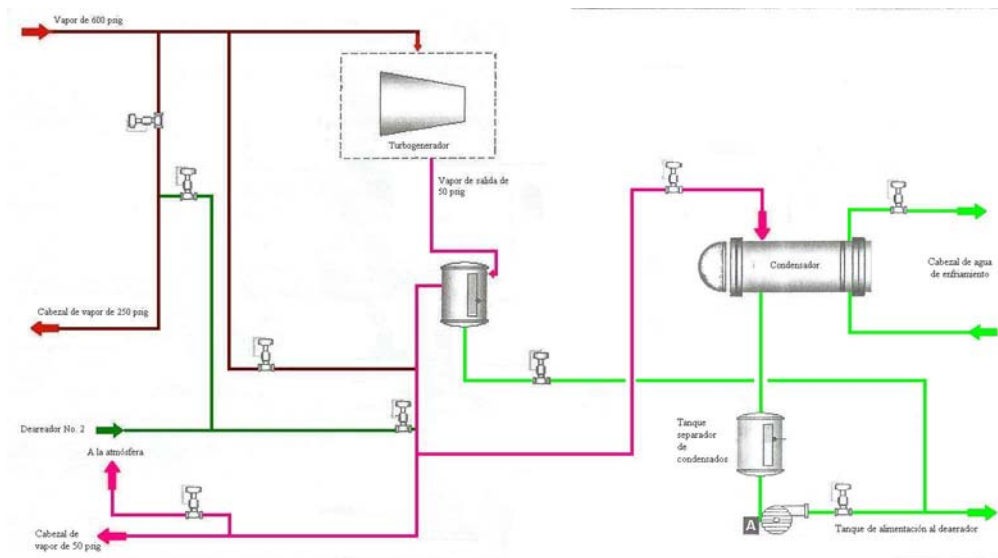


Figura 2.13 Turbogenerador

2.5 Referencias Bibliográficas

Adams T. N., Frederick W. J., Grace T. M., Hupa M., Lisa K., Jones A. K., Tran H., (1997), *Kraft Recovery Boilers*, Tappi Press, United States of America.

Atchinson E. J., (1987), *Nonwood Plant fiber*, Pulping Progress Report No. 3.

Babcock and Wilcox Co., (1981), *Steam its generation and use*.

Casey, J. P., (1990), *Pulpa y Papel – Química y tecnología química*, Vol, 1, Limusa, México

Grace M., Leopold B., y Malcom W. E., (1989), *Pulp and Paper Manufacture*, Third Edition, Vol. 5, The Joint Textbook Committee of the paper Industry, Canada.

Houg G., (1985), *Chemical Recovery in the Alkaline Pulping Processes*, Tappi Press, United States of America.

KCM, (2002), *Manuales de operación y diseño de la caldera de recuperación (RB-2)*.

Servers W. H., Degler H. E. y Miles J. C., (1980), *Energía mediante Vapor, Aire o Gas*, Reverté.

TAPPI, (1979), *Recovery Boiler Test Procedure Short Form*, TAPPI TIS 407 22

Capítulo 3

Análisis de Exergía y Métodos de Optimización

3.1 Introducción

A pesar de que la cogeneración surge como una tecnología que conduce a un ahorro energético en un sistema, no sustituye un análisis del uso eficiente de energía en el mismo, a través de diversas técnicas de integración, que conduzcan a una optimización energética en el sistema de análisis.

El análisis de exergía tiene una aceptación universal en el análisis de la eficiencia de cualquier proceso industrial, puesto que, es útil para alcanzar un uso más eficiente de los recursos energéticos, debido a que permite la localización y determinación de tipos y magnitudes de las pérdidas y desperdicios de energía. Es decir, el análisis de exergía puede indicar cuales son las partes más importantes en un sistema y las que tienen mayor influencia, estableciendo la posibilidad de diseñar un nuevo proceso, así como, de proponer mejoras en la operación de sistemas actuales logrando incrementar la eficiencia de los mismos.

Dentro de este método existen varios submétodos, siendo el más utilizado, la termoeconomía, es decir, la economía de la destrucción de exergía, que relaciona el análisis de exergía con una función objetivo sujeta a restricciones económicas y termodinámicas basadas en el sistema a optimizar. Determinando principalmente a la par los costos de productos intermedios, las áreas de mayor pérdida económica y estableciendo las variables de operación y diseño que deben ser analizadas y modificadas que establezcan un sistema eficiente desde el punto de vista económico y termodinámico.

En este capítulo se presentan brevemente los conceptos básicos utilizados en el análisis de exergía de la planta de cogeneración y los equipos aledaños, así como los referentes a la termoeconomía, las ecuaciones y planteamientos que serán utilizados en los capítulos posteriores, para realizar una optimización termoeconómica en la planta de cogeneración.

3.2 Análisis de Exergía - Método Exergético

El método exergético, es relativamente una técnica nueva basada en el concepto de exergía, definida como una medida universal del potencial de trabajo o calidad de las diferentes formas de energía en relación con un ambiente específico (Seider y col., 2004). Un análisis de exergía permite la valoración del consumo de los recursos de energía a cada proceso o a una planta completa. Indicando como estos recursos están siendo utilizados a través del sistema, es decir, indica cuanto del potencial de trabajo disponible o exergía suministrada a la entrada del sistema bajo consideración ha sido consumida a través del proceso. La pérdida de exergía o irreversibilidad, proporciona una medida cuantitativa aplicable de la ineficiencia del proceso. El análisis de una planta multicomponente indica la distribución de la irreversibilidad total entre los componentes de la misma, indicando aquellos que mayormente contribuyen a la ineficiencia global de la planta (Kotas, 1995).

Al contrario de los criterios tradicionales, el concepto de irreversibilidad esta basado en las dos principales leyes de la termodinámica. El balance de exergía para una región de control, del cual, la tasa de irreversibilidad del proceso puede ser calculada, puede ser derivado combinando la ecuación del flujo de energía (Primera Ley) con la expresión de la tasa de producción de entropía (Segunda Ley) (Brodyanski y col., 1994).

3.2.1 Conceptos básicos

Exergía, ambiente, estado muerto y balance de exergía

La exergía (E) también conocida como disponibilidad es una medida del trabajo útil que puede obtenerse del sistema en un estado dado en un ambiente específico (Yunus y Boles, 2002). En una región de análisis de control, tres tipos de transferencia de energía a través de la superficie de control tienen que ser considerados, la transferencia de trabajo, calor y la de exergía asociada con la transferencia de masa. Así mismo, existen términos peculiares que se utilizan en el método exergético como el concepto de ambiente, el cual es un gran cuerpo o medio en el estado de perfecto equilibrio termodinámico, es decir, no tiene gradientes o diferencias que involucren a la presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o potencial y por lo tanto no existe posibilidad de producir trabajo de cualquier forma de interacción entre partes del ambiente. Para propósitos prácticos, el ambiente consiste de la

atmósfera, los mares y océanos y la superficie terrestre. El estado muerto o de referencia se le llama a las condiciones de total equilibrio termodinámico entre el sistema y el ambiente, el sistema no puede experimentar ningún cambio de estado por medio de alguna forma de interacción con el ambiente. Por lo que ahora, la exergía asociada con la transferencia de trabajo, es el trabajo mismo, el cual es equivalente a la exergía en cualquier aspecto, mientras que la exergía asociada con la transferencia de calor es determinada del máximo trabajo que se podría obtener del uso del ambiente como reservorio de energía térmica de cero grado. Y por último, la exergía asociada con una corriente de materia estable es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando la corriente es traída de su estado inicial por procesos durante los cuales la corriente podría interactuar solo con el ambiente, por lo que es un propiedad de dos estados, el estado de la corriente y el del ambiente. Al igual que la energía se divide en distintos componentes, tales como, la exergía cinética, potencial, física y química, siendo las dos primeras importantes donde existe interacción de la corriente con el ambiente. Mientras que las restantes forman parte de formas de energía desordenadas, por lo que la naturaleza de la entropía depende de las anteriores siendo la exergía química igual a la máxima cantidad de trabajo obtenida cuando la sustancia en consideración es traída del estado del ambiente al estado muerto por procesos que involucran transferencia de calor e intercambio de sustancias solo con el ambiente, al contrario de esta, la exergía física es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenida cuando la corriente de materia es traída de su estado inicial al estado del ambiente definido por P_o y T_o por procesos físicos que involucran solo interacción térmica con el ambiente (Kotas, 1995). La definición más general de la exergía física (E_{ph}) puede ser expresada en forma molar como (El sayed, 2003):

$$\bar{E}_{ph} = (\tilde{h} - \tilde{h}_o) - T_o(\tilde{s} - s_o) \quad (3.1)$$

Donde: \tilde{h} y \tilde{h}_o , s y s_o son las entalpías y entropías de la sustancia en consideración en el estado inicial y la del estado de referencia, y T_o la temperatura del estado de referencia.

La cual puede ser calculada con las tablas de propiedades adecuadas cuando se considera por ejemplo vapor, agua y otros líquidos y sólidos o mediante el uso de diferentes

expresiones encontradas en la bibliografía (Yunus y Boles, 2002; Ahern, 1980; Brodyanski y col., 1994, Kotas, 1995).

El balance de exergía para un sistema abierto que experimenta procesos físicos y químicos, puede ser escrito de la siguiente forma (Kotas, 1995):

$$\sum_{in} \dot{E}_j - \sum_{out} \dot{E}_k \pm \dot{E}^Q \pm \dot{W}_x - \dot{I} = \Delta E \quad (3.2)$$

Donde: \dot{E}_j y \dot{E}_k son la transferencia de exergía por las corrientes másicas que entran y salen de la región de control respectivamente, siendo la transferencia de exergía por masa, \dot{E}^Q es la transferencia de exergía debida al flujo de calor, \dot{W} es la transferencia de exergía por trabajo, \dot{I} es la exergía destruida o trabajo perdido o irreversibilidad, ΔE es el cambio de exergía con respecto al tiempo, para un proceso en estado estable se tiene que $\Delta E = 0$.

Eficiencia exergética y análisis de exergía

El concepto de eficiencia exergética (η_e), conduce a la solución de numerosos problemas asociados con el mejoramiento de la termodinámica y en consecuencia características técnicas y económicas de los sistemas ingenieriles (Barclay, 1998).

La eficiencia exergética de la operación de un proceso depende del principal objetivo del mismo y del trabajo perdido que acompaña a la realización del mismo. Los objetivos difieren de aplicación a aplicación. Por ejemplo, el objetivo principal de un ciclo de refrigeración podría ser la transferencia de calor de la corriente que esta siendo refrigerada en el refrigerante. La eficiencia exergética es calculada de una de dos ecuaciones, dependiendo del signo del término que representa el principal objetivo del sistema. Si el signo es positivo, la eficiencia es dada por (Seider y col., 2004):

$$\eta_{(objetivo\ positivo)} = \frac{\text{Objetivo principal} - \text{Irreversibilidad}}{\text{Objetivo principal}} \quad (3.3)$$

Si el valor numérico del objetivo principal seleccionado es negativo, la eficiencia termodinámica es dada por (Seider y col., 2004):

$$\eta_{(\text{objetivo negativo})} = \frac{\text{Objetivo principal}}{\text{Objetivo principal} - \text{Irreversibilidad}} \quad (3.4)$$

El análisis de exergía de sistemas ingenieriles es un método de evaluar los sistemas globales o partes de los mismos y es realizado para obtener la información más completa posible de la energía y de los procesos de conversión que toman lugar.

Es realizado en base a los parámetros termodinámicos conocidos (aquellos que se obtienen experimentalmente o por medio de cálculos). Un número mínimo de estos parámetros deberá permitir el cálculo de los balances de materia, energía y exergía del sistema bajo investigación o de cualquiera de sus partes. Desde un punto de vista más general, se deben obtener los datos necesarios para determinar los balances que representen la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica; esto es, los balances representan la conservación de la energía y la constancia o incremento en la entropía asociada con la irreversibilidad de los procesos, respectivamente. El balance asociado con un proceso irreversible es un balance de exergía y está basado en los otros dos (El Sayed, 2003).

El método de este análisis esta de hecho reducido a operaciones desarrolladas en dos etapas. En la primera etapa, por medio de abstracción lógica y como una función del propósito del sistema, se separa para analizar cualquier parte que involucre un elemento o grupo de elementos del sistema y se determinan los balances de exergía apropiados. Es necesario conocer las condiciones en la superficie de control. En el límite, la superficie de control podría involucrar a todo el sistema.

En la segunda etapa, dos tipos de características termodinámicas son calculadas para cada parte considerando, así como también para el sistema como un todo: absolutas y relativas. Las características absolutas son los diferentes tipos de exergía en la entrada del sistema (consumo), en la salida del sistema (productividad) y las pérdidas. Las características relativas son conectadas con la eficiencia – por ejemplo el grado de perfección

termodinámica y las pérdidas relativas de exergía de una parte dada del sistema y su influencia en otras partes y en el sistema como un todo (Tsatsaronis y col., 1996).

Un análisis realizado de esta forma resulta en muchas facetas e información detallada en la transformación de energía y materia en el sistema bajo consideración y en cualquiera de sus partes, así como su interacción con el ambiente y otros objetos de los alrededores.

Un análisis exergético puede llevarse a cabo en todo un diseño y en la etapa de operación de un sistema técnico: selección de un proceso, equipo, desarrollo del dibujo, ingeniería de diseño y durante la operación actual. En las diferentes etapas de la realización del sistema, se pueden obtener diferentes grados de libertad para crear un sistema óptimo en el cual puede ser encontrado a través de análisis. En este sentido, las situaciones en el desarrollo del dibujo y durante la operación del sistema son muy diferentes. Es importante determinar cuales pérdidas pueden ser reducidas en cada etapa y cuales no. En la etapa del diseño, el potencial para reducir las pérdidas es mayor que cuando el sistema esta operando. De acuerdo con las evaluaciones disponibles, 40% de las pérdidas del sistema pueden ser atribuidas a la etapa de concepción del diseño y 40% a la etapa de ingeniería de diseño. Entonces, cerca del 80% de las pérdidas del sistema en la etapa de operación no pueden ser reducidas. Esto es porque cuantitativamente el análisis exergético es particularmente crítico en las etapas de dibujo y diseño. En la etapa de operación estudios exergéticos cualitativos son generalmente suficientes. Cualquier decisión debería ser naturalmente adecuada a condiciones específicas.

Los objetivos principales del análisis de exergía son (Brodyanski y col., 1994):

- 1) Determinar, en principio, la posibilidad de realizar un proceso nuevo o la creación de una planta o en la creación de una planta de cualquier complejidad sin un análisis interno. Tal determinación es posible mediante una valoración del balance de energía externa de un sistema y la subsiguiente determinación de η_e .
- 2) Evaluar si nuevos efectos tecnológicos y procesos pueden ser usados para mejorar el funcionamiento de sistemas técnicos.
- 3) Determinar las pérdidas de exergía y eficiencia exergetica en la planta o sus partes. Para determinar las posibilidades para incrementar la eficiencia exergetica del sistema como un todo. Para indicar cuales elementos de un sistema son los más importantes e

influyentes en la eficiencia de operación del sistema η_e para evaluar los límites de eficiencia para condiciones específicas de un sistema.

3.2.2 Dependencia de la eficiencia global del sistema de las eficiencias de los elementos del sistema

Cuando se examina un sistema de ingeniería con el propósito de mejorar su operación, se debería estudiar su estructura interna, así como también sus características externas. Para tal análisis, el sistema es imaginariamente subdividido en elementos o subsistemas. La descomposición puede ser realizada de acuerdo con la estructura del sistema en diferentes formas, pero siempre se establecen las conexiones entre los elementos, determinando una forma de organización interna del mismo. Durante la optimización exergética, la estructura interna del sistema podría permanecer constante, mientras tanto, las características cualitativas de los elementos y sus conexiones podrían cambiar. A la larga, estas características internas revelan cual de las características externas afectan su eficiencia. La identificación de estas características permite: la mejora del sistema de ingeniería y una evaluación de métodos sugeridos para mejorar su operación.

En la mayoría de los sistemas ingenieriles, las conexiones entre los elementos internos son muy complicadas y podría ser muy difícil realizar un análisis analítico, sino imposible. Sin embargo existe una técnica llamada análisis de sensibilidad, la cual es usada comúnmente en sistemas ingenieriles (Seider y col., 2004), que permite de forma general, relacionar una característica exergética asociada Z_i , con la eficiencia de todo el sistema $X_{e,s}$ y la misma característica del i elemento $X_{i,i}$. El valor:

$$Z_i = (\partial X_{e,s} / \partial X_{i,i})_{y=\text{constante}} \quad (3.5)$$

Expresa el efecto de la variación de $X_{i,i}$ en el i elemento, y son características de todos los otros elementos del sistema. La invariabilidad (constancia) de Y con respecto a todos los otros elementos no significa del todo que todas sus características permanecerán constantes. Debido a las conexiones internas, cualquier cambio en un elemento del sistema resulta en

cambios en general, en los otros elementos. Esto es porque la condición $Y = \text{constante}$ significa que los cambios que ocurren en el sistema son causadas solo por cambios en $X_{i,i}$.

El coeficiente Z_i es definido por la estructura del sistema: Z_i puede variar dentro de amplios límites, de valores cercanos a cero a decenas y cientos de unidades. Los elementos con un mayor Z_i tienden a atraer la atención mientras se realiza una optimización y mejora del sistema ingenieril.

Dependiendo de las condiciones específicas Z_i , se puede expresar mediante una de las pérdidas exergéticas características D , o eficiencia exergetica, η_n o por el uso de un coeficiente estructural.

$$Z_i, d = (\delta D_s / \delta D_i)_{y=\text{constante}} \quad (3.6)$$

La evaluación numérica usando la ecuación (3.6) puede causar dificultades considerables si el sistema es complejo.

Sin embargo, seleccionando las variables adecuadas las cuales están claramente asociadas con un balance de exergía, se pueden calcular los coeficientes Z_i sin simular el sistema. Para un caso en particular, es posible resolver aproximadamente la ecuación para $Z_{i,d}$ mediante incrementos de una razón y una función. El coeficiente estructural:

$$Z_i, \eta_i = (\delta \eta_{e,s} / \delta \eta_{e,i})_{y=\text{constante}} \quad (3.7)$$

Indica la dependencia de $\eta_{e,s}$ del sistema en $\eta_{e,i}$ de los elementos y difiere de $Z_{i,d}$ debido a que las relaciones que definen su valor son más simples y fácilmente estimables. En contraste a las pérdidas, las cuales están más cercanamente relacionadas con los elementos de un sistema, $\eta_{e,i}$ son grandemente independientes entre ellas o cambian lentamente. Consecuentemente, una relación entre $\eta_{e,i}$ y $\eta_{e,s}$ puede ser más evidente y simple de estimar. En resumen, se debería hacer notar que los parámetros del sistema pueden ser arreglados en dos formas. Se puede fijar la salida E'' , cambiar diferentes parámetros y estimar los cambios de la entrada $E'=\text{var}$. Se podría, de otra manera, fijar la entrada y examinar los

cambios en la salida ($E'=\text{cons}$, $E''=\text{var}$). Ambos planteamientos son matemáticamente equivalentes y la selección de uno sobre el otro depende del problema a analizar.

Relación de la eficiencia de un sistema y sus elementos

La base para la obtención de una relación general analítica entre η_e y $\eta_{e,i}$ conveniente para la descripción de un sistema de cualquier estructura, es asumir el uso de la igualdad de los flujos de exergía salientes de un elemento y entrando al siguiente. Como resultado de esto, existe una cancelación mutua de los términos de todos los flujos de exergía interna del sistema. Sin embargo, en un caso general, para los sistemas con estructura compleja, este principio no sirve. Al mismo tiempo, si se usa el concepto de la porción de exergía consumida λ_i cuando se evalúa un sistema con una estructura en paralelo, entonces es siempre posible definir que fracciones de flujo de energía dado en la salida de un elemento entra a los elementos vecinos. Brodyansky (1994) deriva una ecuación general de búsqueda.

Si para expresar un numerador y un denominador de η_e (independientemente de la exergía de tránsito manifiesta) por medio de A y B respectivamente entonces es siempre posible escribir:

$$\eta_i = \frac{A}{B} = \frac{B - D}{B} = 1 - \frac{D}{B} \quad (3.8)$$

Donde D son las pérdidas exergéticas en el sistema. Las pérdidas de exergía en el elemento i del sistema son:

$$D_i = B_i - A_i \quad (3.9)$$

Tomando en cuenta que D y D_i están interrelacionados por $D = \sum D_i$, después de la sustitución de la expresión (3.6) en (3.7), se tiene que:

$$\eta_i = 1 - \sum_i \frac{B_i}{B} - \frac{A_i}{B_i} \frac{B_i}{B} = \sum_i \lambda_{, \eta_i, i+1} - \sum_i \lambda_i \quad (3.10)$$

Para evaluar el significado de la expresión $1 - \sum \lambda_i$ en la fórmula (3.10) es necesario determinar la relación entre el consumo de exergía B en un sistema y la B_i de los elementos separados.

Dependiendo del nivel de cálculo de la eficiencia el significado de exergía consumida cambia. Puede significar la magnitud de los flujos de exergía que entran la sistema (E') o elemento (E'_i) sin revelar la exergía de tránsito, o la disminución en varios flujos de exergía en el sistema ($\bar{U}E$) o en el elemento i ($\bar{U}E_i$).

Por consiguiente, la relación entre la exergía consumida en el sistema (B) y la de los elementos separados (B_i), es cambiada. Entonces dependiendo de la manera de expresar la eficiencia, la clasificación del consumo de exergía del punto de vista de la relación entre B y la B_i debería ser cambiada. Se introduce primero una clasificación para un caso donde la eficiencia es estimada si manifiesta exergía de tránsito: Todos los valores del consumo de exergía en el sistema y en los elementos puede ser subdividido en dos grupos:

1. Los valores que representan los consumos en los elementos separados y en el sistema como un todo. Estos consumos involucran los flujos de exergía entrando al sistema. Si todo el flujo de exergía que entra del elemento i es representado por $E_{p,i}$ (el consumo de exergía primaria), entonces la siguiente ecuación es válida:

$$B = \sum_i E'_{p,i} \quad (3.11)$$

2. Los valores que representan solo los consumos en elementos separados y no en el sistema como un todo. Estos involucran flujos internos de exergía procedentes de un elemento a otro. Flujos de exergía en el grupo que entra a los elementos son expresados por $E_{t,i}$ (consumos de la exergía transformada). Entonces la expresión para estimar el consumo de exergía del elemento i tiene la forma:

$$\lambda_i = \frac{B_i}{B} = \frac{E'_{p,i} + E_{t,i}}{B} = \lambda_{p,i} + \lambda_{t,l} \quad (3.12)$$

Donde $\lambda_{p,i}$ y $\lambda_{t,i}$ son parciales de la exergía primaria y transformada en el elemento i , respectivamente. De acuerdo con la ecuación (3.12):

$$\sum_i \lambda_{p,i} = 1 \quad (3.13)$$

Después de sustituir las ecuaciones (3.12) y (3.13) en la ecuación (3.10), se obtiene:

$$\eta_e = \sum_i [\lambda_i \eta_{e,i} - \lambda_{t,i}] \quad (3.14)$$

La ecuación (3.14) tiene un estricto significado físico: una eficiencia exergetica de cualquier sistema de ingeniería es igual a la suma de los complejos algebraicos que caracterizan los elementos del sistema. El valor complejo para cada elemento es definido por tres coeficientes: (i) la porción del consumo de exergía λ_i (carga de exergía) de un elemento describe su efecto en todo el sistema, (ii) la eficiencia exergetica $\eta_{e,i}$ describe su eficiencia termodinámica, y (iii) la porción del consumo de exergía transformada, $\lambda_{t,i}$ describiendo la influencia mutua de los elementos.

El coeficiente $\lambda_{t,i}$ en la ecuación (3.14) es una función de penalización. El menor es el consumo de la exergía transformada en el elemento y el mayor es la eficiencia del sistema. Este es proporcionado por la ecuación (3.14) cuando es expresada tomando en cuenta la ecuación (3.12):

$$\eta_i = \sum_i [\lambda_{p,i} \eta_{e,i} + \lambda_{t,i} (\eta_{e,i} - 1)] \quad (3.15)$$

De la ecuación (3.15) se observa que la eficiencia del sistema se incrementa conforme $\lambda_{p,i}$ o $\eta_{e,i}$ se incrementa y disminuye conforme la exergía transformada $\lambda_{t,i}$ se incrementa debido a que $\eta_{e,i} - 1 < 0$. La ecuación (3.15) es válida también para el caso, cuando las eficiencias del sistema o los elementos son calculados manifestando la exergía de tránsito. Esto es debido al hecho de que la clasificación del consumo de exergía aplicada a la estimación de la

eficiencia sin manifestar la exergía de tránsito, es también conveniente para el caso que se está considerando. Además, el procedimiento para definir los consumos de exergía primaria y transformada debería ser calculado en cada corriente y subcorriente de materia y energía a la entrada y salida de cada elemento para cada tipo de exergía.

3.2.4 Análisis y optimización termodinámica de sistemas ingenieriles.

Existen diferentes enfoques para realizar un análisis exergético. El primero está basado en estimar dos grupos de valores del sistema y sus elementos. Estos son las pérdidas (internas y externas) y la eficiencia exergética. Como un resultado, se obtiene una sección de cruce o fotográfica de rayos X haciendo posible ver y evaluar objetivamente todas las transformaciones de energía que toman lugar en el sistema.

Tal fotografía puede servir como base para el trabajo posterior en mejorar un sistema y compararlo con otros sistemas destinados a cumplir los mismos o propósitos similares.

Esta información es también de gran importancia desde el punto de vista metodológico. Esto hace posible demostrar visualmente las ideas que forman la base de una función de varios sistemas ingenieriles de transformación de materia y energía, sus ventajas y defectos. Permitiendo la evaluación de los resultados de varias alternativas sugeridas, conduce a la identificación de tendencias en nuevos desarrollos.

Tal planteamiento podría ser considerado “estático” debido a que caracteriza solo un estado determinado de un sistema. Aunque la información puede ser obtenida cuando se aplica este planteamiento a un análisis termodinámico es importante, es insuficiente para resolver el problema principal – optimización del sistema.

Se deberían usar correctamente métodos de diagnóstico basados en la identificación de relaciones e interacciones de los elementos del sistema. Sigue que otro y más profundo planteamiento debería ser usado por un análisis termodinámico completo. Tal planteamiento toma en cuenta que la no equivalencia de exergía (coeficientes δ_i) y define los coeficientes estructurales del tipo Z_i por la ecuación (3.7) El conocimiento de estos coeficientes hace posible la identificación de factores cuyos cambios hacen posible obtener una optimización termodinámica de un sistema ingenieril. Este planteamiento en un análisis

puede ser llamado dinámico, debido a que muestra el cambio de cantidades tales como D y η cuando el sistema pasa de un estado a otro.

La ecuación (3.15) permite realizar un análisis exergético más profundo para identificar las formas que conducen hacia la perfección del sistema que el método de estimación de pérdidas y eficiencia de los elementos del sistema. También ofrece una base para la estimación de los coeficientes estructurales Z_i . Entonces, el uso de la ecuación (3.15) aumenta las capacidades del método exergético.

Análisis Exergético Estático

La aplicación de la ecuación general (3.15) hace posible expandir las posibilidades del método exergético para la identificación de las principales formas de mejora de la operación del sistema. Además de la condición aparente del incremento en las eficiencias $\eta_{e,i}$ de los elementos del sistema, una nueva relacionada cuando los valores de $\eta_{e,i}$ permanecen constantes puede ser utilizada.

“Para incrementar la eficiencia termodinámica del sistema, es razonable incrementar la fracción del consumo de exergía primaria ($\lambda_{p,i}$) en elementos con la mayor eficiencia y disminuir la fracción del consumo de exergía transformada ($\lambda_{t,i}$) en elementos con la menor eficiencia”.

Este planteamiento, que utiliza la ecuación (3.15) está basado en la no equivalencia de la exergía consumida transformada y primaria. Como se ha establecido, el consumo de exergía primaria es equivalente desde el punto de vista de su efecto en el consumo de exergía global del sistema. El consumo de exergía transformada no es equivalente debido a que los cambios en los elementos resultan en un cambio mayor del consumo de exergía del sistema.

Entonces, un análisis de la ecuación (3.13) permite formular un nuevo planteamiento considerando la importancia de la eficiencia de los elementos separados y de la distribución del consumo de exergía entre los elementos. Tal análisis permite la construcción de un diagrama en coordenadas $\eta_{e,i} = f(\lambda_{p,i}, \lambda_{t,i})$. La gráfica proporciona dos tipos de información:

1. Una estimación visual de los efectos de las pérdidas internas y externas en la eficiencia del sistema.
2. Estima las formas posibles de redistribuir los cargos entre los elementos (por ejemplo, incrementar $\lambda_{p,i}$ disminuyendo $\lambda_{p,3}$).

Consecuentemente, para incrementar la eficiencia del sistema no se puede solo incrementar la eficiencia de los elementos individuales sino también redistribuir las cargas de exergía entre ellos.

La diferencia física entre la exergía primaria y transformada esta basada en su influencia en la exergía consumida en el sistema. Un incremento en la entrada de exergía primaria causa un incremento similar en la exergía consumida por todo el sistema. Sin embargo, un incremento en la exergía transformada consumida en un elemento causa un incremento mayor en la exergía consumida por el sistema entero.

Este problema puede ser resuelto analíticamente para un sistema con $\eta_{e,i}$ constante. Un ejemplo de tales sistemas es cuando se puede dividir en componentes individuales, cada una teniendo una eficiencia, la cual puede ser considerada una constante. En este caso, el responder la pregunta como que redistribución de carga posible debería ser usada, es útil para realizar un análisis exergético dinámico.

Análisis exergético dinámico

Los efectos de cambios en la destrucción de exergía o pérdida de exergía en un componente en la entrada de exergía a todo el sistema es importante tanto en el diseño de nuevos sistemas, como en mejorar el funcionamiento de sistemas existentes. Se asume que el producto del sistema global y las eficiencias exergeticas de los componentes restantes permanecen constantes conforme la destrucción de exergía y/o la pérdida de exergía en un componente varia.

Es necesario obtener relaciones analíticas entre estos coeficientes y esto no siempre se puede realizar. Además de que la decisión relacionada con este problema puede ser difícil desde el punto de vista de ingeniería debido a que a veces se desconoce como cambian los valores de $\eta_{e,i}$. Otra situación que podría resultar de aplicar otro coeficiente estructural $Z_{e,i}$

$$Z_e = \left(\frac{\delta \eta_e}{\delta \lambda_{p,i}} \right) y = \text{constante} \quad (3.16)$$

El principal propósito para calcular Z_e es determinar como cambiará η_e en un principio preasignado la distribución de cargas entre los elementos. Es obvio que para calcular la derivada $\delta\eta_e/\delta\lambda_{p,i}$, es necesario expresar $\eta_{e,i}$, y $\lambda_{t,i}$ a través de $\lambda_{p,i}$. Es posible analíticamente cuando se aplica a sistemas en los cuales $\eta_{e,i} = \text{constante}$ es observada. Estos sistemas son de interés para realizar un análisis dinámico usando el método propuesto. Esto es porque se debe dividir el sistema exitosamente en elementos en una forma tal que las eficiencias de estos elementos son consideradas constantes.

En muchos casos, componentes tales como compresores, plantas para separar mezclas, reactores químicos, tienen una eficiencia constante. Para sistemas que involucran estos componentes, se sugiere cambiar las cargas entre los elementos, por ejemplo una porción de la exergía principal $\lambda_{p,i}$ aumenta el elemento i , el valor de $\eta_{e,i}$, contra $\lambda_{p,j}$ del elemento j debería ser disminuido en el mismo nivel. En otras palabras, el signo de la derivada debería ser determinado considerando $d\lambda_{p,i} = -d\lambda_{p,j}$. Si $(\delta\eta_e/\delta\lambda_{p,i}) > 0$, la carga debería ser distribuida del elemento j al elemento i , de lo contrario, si $(\delta\eta_e/\delta\lambda_{p,i}) < 0$ de i a j . El valor máximo de la derivada de la condición de valoración j no es igual a i , indica que hay una ruta óptima de redistribución de carga de exergía para un elemento i . Para tomar las derivadas de $\delta\eta_e/\delta\lambda_{p,i}$ es necesario expresar los valores de $\lambda_{t,j}$ en términos de $\eta_{e,i}$, y $\lambda_{p,j}$.

Optimización Termodinámica de un diagrama de flujo de un sistema

Otra área de aplicación de la ecuación (3.15) es la introducción combinada de elementos con diferentes $\eta_{e,1}$ dentro de los sistemas potencia-tecnológica (integración de proceso). El flujo de exergía dado E'' es obtenido por una entrada de exergía E' en el sistema. Cuando un flujo nuevo de exergía E''_N es obtenida, junto con el flujo viejo, cambiando la estructura de comunicación del sistema (en este caso, adicionando un elemento nuevo). Este conduce a un consumo extra de la exergía E'_{ad} y a la redistribución en la entrada. Es ahora necesario distinguir entre dos casos de aplicación de la ecuación (3.15) a este problema. Si los elementos del sistema tienen eficiencias constantes $\eta_{e,1}$ entonces el uso de la ecuación

(3.15) hace el problema considerablemente fácil de resolver. La próxima magnitud (A) puede ser estimada por elementos adicionales los cuales cumplirán con la ecuación $\eta_e'' > \eta_e$, [η_e'' es la nueva diferencia del sistema y η_e es la diferencia inicial del sistema]. El valor obtenido para A limita la elección de las variables, lo cual es necesario porque los elementos o clases enteras de elementos con eficiencia menor a A no pueden ser considerados cuando la combinación del problema esta siendo resuelta.

Si este método es aplicado a un sistema en el cual la condición $\eta_{e,1} = \text{constante}$ no es observada entonces el método no conduce automáticamente a la decisión optima. Sin embargo, en este caso, la ecuación (3.15) es útil también, debido a que el diagrama $\eta_{e,1}$ vs λ_i construido de acuerdo a esta ecuación indica posible formas de redistribución de la carga de exergía entre los mismos elementos.

3.2.5 Análisis termoeconómico y evaluación

Termoeconomía es la rama de la ingeniería que combina el análisis de exergía con los principios económicos para proporcionar al diseñador del sistema u operador información no disponible a través de un análisis de energía convencional y evaluaciones económicas pero cruciales para el diseño y operación de un sistema de costos efectivo. La termodinámica es un auxiliar en la minimización de costos de exergía. Debido a que las consideraciones termodinámicas de la termoeconomía están basadas en el concepto de exergía, el término exergonomía puede también ser usado para describir la combinación del análisis de exergía y economía.

Habiendo aplicado técnicas para evaluar las ineficiencias termodinámicas del caso de estudio: destrucciones de exergía y pérdidas de exergía. Ahora, es necesario conocer el costo de tales ineficiencias. El conocimiento de estos costos es muy útil para mejorar la eficiencia de costos del sistema, esto es, para reducir los costos de los productos finales producidos por el sistema. Además, si un sistema tiene más de un producto, se podría querer conocer los costos de producción de cada producto. Este es un problema común en plantas generadoras de servicio que venden a otras. Si el operador de planta quiere saber el verdadero costo de cada una de los servicios que es generado; estos costos son entonces

cobrados a los apropiados productos finales de acuerdo con el tipo y cantidad de cada servicio usado para generar un producto final. En el diseño de un sistema térmico, identifica las opciones técnicas que podrían mejorar la eficiencia de costos del sistema.

El objetivo, de un análisis termoeconómico podría ser (a) calcular separadamente los costos de cada producto generado por un sistema teniendo mas de un producto (b) entender el costo de formación del proceso y el flujo de costos en el sistema (c) optimizar las variables específicas en un solo componente o (d) optimizar el sistema global.

La contabilidad de costos en una compañía esta relacionada con (a) determinar el costo actual de productos o servicios, (b) proporcionar una base racional para el precio de artículos y servicios, (c) proporcionar medios para la localización y control de gastos, y (d) proveer información de cuales decisiones de operación podrían ser usadas y evaluadas. Esto se utiliza en el balance de costos. En un análisis económico convencional, un balance de costos es formulado para un sistema global operando o un estado estable, el cual, proporciona información crucial para el diseño y operación de un sistema eficiente es(Tsatsaronis, 1996):

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_e \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (3.17)$$

Donde: $C_{e,k}$ es el costo promedio de las corrientes de entrada en \$/Kg o \$/GJ, $C_{w,k}$ es el costo de la transferencia de trabajo en \$/Kg o \$/GJ, $C_{q,k}$ es el costo de la transferencia de calor en \$/Kg o \$/GJ, $C_{i,k}$ es el costo las corrientes de salida en \$/Kg o \$/GJ, Z_k es el costo de operación en \$/Kg o \$/GJ.

Aplicación de las eficiencias al cálculo o fijación de costos

La exergía podría ser considerada como una medida de capacidad de una forma dada de energía y la materia que causa un cambio (por ejemplo producir trabajo, objetos de calor, causar reacción, etc.). Es también la exergía, la cual es perdida o consumida para hacer que un proceso en particular proceda a una cierta tasa. Es por lo tanto razonable evaluar el costo de los flujos de materia y energía en base de su contenido exergético (El Sayed, 2003).

En el caso de una planta multi producto, criterios adicionales son requeridos para determinar las relaciones entre el costo de unidades de diferentes productos. Muchos autores proponen el uso de exergía como una base para la fijación del precio de productos. Tal cálculo podría ser aplicado a una variedad de plantas multi productos, incluyendo: Plantas combinadas de calor y potencia, generación de energía eléctrica con una planta de desalinización de agua de mar, refrigeración combinada y planta de calentamiento y a plantas de destilación multiproducto (por ejemplo separación de aire o destilación de productos de petróleo) (Kotas, 1995).

Debido a que el método exergético para la fijación del precio esta basado en principios termodinámicos racionales, fomenta la producción eficiente y es favorable al consumidor. El método es aplicable en casos donde el productor ejerce control total sobre el precio de sus productos, por ejemplo, en el costo de la generación de calor y potencia por una corporación municipal o por una compañía generadora de calor y potencia para su uso en un complejo industrial. Los costos de los dos productos en el último caso podrían ser requeridos para el propósito de la fijación del costo de productos elaborados en el complejo. Además, el método exergético de fijación de costos puede ser usado para establecer la factibilidad comercial de una planta multiproducto o generación separada de estos productos en diferentes plantas. Por ejemplo, la cogeneración de vapor y potencia o producción separada de los productos dados. Este planteamiento para el cálculo del costo puede ser aplicado a diferentes valores de un sistema, por ejemplo, redistribución entre los productos de salida de (Barclay, 1998):

1. Costo de la exergía de entrada (procedimiento del cálculo de costos exergéticos).
2. Costo anual de la operación del sistema en unidades monetarias (procedimientos de fijación de costos termoeconómicos).
3. Costo anual de la operación del sistema en unidades de exergía acumulativa,

Por lo tanto, en el caso de una planta multiproducto el balance de costos debe ser entonces complementado por ecuaciones de exergía adicionales (ecuaciones auxiliares) para que el número de ecuaciones sea igual al número de costos de unidades desconocidas las cuales tienen que ser determinados. Estas ecuaciones son determinados mediante (El sayed, 2003):

- El método de igualdad donde cada unidad de exergía tiene el mismo costo para todos los productos,
- El método de extracción donde la exergía de los subproductos tiene el mismo costo como el costo promedio de los flujos de exergía en la entrada del sistema.

Siendo los principios generales aplicados en la formulación de relaciones auxiliares (Tsatsaronis y col, 1996):

1. Cuando la definición del producto para un componente involucra una sola corriente de exergía, como por ejemplo, en una turbina, el costo de la unidad de esta corriente de salida es calculada del balance de costos. Las relaciones auxiliares son formuladas para las corrientes de salida remanentes que son usadas en la definición de combustible (o raramente) en la definición de pérdidas de exergía asociadas con el componente que esta siendo considerado.
2. Cuando la definición del producto para un componente involucra m corrientes de salida de exergía, $m-1$ relaciones auxiliares refinadas a estas corrientes de productos deben ser formuladas. En la ausencia de información acerca del proceso de producción de cada una de las m corrientes, se puede asumir que cada unidad de exergía es suministrada a cada corriente de producto al mismo costo promedio.
3. Cuando la definición para un componente involucra la diferencia entre los estados de entrada y salida de la misma corriente de materia, el costo promedio por unidad de exergía permanece constante para esta corriente. Este costo cambia solo cuando la exergía es suministrada a la corriente, la cual entonces es parte de la definición del producto.

Variables termodinámicas para la evaluación por componente

Las siguientes cantidades, conocidas como variables termoeconómicas, juegan un papel muy importante en la evaluación termoeconómica y optimización de sistemas térmicos: el costo promedio por unidad de combustible, $C_{F,K}$; el costo promedio por unidad de producto $C_{p,k}$, el costo de la pérdida de exergía $C_{L,K}$, el costo de la destrucción de exergía, $C_{D,K}$.

Después de introducir los costos asociados con el combustible (C_F) y el producto (C_P), Se puede definir el costo promedio por unidad de combustible y producto para un componente. El costo promedio por unidad de combustible ($C_{F,K}$) para el K+h componente es definido por (Tsatsaronis y col., 1996):

$$C_{F,K} = \frac{C_{F,K}}{E_{F,K}} \quad (3.18)$$

Y expresa el costo promedio al cual, cada unidad de exergía ($E_{F,K}$) del combustible suministrado al K+h componente. Similarmente, el costo promedio de unidad de producto ($C_{P,K}$) para el K+h componente es el costo promedio al cual cada unidad de exergía del producto de K+h componente es generada:

$$C_{P,K} = \frac{C_{P,K}}{E_{P,K}} \quad (3.19)$$

El costo asociado con la pérdida de exergía (C_L) que representa la pérdida monetaria asociada con el rechazo de exergía (pérdida) de un sistema a sus alrededores. La pérdida de exergía ($C_{L,K}$) del K+h componente del sistema podría consistir de la pérdida de exergía asociada con la transferencia de calor a los alrededores, corrientes de materia enviadas a los alrededores y que no sean usadas posteriormente dentro del sistema global analizado o en otro sistema. Usando los costos asociados con el combustible, producto y pérdida de exergía para el K+h componente, el balance de costos es:

$$C_{P,K} = C_{F,K} - C_{L,K} + Z_K \quad (3.20)$$

Con las ecuaciones (3.18) y (3.19), la ecuación (3.20) puede ser escrita como sigue:

$$C_{P,K} E_{P,K} = C_{F,K} - C_{L,K} + Z_K \quad (3.21)$$

Cuando el propósito del análisis termoeconómico es entender el proceso de formación de costos y el flujo de costos en el sistema, evaluar el comportamiento de un solo componente u optimizar variables de diseño específicas en un solo componente, todas las corrientes de pérdida de exergía deberían ser evaluadas como si fueran posteriormente a ser usadas por el sistema. Para lo cual, se calcula la pérdida monetaria ($C_{L,K}$) asociada con la pérdida de exergía ($E_{L,K}$) en el $k+h$ componente

$$C_{L,K} = C_{F,K} E_{L,K} \quad (3.22)$$

Esta ecuación asume que la pérdida de exergía es cubierta por medio del suministro de combustible adicional ($E_{F,T}$) del $k+h$ componente y que el costo promedio ($C_{F,K}$) de la unidad que suministra la exergía de combustible permanece constante con la variación de la pérdida de exergía en el componente $k+h$. Cuando la ecuación (3.22) es usada, todas las penalizaciones de costo asociadas con las pérdidas de exergía deben ser cobrados a los productos finales del sistema y recuperados mediante la venta de los productos.

El concepto de pérdida de exergía es normalmente aplicado a un sistema global más que para un solo componente, que tiene una corriente de salida que no es posteriormente usada en el sistema global. Este componente podría no ser penalizado por tal pérdida, particularmente si la corriente de salida ha sido usada en más de un componente, i si sale de los sistemas globales con la menor temperatura, presión y valores de exergía química permitidos. En tal caso, la ecuación (3.21) la podría ser usada en estudios de optimización de costos que involucran el sistema completo.

Costo de destrucción de exergía: es la relación de costo del combustible adicional que debe ser suministrado al $k+h$ componente (por encima de la relación necesaria para el producto) para cubrir la tasa de destrucción de exergía. Asumiendo que el producto ($E_{p,k}$) es fijado y que el costo de la unidad de combustible ($C_{F,K}$) del $k+h$ componente es independiente de la destrucción de exergía, se puede definir el costo de la destrucción de exergía como:

$$C_{D,K} = C_{F,K} E_{P,K} \quad (E_{P,K} \text{ fijo}) \quad (3.23)$$

En un sistema bien diseñado, la destrucción de exergía en el $k+h$ componente directamente afecta la inversión de capital para el mismo componente y, en algunos casos, indirectamente afecta la inversión de capital y el costo de combustible de otros componentes. Para la mayoría de los componentes bien diseñados, como la destrucción de exergía disminuye o como la eficiencia se incrementa, el término $C_{p,k}$ disminuye pero la inversión de capital Z^{cl} se incrementa. La optimización del diseño de un solo componente aislado, consiste en encontrar los apropiados intercambios entre $C_{p,k}$ y Z_k que minimizan el costo de la unidad de producto generado en el mismo componente. En el punto óptimo de costos, la relación $C_{p,k}/Z_k$ permanece aproximadamente constante. De acuerdo con esto, el menor costo por unidad de exergía usado para calcular $C_{p,k}$, el menor del valor de costo óptimo de Z_k . Entonces, usando la Ecuación (3.21) para estimar el costo de la destrucción de exergía ($C_{D,k}$) se toma un planteamiento prudente con respecto a los costos de inversión de capital. Esta filosofía es consistente con la practica común en el diseño de sistemas industriales.

Los efectos de la destrucción y pérdidas de exergía en la eficiencia y costos

La importancia económica de la destrucción de exergía y de la perdida de exergía en un componente depende de la posición relativa del componente con respecto a las corrientes de combustible y producto del sistema global: un cambio en la exergía destruida o perdida de un componente cercano a la corriente de producto generalmente tiene un impacto mayor en el combustible suministrado al sistema global que un cambio en la destrucción de exergía (o perdida de exergía) de la misma magnitud en un componente cercano al componente donde el combustible al sistema global es suministrado. Esto es, para suministrar a un componente donde se incrementa la destrucción de exergía y/o perdida de exergía ocurre con la exergía que requiere, exergía adicional es generalmente destruida en los componentes anteriores. Esta conclusión se aplica a cualquier sistema con cualquier arreglo de componentes. En un sistema de potencia – vapor, por instancia, destrucción de exergía evitado en la turbina de vapor (o perdida de exergía) tiene un impacto mayor en la eficiencia del sistema y el costo de electricidad que la destrucción de exergía (o pérdida de exergía) de la misma magnitud en la caldera (Yunus y Boles, 2002).

Evaluación de un diseño

Una evaluación termoeconómica detallada del diseño de un sistema térmico, esta basada en un conjunto de variables calculadas para cada componente del sistema. Entonces, para el k+h componente, se calcula (Tsatsaronis y col., 1996):

- Eficiencia exergetica E_K .
- Tasas de destrucción de exergía $E_{D,K}$ y pérdida de exergía $E_{L,K}$.
- Relaciones de destrucción de exergía $Y_{p,k}$ y de pérdida de exergía $Y_{L,K}$.
- Relaciones de costos asociados con inversión de capital Z_K , gastos de operación y mantenimiento Z_K y su suma Z_K .
- Relación de costo de destrucción de exergía $C_{D,K}$.
- Factor exergoeconómico f_k , el cual indica la relación de la contribución de los costos no relativos a la exergía (Z_K), con respecto al incremento del costo total.

Para mejorar la eficiencia de un sistema térmico compuesto de diferentes componentes, se recomienda la siguiente metodología (Tsatsaronis y col., 1996):

1. Agrupar los componentes en orden descendente de importancia de costo usando la suma $Z_K + C_{p,k}$.
2. Considerar cambios de diseño inicialmente para los componentes para los cuales el valor de esta suma es alto.
3. Poner especial atención a componentes con una diferencia de costos relativamente grande, especialmente cuando las tasas de costo Z_K y $C_{p,k}$ son altos.
4. Usar el factor exergoeconómico f_k para identificar la principal fuente de costos (inversión de capital o costo de destrucción de exergía).
 - a) Si el valor f_k es alto, investigar si su costo efectivo para reducir la inversión de capital para el k+h componente a expensas de la eficiencia del componente.
 - b) Si el valor de f_k es bajo, tratar de mejorar la eficiencia del componente incrementando la inversión de capital.

5. Eliminar cualquier subproceso que incremente la destrucción o pérdida de exergía sin contribuir a la reducción de la inversión de capital o de los costos del combustible para otros componentes.
6. Considerar mejorar la eficiencia exergetica de un componente si tiene una eficiencia relativamente baja o valores relativamente altos de destrucción de exergía, de la relación de destrucción o pérdida de exergía.

3.2.6 Optimización Termodinámica y económica

En un número de casos, la optimización termodinámica puede resultar en un efecto práctico. Al mismo tiempo, se debería tomar en cuenta los límites de su aplicación. A la larga, la variación en el nivel tecno-económico será el factor decisivo. En general, la optimización termodinámica y tecno-económica no coinciden; un sistema, el cual es más efectivo termodinámicamente podría parecer estar muy lejos del óptimo económico. Existen algunos casos donde se pueden usar solo la optimización termodinámica más que la complicada tecno-económica. La primera se refiere a sistemas en los cuales un aumento en la eficiencia también ocasiona una mejoría en términos económicos bajo un cierto rango de condiciones. Tal relación es típica de muchos sistemas simples o elementos relativamente independientes de sistemas complicados. La condición necesaria para la existencia de tales condiciones simples es la estabilidad relativa de gastos no – energéticos bajo condiciones de cambios substanciales en gastos energéticos (los cuales están basados en el valor de eficiencia) (Brodyanski y col., 1994).

Muchas plantas químicas, refrigerantes e instalaciones de bombas de calor, compresores y máquinas de expansión de gas podrían servir como ejemplos de este tipo de sistema. La mayoría de las plantas térmicas y sus componentes, calderas y unidades separadas de otros sistemas están también en esta categoría. En el segundo caso, cuando se puede usar solo una investigación termodinámica, se aplica la optimización de las condiciones de operación de sistemas ingenieriles. Efectivamente, en este caso, solo valores exergéticos (en un caso general, la materia y flujos de energía a la entrada y a la salida) cambian, todos los otros parámetros permanecen prácticamente constantes (El sayed, 2003).

Selección de las funciones objetivo: su relación con la eficiencia.

El análisis termodinámico y la optimización de un sistema y sus procesos por el método exergético permite la solución de un número de problemas prácticos importantes encontrados en diferentes ramas de la ingeniería. De las muchas opciones que existen en la estrategia ingenieril u operación de parámetros, el objetivo a alcanzar es obtener el máximo valor de η_e . Al mismo tiempo, se debe hacer notar que cualquier análisis puramente termodinámico tiene limitaciones conceptuales. Estas limitaciones son debido al hecho de que el análisis termodinámico solo trata con el consumo y pérdida de exergía, mientras que en una situación real, se toma generalmente en cuenta una amplia variedad de consumos. En optimización, es por lo tanto necesario reducir ambos índices a un valor generalizado. El reciente reconocimiento de que los recursos naturales son limitados del incremento en los efectos de la naturaleza, han colocado en el lugar de suma importancia a otro factor, la conexión con fuentes naturales de todo tipo. Esta nueva dirección en la teoría de la economía es desarrollada exitosamente y aparentemente tomará una fuerte posición junto a la teoría clásica (Ristinen y Kraushaar, 2006). El desarrollo de esta nueva teoría es facilitado por el hecho de que ambos flujos de materia y energía pueden ser expresados en términos de una unidad universal, la exergía. Usando la propiedad de aditividad de la exergía, es posible reducir todo tipo de gastos a un valor generalizado (Smith y Abbott, 2003).

El análisis tecnoeconómico tiene un lugar prominente en el desarrollo y mejora de la mayoría de los sistemas ingenieriles. Aunque el análisis termodinámico es esencial para determinar los límites de decisión factibles técnicamente (especialmente en las etapas iniciales de la investigación) y también permite la minimización de gastos energéticos, la decisión final siempre depende de la evaluación económica de eficiencia.

En un número de casos particulares, los resultados de la investigación provenientes de diferentes y muchos puntos de vista fueron absolutamente idénticos – el óptimo termodinámico no difiere del tecno económico. Tal identidad de resultados es debida al hecho de que el cambio de parámetros del sistema dentro de los límites necesarios por la optimización termodinámica no crea cambios en otro tipo de gastos. Todavía, en un caso general, esta coincidencia no es necesaria. Por otra parte, para la mayoría de los sistemas

(en particular, en sistemas complejos de energía y conversión de materia) las recomendaciones obtenidas como resultado de un análisis termodinámico y tecno económico podrían diferir fundamentalmente (Seider y col., 2004).

Entonces, el slogan de optimización termodinámica, “pelear contra la irreversibilidad para máxima eficiencia” es reemplazado por el slogan tecnoeconómico “pelear por la eficiencia optima”. Una relación entre las características termodinámicas y tecnoeconómicas la cual es valida para todos los sistemas de transformación de energía y materia. Bajo ciertas suposiciones simplificadas esta relación generalizada puede ser derivada analíticamente, entonces proporciona la existencia del óptimo tecnoeconómico correspondiente a la eficiencia óptima exergetica y su unicidad (Brodyanski y col., 1994).

En la transferencia al análisis tecnoeconómico y optimización, relaciones con la termodinámica (y acordeamente con la noción de eficiencia) llegan a ser más complejas y rebuscadas. Estas difieren fundamentalmente dependiendo de si la evaluación de costo del trabajo o exergía es usada. En el primer caso, gastos para la implementación y operación del objetivo son expresadas en forma monetaria; aquí la exergía puede servir solo como un valor auxiliar si la salida y entrada de un sistema son flujos de materia y energía pero artículos fabricados. Entonces la función objetivo puede ser el costo anual en unidades monetarias por KJ de la exergía del producto (función objetivo termodinámica). En la producción de artículos fabricados, la función objetivo es el costo anual por unidad del producto.

En el segundo caso, todos los gastos pueden ser expresados en términos del valor de exergía (exergía acumulada). A pesar de toda la variedad de datos en coeficientes de gastos necesarios para este tipo de deudas, estas son más bien adaptadas debido a que la cadena completa de componentes que convergen rápidamente del final (Kotas, 1995).

Cualquier resumen de gastos que entra al sistema consiste de dos componentes. El primero, el cual es expresado directamente por una exergía, es la exergía primaria de los recursos naturales, ΣE_o , (por ejemplo, carbón, aceite, gas, combustible nuclear, materia prima mineral, etc.). La segunda es indirecta, consumo de exergía primaria adicional E_1 para la producción de exergía transformada ($E_{t,i}$) y transporte de la exergía primaria y transformada. Además de esto, los gastos exergeticos, ΣZ_k para el equipo de producción,

construcción de productos completos, etc., así como la infraestructura, son incluidos en el grupo de gastos indirectos. Analizando este componente en la segunda etapa, es posible otra vez separar el consumo de exergía primaria. El resto será otra vez sometido a una operación similar. La practica muestra que después de la tercera y cuarta etapa el resto de los gastos podría ser considerado despreciable. El curso de tal estimación en etapas es realizado en cálculos basados en datos confiables estadísticos y también en análisis energéticos de diferentes industrias (El sayed, 2003).

3.2.7 Optimización de equipo y costos de operación

Muchos sistemas industriales podrían ser representados como “cajas negras” que transforman entradas de bajo valor en salidas de alto valor. Los componentes operacionales de un sistema industrial podrían ser agrupados en tres categorías: (i) componentes que suministran exergía, (ii) componentes que distribuyen exergía o rechazan exergía del ambiente, y (iii) aquellos que son independientes de las transformaciones de exergía. Se han designado los siguientes términos para describir las primeras categorías de componentes respectivamente como: Pro-exergéticos y Anti-exergéticos (Figura 3.1).

Componentes Pro-exergéticos: Ejemplos de este grupo son: motores, bombas, compresores y calderas. Los costos de compra e instalación de los componentes por-exergéticos son funciones crecientes de su preferencia nominal y son por lo tanto casi siempre funciones crecientes del flujo de exergía consumida por el sistema (expresado, por ejemplo, en toneladas equivalentes del combustible).

Componentes Anti-exergéticos: Ejemplos son: ductos o tuberías por medio de los cuales la exergía mecánica es destruida (energía mecánica transformada a energía térmica) por fricción del flujo y aislamiento a través del cual la exergía térmica escapa hacia el exterior. El costo de tales componentes es generalmente una función decreciente del consumo de exergía (por ejemplo más exergía es pérdida a través de un aislamiento más barato o en la fricción de flujo a través de tuberías de diámetro más pequeño para el flujo de masa equivalente).

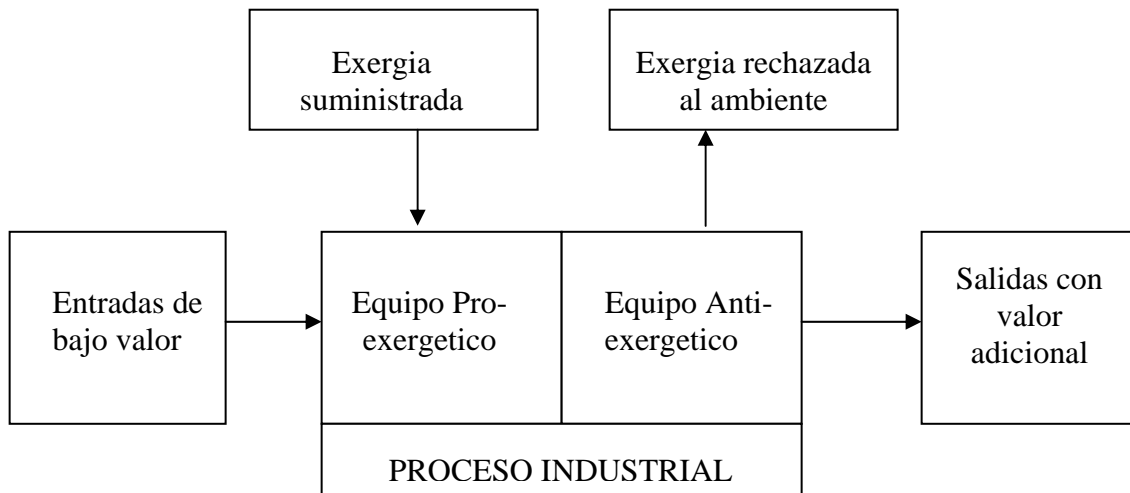


Figura 3.1 Representación de una planta industrial (Tsatsaronis y col., 1996).

La inversión total de costos de un sistema dado podría ser expresada en términos de flujo de exergía consumida en la operación del sistema E_o . (Figura 3.2). Este costo es la suma de tres términos: (i) la inversión pro-exergetica, es un función creciente de E_o , (ii) la inversión anti-exergetica es una función decreciente de E_o , y (iii) una constante. Hay por lo tanto un valor óptimo de la exergía consumida que corresponde a la mínima inversión total. Este valor óptimo es indicado por E_i . Se supone ahora que también se toma en cuenta los costos de operación debidos al periodo total de funcionamiento del sistema. Se podría entonces tener que adicionar un cuarto término a los otros. El costo total obtenido en esta forma podrían ser los costos “integrales” de la operación industrial resulta de la integración de los costos de operación sobre un periodo predeterminado. Por supuesto, un procedimiento para representar todos los costos futuros en términos del valor monetario y el tiempo en el que la inversión es hecha (“año cero”) debería ser incluido. El costo mínimo integral corresponde al valor E_t del flujo de exergía consumida, el cual es a veces diferente del óptimo E_i correspondiente al mínimo solo costo de inversión (Tsatsaronis y col., 1996).

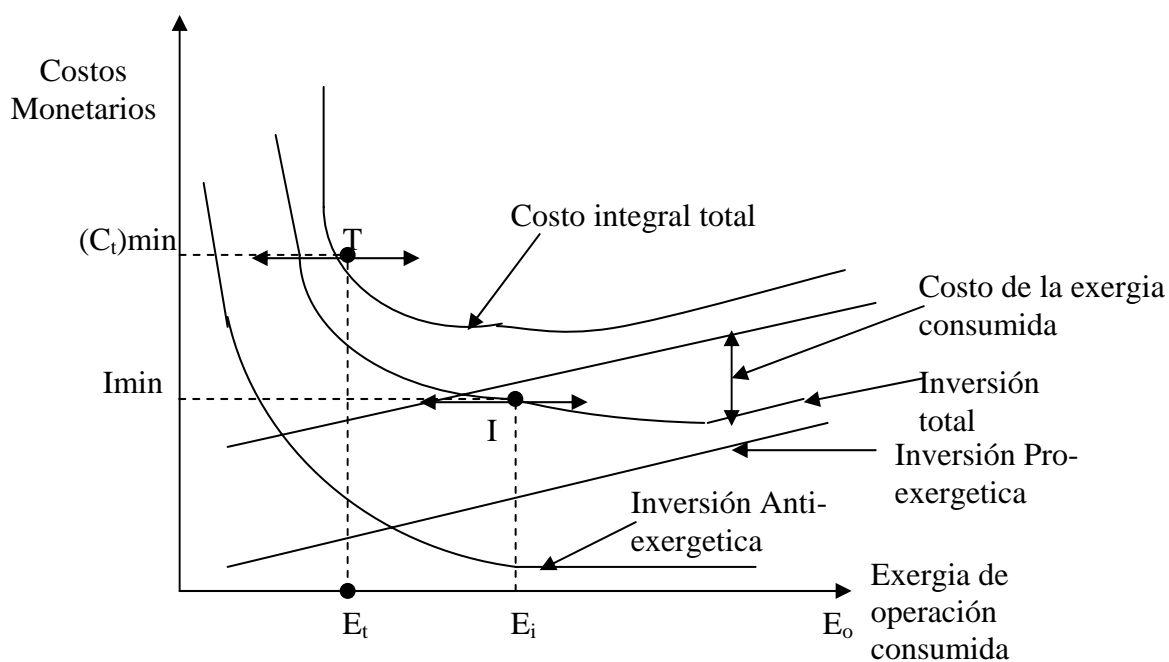


Figura 3.2. Las relaciones entre los costos anuales y la exergía (energía) consumida en la planta (Brodyanski y col., 1994).

Diagrama de costos – exergía acumulativa

Para un cierto grado, sobre la inversión en equipo como es representado por el desplazamiento desde el punto I (Figura 3.3) (inversión mínima total) en la dirección del decreciente E_o (por ejemplo hacia la izquierda) es beneficioso desde el punto de vista de intereses personales de decisiones privadas debido a que tal desplazamiento es el costo mínimo total integral (C_T), y para el interés público debido a que esta en la dirección de disminución del consumo de exergía operacional (y perdidas hacia el ambiente).

Sin embargo, los ahorros en el consumo de exergía de operación resultado de componentes sobre diseñados (sobre capital), los cuales requieren cierta exergía para ser producidos en el primer lugar. Entonces, si el contenido de exergía de los componentes es tomado en cuenta, un ahorro global de exergía es realmente realizado. La solución a este dilema es incluir el contenido de exergía de los componentes en el análisis, junto con la exergía operacional consumida sobre N años de operación (por ejemplo $E_o N$).

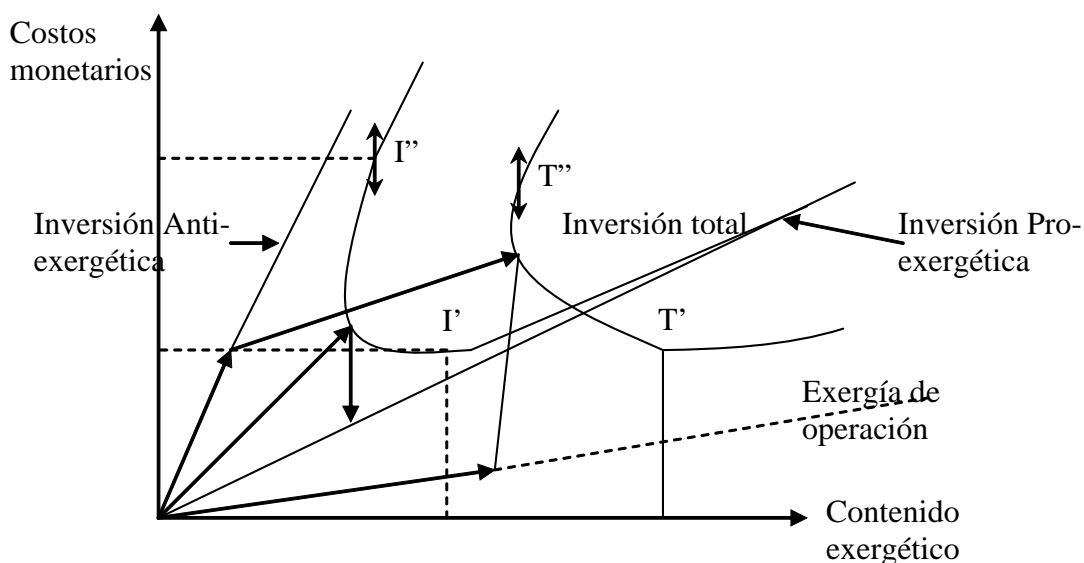


Figura 3.3. La relación entre el costo y el contenido de exergía del sistema (Brodyanski y col., 1994).

Existe un punto I' e I'' en la curva de inversión total correspondiente al costo de inversión mínima monetaria y el mínimo contenido de exergía respectivamente. Para el vector previo de suma, se adiciona un tercer vector (CE_o , E_oN) representando la exergía operacional acumulativa. Esto proporciona la curva que representan los costos monetarios integrales como una función del consumo de exergía total (exergía acumulativa) en los cuales existen puntos T' y T'' que representan el mínimo monetario y exergético respectivamente (Brodyanski y col., 1994).

3.3 Conclusiones

El método exergético revela las magnitudes y naturaleza de las irreversibilidades, del sistema y sus componentes, exponiendo de esta forma las características potenciales para realizar una optimización termodinámica y económica, la cual es muy útil en sistemas complejos, identificando los costos reales de los flujos involucrados permitiendo comparar costos de operación y capital con respecto a los de destrucción de exergía, logrando la optimización del sistema completo o de variables específicas de los elementos del mismo, como se verá en los capítulos posteriores.

3.4 Referencias Bibliográficas

- Ahern, J. E. (1980). *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*. USA, John Wiley and Sons, Inc.
- Barclay F. J., (1998). *Combined Power and Process –an Exergy Approach*. United Kingdom, Professional Engineering Publishing.
- Brodyanski, M.V. Sorin & P. Le Goff. (1994). *The Efficiency of Industrial Processes: Exergy Analysis and Optimization*. The Netherlands, Elsevier.
- Yunus C. A., y Boles M. A., (2002). *Termodinámica*. México, Mac Graw Hill.
- El-Sayed, Y.M. (2003). *The Thermoconomics of Energy Conversions*. Hungary, Elsevier.
- Kotas, T. J. (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. USA, Krieger Publishing Company.
- Ristinen R. A., y Kraushaar J. J., (2006). *Energy and the Environment*. USA, John Wiley and Sons, Inc.
- Seider, W.S ., J.D. Seader & D.R. Lewin, (2004). *Product and Process Design Principles: synthesis, analysis, and evaluation second edition*. USA, Wiley and Sons Inc.
- Smith J. M., Van Ness H. C., y Abbott M. M., (2003), *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. México, Mc Graw Hill.
- Tsatsaronis G., Bejan A., y Moran M., (1996). *Thermal Design and Optimization*. USA, Wiley and Sons Inc.

Capítulo 4

Análisis de Exergía, Optimización Termoeconómica y Exergoeconómica

4.1 Introducción

La conservación de la energía es un punto clave en nuestra economía actual y lo seguirá siendo en el futuro, siendo el uso más eficiente de la misma, la manera más efectiva de reducir la creciente demanda energética.

En este capítulo se presenta la parte relacionada con el análisis de exergía y la optimización termoeconómica en todos los equipos auxiliares y de la planta de cogeneración. Previamente se desarrollaron los balances de materia de energía de los equipos en cuestión con el propósito de determinar los flujos desconocidos (Apéndice A y B), posteriormente, se identificaron las variables de decisión junto con los rangos de operación de cada uno de los equipos involucrados (Apéndice C), para que posteriormente en base a los anteriores, se pudieran identificar y localizar las principales áreas de pérdida energética y exergética, además, se sugirieron y realizaron cambios termodinámicos y económicos en la operación de la caldera de recuperación, el turbogenerador, el tratamiento térmico y las líneas de evaporadores. Lo anterior se realizó de una forma global y para cada equipo mediante un análisis de exergía estático y dinámico, considerando todos los equipos del sistema, con la finalidad de determinar y establecer el flujo de exergía para cada equipo que permita la mejor eficiencia del sistema completo de estudio. Los resultados obtenidos del análisis anterior permitieron desarrollar una optimización termoeconómica, cuyos resultados de costos de las corrientes desconocidas sirvieron de base para establecer y desarrollar un software en Visual Basic 6.4 permitiendo no solo de una forma diaria establecer y optimizar las condiciones de operación de todos los equipos involucrados que conducen a la máxima utilización de la energía en la industria en cuestión logrando razonables ahorros energéticos y económicos, sino que también proporciona información que a largo plazo permite planear una administración de recursos de forma eficiente y sustentable.

4.2 Análisis de Exergía

En el análisis y optimización de un sistema térmico es conveniente a partir de los datos de operación (Apéndice A) identificar dos tipos de variables independientes, las de decisión y los parámetros. Las variables de decisión podrían variar en los estudios de optimización, pero los parámetros permanecen fijos en una aplicación dada. Todas las otras variables son dependientes, sus valores son calculados a partir de las variables independientes usadas en el modelo (Tsatsaronis y col., 1996). Para poder realizar la identificación de las variables, es necesario determinar los flujos de materia y energía en la superficie de control por medio de los balances de materia y energía en el sistema (Apéndice B). El análisis exergético entonces sigue como una segunda etapa (Kotas, 1995) (Ver figura 4.1), para poder determinar las irreversibilidades dentro del sistema, estableciendo entonces la mejor configuración que conduzca hacia la menor irreversibilidad y finalmente por medio de la optimización se logra el objetivo inicial de obtener una máxima utilización de la exergía de entrada al sistema desde el punto de vista Termodinámico.

4.2.1 Identificación de Variables

Posterior a la realización de los balances de materia y energía (Apéndice B), se identifican las variables de decisión, los parámetros y las variables dependientes, mediante un análisis de sensibilidad que nos indicó las variables de decisión y bajo que rangos se pueden modificar, así como los parámetros, cuyos valores son especificados y mantenidos fijos durante la optimización, los cuales en este caso fueron las condiciones de presión, temperatura, contenido de sólidos de los flujos de materia del sistema y de operación de los equipos. Siendo el resto de las variables dependientes de las anteriores (Apéndice C).

4.2.2 Sistema de referencia

De acuerdo con la metodología planteada (Figura 4.1), se elige como sistema de referencia al aire atmosférico, siendo las condiciones de presión, temperatura y humedad relativa de $T_o = 298^{\circ}\text{K}$ y $P_o = 0.8687$ bar y 70% respectivamente.

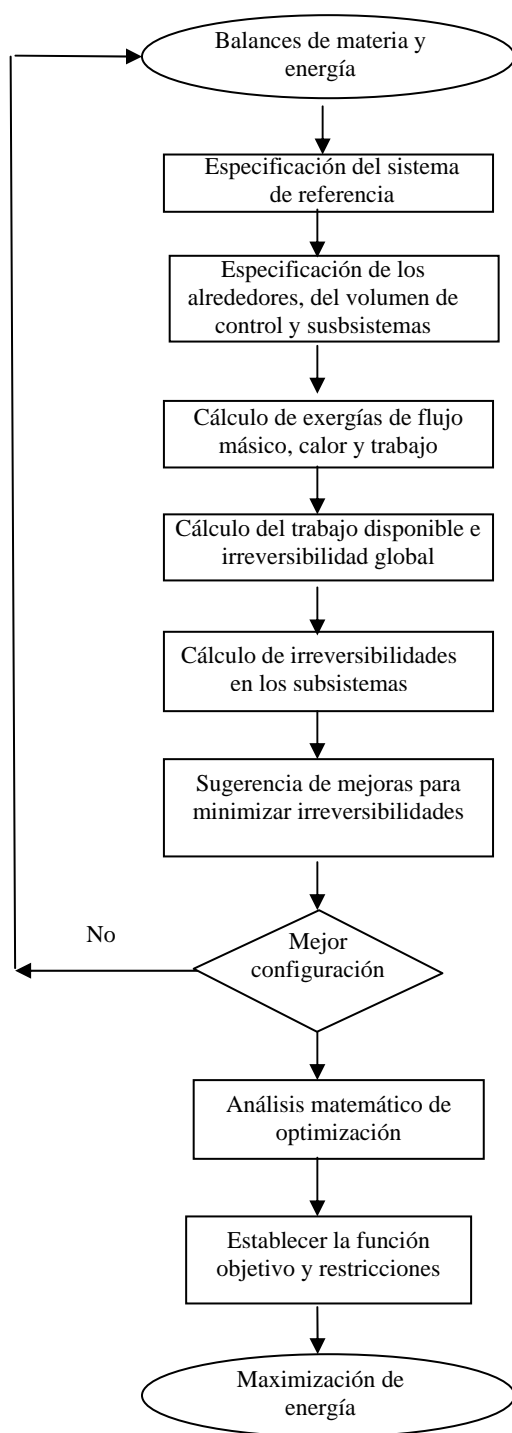


Figura 4.1. Metodología utilizada

El sistema global como se ha indicado anteriormente, está compuesto de: tres líneas de evaporación, un tratamiento térmico, un sistema concentrador y la planta de cogeneración, la cual se encuentra conformada por una caldera de recuperación y un turbogenerador de energía eléctrica. Por ser un sistema complejo, se divide en tres subsistemas, debido a su cercanía física y a su funcionamiento, siendo estos los siguientes, subsistema de evaporadores, del tratamiento térmico y concentrador, y, la planta de cogeneración. Una vez establecido lo anterior, se eligió como los alrededores de cada subsistema a la parte de la atmósfera cercana al mismo. A continuación se describen de manera general los balances de exergía y las formulas utilizadas en los diferentes equipos analizados.

4.2.3 Cálculo de la Irreversibilidad (I) ó Trabajo Perdido (LW)

Se aplicó la ecuación del balance de exergía (Ecuación 3.2), a cada uno de los equipos del sistema de estudio, para obtener las irreversibilidades existentes en los mismos, en base a los flujos de materia y energía.

Evaporadores

El cálculo se realizó a cada una de las líneas de evaporadores, debido a las diferentes condiciones de operación de las mismas. El planteamiento y ecuaciones utilizadas se muestran a continuación:

Línea 1

Esta es la más compleja de las tres líneas existentes, debido a que cuenta con cuerpos de evaporadores de tipo vertical y horizontal. Además de que cuenta con una serie de interconexiones y tanques divisores de corrientes de flujo de tipo flash, con el propósito de reutilizar el vapor vivo inicial y parte de los evaporados salientes dentro de los efectos del sistema como una medida de ahorro de energía. Sin embargo, este tipo de tecnología utilizada en esta línea, es obsoleta, por lo que actualmente su operación y mantenimiento

resultan costosos, es por esta razón que se considera cambiar este equipo por uno nuevo, como se describe en el capítulo siguiente.

Las principales corrientes involucradas en los evaporadores (Figura 4.2) se dividen en:
Corrientes de flujo: LND, LNC, Vapor de 50 psig (4.32 bar), Evaporado – Condensado, Condensados combinados, Condensado del vapor de 50 psig (4.32 bar).

Flujo de calor: Agua de enfriamiento

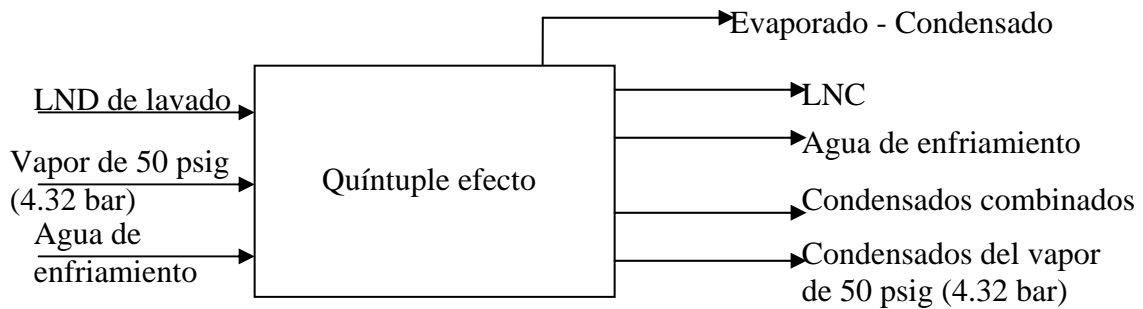


Figura 4.2. Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía de la línea 1

Aplicando la ecuación (3.2) a estos flujos, en la cual no existe flujo de exergía debida al trabajo (W_{in} , W_{out}), se obtiene:

$$I = \sum (mE)_{in} - \sum (mE)_{out} + \sum \cancel{W_{in0}} - \sum \cancel{W_{out0}} + \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (3.2)$$

$$I = (E_{LND} - E_{LNC}) + (E_{Vapor\ de\ 50\ psig} - E_{Condensados} - E_{evaporado\ del\ 5o.\ efecto} - E_{Mezcla}) - Q_{agua\ de\ enfriamiento}$$

$$I = 2035.25\ KW$$

En donde:

E_{LND} : exergía de flujo del licor negro diluido [KW],

E_{LNC} es la exergía de flujo del licor negro concentrado [KW],

$E_{Vapor\ de\ 50\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) [KW],

$E_{Condensados}$ es la exergía de flujo del condensado del vapor de 50 psig (4.32 bar)[KW],

$E_{evaporado\ del\ 5o.\ efecto}$ es la exergía de flujo del evaporado saliente del quinto efecto [KW],

E_{mezcla} es la exergía de flujo de la mezcla de los condensados combinados [KW] y

Q es la exergía asociada con el flujo de calor de los evaporados al agua de enfriamiento [KW].

Para calcular la exergía de flujo tanto del Licor Negro (de acuerdo con Ahern, 1980) diluido (LND) como del concentrado (LNC), el cálculo de las entalpías y entropías, se realiza utilizando las ecuaciones:

$$H_1 = H_0 = 54.3217 \text{ kJ/kg} \quad (H_0 \text{ es la del estado de referencia a } 298\text{K}) \quad (4.1)$$

$$H_2 = 3.81 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times T(^\circ\text{C}) \quad (4.2)$$

$$S_2 - S_1 = \left(\frac{1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{T_1} \right) \times (H_2 - H_1) \quad (4.3)$$

En el caso del LND, la temperatura a la que se encuentra es de 352 K, por lo que los cambios de entalpía y entropía de acuerdo con las ecuaciones anteriores son de:

$$H_2 - H_1 = \left(3.81 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 79^\circ\text{C} \right) - 54.32 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 246.67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad (4.4)$$

$$S_2 - S_1 = \left(\frac{1}{352 - 298} \ln \frac{352}{298} \right) \times (246.67) = 0.63 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad (4.5)$$

Para determinar la exergía del LND, se utiliza la ecuación (3.1), así se tiene que:

$$E_{LND} = (H_2 - H_1) - T_0(S_2 - S_1) = 246.67 - (298 \times 0.63) = 57.67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad (4.6)$$

Expresando la exergía ahora en unidades de kilowatts (KW) multiplicando por el flujo másico del LND:

$$E_{LND} = 57.67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \times 14.21 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} = 819.73 \text{KW} \quad (4.7)$$

Realizando el mismo procedimiento para el Licor Negro Concentrado (LNC), pero ahora con una temperatura de 334 K, se tiene:

$$H_2 - H_1 = \left(3.81 \frac{kJ}{Kg^\circ C} \times 61^\circ C \right) - 54.32 \frac{kJ}{Kg} = 178.08 \frac{kJ}{Kg} \quad (4.8)$$

$$S_2 - S_1 = \left(\frac{1}{334 - 298} \ln \frac{334}{298} \right) \times (178.08) = 0.43 \frac{kJ}{Kg} \quad (4.9)$$

Para determinar la exergía del LNC, se utiliza la ecuación (3.1), así se tiene:

$$E_{LNC} = (H_2 - H_1) - T_o(S_2 - S_1) = 178.08 - (298 \times 0.43) = 48.60 \frac{kJ}{Kg} \quad (4.10)$$

Expresando la exergía ahora en unidades de kilowatts (KW) multiplicando por el flujo másico del LNC:

$$E_{LNC} = 48.60 \frac{kJ}{Kg} \times 5.52 \frac{Kg}{seg} = 268.31 KW \quad (4.11)$$

Para determinar la exergía de flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) y su condensado, del evaporado saliente del 5° efecto, los valores de entalpía y entropía, se obtienen a partir de tablas que se encuentran en la bibliografía (Yunus y Boles, 2002) de acuerdo con la presión y temperatura de los mismos cuyos valores de indican en el Apéndice A:

Por ejemplo, para el vapor de 50 psig (4.32 bar) y temperatura de la entalpía y entropía de acuerdo con tablas de propiedades es de: 2739.93 kJ/kg y 6.03916 kJ/kg°K, por lo que su exergía de flujo es:

$$E_{Vapor\ de\ 50\ psig} = 2738.93 \frac{kJ}{Kg} - 298^\circ K \times 6.03916 \frac{kJ}{Kg^\circ K} = 940.26 \frac{kJ}{Kg} \quad (4.12)$$

Expresando las unidades en KW:

$$E_{\text{Vapor de 50 psig}} = 940.26 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \times 2055.5 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} = 1932.71 \text{KW} \quad (4.13)$$

De igual forma para el vapor condensado a esta misma presión y temperatura de 651 K, la entalpía y entropía de acuerdo a tablas son de 440.15 kJ/Kg y 1.3630 kJ/Kg°C, y aplicando la ecuación (3.1), el valor de la exergía de flujo es:

$$E_{\text{Condensados}} = 440.15 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} - 298^\circ \text{K} \times 1.3630 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ \text{K}} = 24.44 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad (4.14)$$

El cálculo del resto de las exergías de flujo, se realiza de la misma forma, utilizando los valores de entalpía y entropía de acuerdo con las tablas de propiedades termodinámicas a partir de las temperaturas y presiones respectivas. Siendo los valores obtenidos de:

$$\begin{aligned} E_{\text{evaporado del 5o. efecto}} &= 12.07 \text{KW} \\ E_{\text{mezcla}} &= 232.755 \text{KW} \end{aligned} \quad (4.15)$$

En el caso del agua de enfriamiento, el calor que recibe del evaporado saliente del quinto efecto es de:

$$\begin{aligned} Qi &= 223813.80 \frac{\text{kJ}}{\text{min}}, \text{ y aplicando la ecuación del balance de Exergía, a este término:} \\ Qi &= 223813.80 \frac{\text{kJ}}{\text{min}} \times \left(1 - \frac{298}{313}\right) \times \frac{1}{60 \text{min}} = 178.76 \text{KW} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Para el cálculo de la eficiencia exergética, se utiliza la ecuación (3.4), debido a que el objetivo principal es la transferencia de calor del vapor de 50 psig (4.32 bar) al licor negro

concentrado, que este caso es negativo, el calor transferido expresado en KW es de 17514.5, por lo que la eficiencia es:

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \times Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \times Q_i - LW} = \frac{-0.047 \times 17541.5}{-0.047 \times 17541.5 - 2035.25} = 28.83\% \quad (4.17)$$

Línea 2

Para el caso de la línea 2 de evaporadores, se sigue el mismo procedimiento anteriormente expuesto, solo que en este caso cambian las condiciones de presión y temperatura de los flujos involucrados, como se indica a continuación.

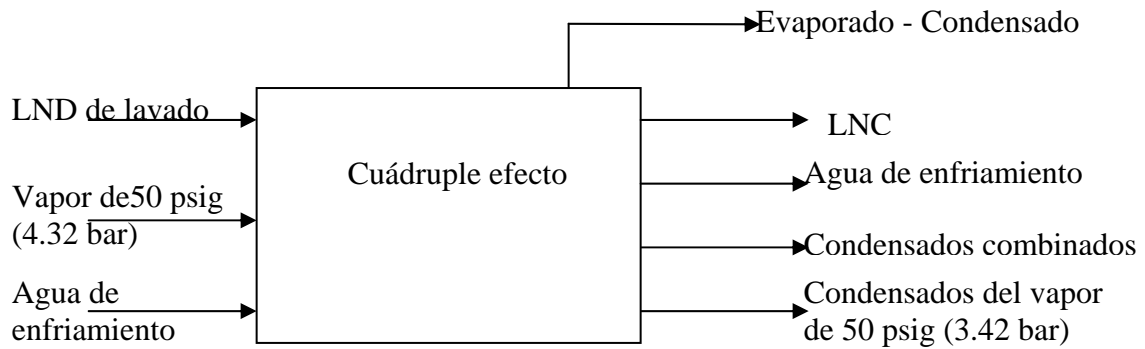


Figura 4.3 Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía de la línea 2

Considerando solo las principales corrientes involucradas (Figura 4.3), las cuáles, de acuerdo con la ecuación del balance de exergía, se dividen en:

Corrientes de flujo: LND, LNC, Vapor de 50 psig (3.42 bar), Evaporado – Condensado, Condensados combinados, Condensados del vapor de 50 psig (3.42 bar).

Flujo de calor de salida: Agua de enfriamiento.

Utilizando nuevamente la ecuación (3.2) a los flujos involucrados, se tiene:

$$I = \sum (mE)_{in} - \sum (mE)_{out} + \sum \overset{0}{W}_{in} - \sum \overset{0}{W}_{out} + \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (3.2)$$

$$I = (E_{LND} - E_{LNC}) + (E_{Vapor\ de\ 50\ psig} - E_{Condensados}) - Q_{aguaenf}$$

$$I = 1539.61\ KW$$

En donde:

E_{LND} : exergía de flujo del licor negro diluido [KW],

E_{LNC} es la exergía de flujo del licor negro concentrado [KW],

$E_{Vapor\ de\ 50\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 50 psig (3.42 bar) [KW],

$E_{Condensados}$ es la exergía de flujo del condensado del vapor de 50 psig (3.42 bar) [KW],

$Q_{aguaenf}$ es la exergía asociada con el flujo de calor de los evaporados al agua de enfriamiento [KW].

Para obtener los valores de cada uno de los términos de la ecuación anterior, se usaron las Ecuaciones (4.1 a 4.5), así como los flujos máscicos de los mismos a presiones y temperaturas de operación (Apéndice A). Y para el cálculo de la eficiencia exergética, se considera de nuevo como el objetivo principal a la transferencia de calor del vapor de 50 psig al LNC, de acuerdo con la ecuación (3.4), el valor de la eficiencia es de:

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i - LW} = 30.54\% \quad (4.18)$$

Línea 3

Esta línea es la que se considera que tiene una mejor operación, y eficiencia, sin embargo presenta a veces problemas de operación, por lo que igual que a las otras dos líneas se analizó desde el punto de vista exergético, aplicando los mismos planteamientos que con las anteriores.

Se consideran solo las principales corrientes de entrada y salida del equipo (Figura 4.4), las cuáles, de acuerdo con la ecuación del balance de exergía, se dividen en:

Corrientes de flujo: LND, LNC, Vapor de 50 psig (3.42 bar), Evaporado – Condensado, Condensados combinados, Condensados del vapor de 50 psig (3.42 bar).

Flujo de calor de salida: Agua de enfriamiento

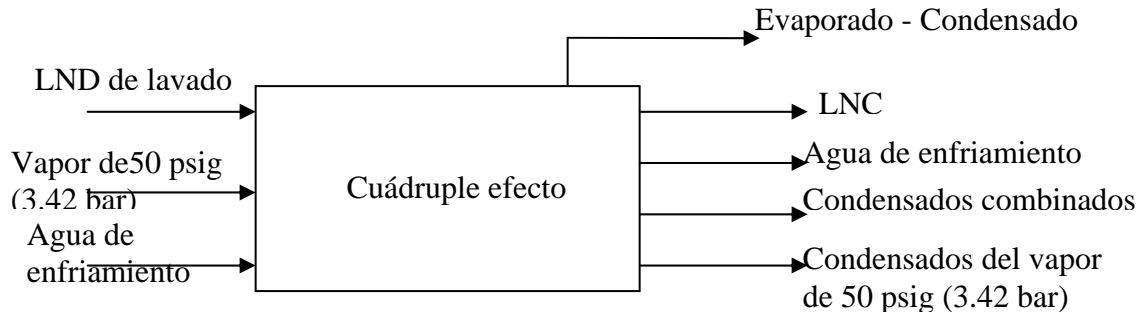


Figura 4.4 Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía de la línea 3

Considerando a los flujos globales de entrada y salida y aplicando la ecuación (3.2) se tiene:

$$I = \sum (mE)_{in} - \sum (mE)_{out} + \sum \overset{0}{W}_{in} - \sum \overset{0}{W}_{out} + \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (3.2)$$

$$I = (E_{LND} - E_{LNC}) + (E_{Vapor\ de\ 50\ psig} - E_{Condensados}) - Q_{aguaenf}$$

$$I = 2869.6\text{KW}$$

En donde:

E_{LND} : exergía de flujo del licor negro diluido [KW],

E_{LNC} es la exergía de flujo del licor negro concentrado [KW],

$E_{Vapor\ de\ 50\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 50 psig (3.42 bar) [KW],

$E_{Condensados}$ es la exergía de flujo del condensado del vapor de 50 psig (3.42 bar) [KW],

$Q_{aguaenf}$ es la exergía asociada con el flujo de calor de los evaporados al agua de enfriamiento [KW].

Para obtener los valores de cada uno de los términos de la ecuación anterior, se usaron las Ecuaciones (4.1 a 4.5), así como los flujos máxicos de los mismos a presiones y temperaturas de operación (Apéndice A). Al igual que las otras dos líneas para el cálculo de la eficiencia exergética, se utiliza la ecuación (3.4)., considerando como objetivo principal a la transferencia de calor del vapor de 50 psig (4.32 bar) al LNC, cuyo valor obtenido es de:

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i - LW} = 45\% \quad (4.19)$$

De acuerdo con los datos de eficiencia e irreversibilidad obtenidos, la suposición de que la línea 3 es la que mejor eficiencia y operación tiene era correcta, así como el hecho de considerar sustituir la línea 1 por un equipo nuevo, como se verá en el capítulo siguiente.

Tratamiento Térmico

Esta área del proceso cuenta como ya se ha descrito en el Capítulo 1, con una serie de equipos intermedios que operan en forma cíclica o en serie, existiendo una serie de interconexiones entre ellos, pero para su análisis solo se consideran dentro del balance de exergía a las corrientes que entran y salen del sistema global, por lo que las principales corrientes involucradas (Figura 4.5), las cuáles, de acuerdo con la ecuación del balance de exergía, se dividen en:

Corrientes de flujo: (LND), NaOH, Vapor de 150 psig (11.22 bar) y 50 psig (4.32 bar), LNC, Vapor 250 psig (18.11 bar).

Flujo de calor de salida: Agua del condensador DI y Agua condensador de superficie, Condensador del equipo 8.

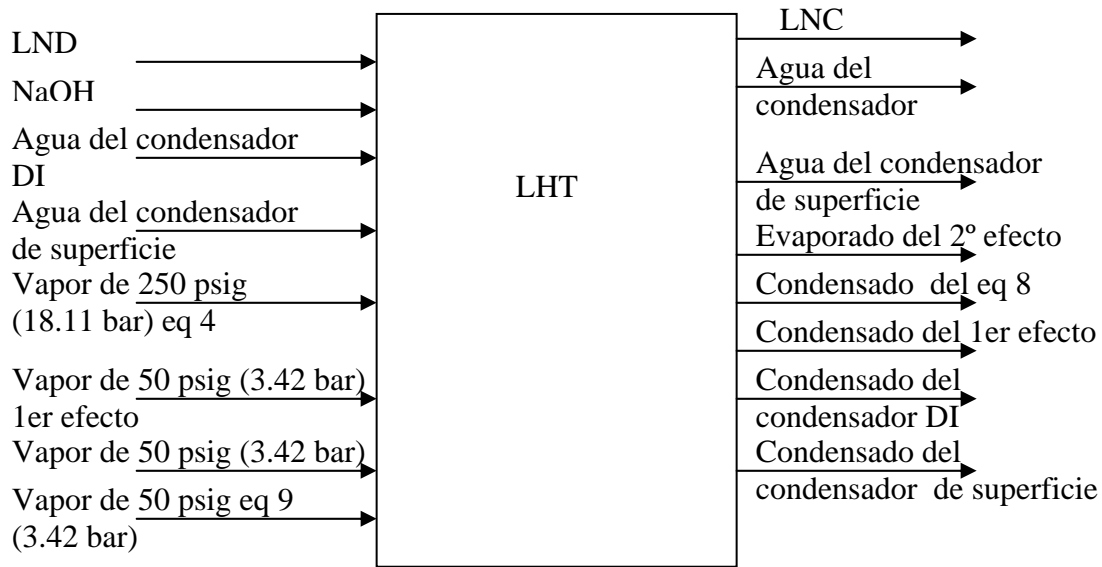


Figura 4.5. Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía del tratamiento Térmico

Utilizando la ecuación del balance de exergía (3.2) a los flujos involucrados, y no existiendo entrada ni salida de trabajo, la ecuación es ahora:

$$I = \sum (mE)_{in} - \sum (mE)_{out} + \sum \overset{0}{W}_{in} - \sum \overset{0}{W}_{out} + \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (3.2)$$

$$I = (E_{LND} - E_{LNC}) + (E_{Vapor\ de\ 150\ psig} + E_{Vapor\ de\ 50\ psig} + E_{Vapor\ de\ 250\ psig} - E_{Condensados}) - Q_{aguaenf}$$

$$I = 5025.30\ KW$$

En donde:

E_{LND} : exergía de flujo del licor negro diluido [KW],

E_{LNC} es la exergía de flujo del licor negro concentrado [KW],

$E_{Vapor\ de\ 150\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 150 psig (11.22 bar)[KW],

$E_{Vapor\ de\ 250\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 250 psig (18.11 bar) [KW],

$E_{Condensados}$ es la exergía de flujo de los condensados salientes de los diferentes equipos [KW],

Q_{aguaenf} es la exergía asociada con el flujo de calor de los evaporados al agua de enfriamiento [KW].

Para calcular cada uno de los términos de la ecuación anterior, se utilizan las tablas de propiedades termodinámicas a partir de las presiones y temperaturas que se encuentran en el Apéndice A y las formulas (4.1 a 4.5) al igual que en los equipos anteriores.

Así mismo, para el cálculo de la eficiencia exergética, se utiliza la ecuación (3.4) y nuevamente el objetivo principal desde el punto de vista exergético de operación del equipo es la transferencia de calor del vapor de 50 psig (4.32 bar) al LNC, por lo que su eficiencia es de:

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i - LW} = 63.55\% \quad (4.20)$$

De acuerdo con este último valor, de todos los equipos analizados hasta este punto, es el que tiene la menor pérdida de exergía y la mayor eficiencia, debido en gran parte a que se trata de un equipo de reciente adquisición y con un sistema de control adecuado a las necesidades del equipo.

Caldera de Recuperación y Turbogenerador

Al igual que los equipos anteriores, se consideran para este análisis inicial a las principales corrientes que entran y salen del sistema conformado por los precalentadores, la caldera de recuperación y el turbogenerador (Figura 4.6), las cuáles, de acuerdo con la ecuación del balance de exergía, se dividen en:

Corrientes de flujo: LNC, GN, Agua de alimentación, Aire atmosférico, Vapor de 50 psig, Gases de combustión, Fundido.

Flujo de calor de entrada: Vapor de 600 psig (42.24 bar), Vapor de 50 psig (4.32 bar).

Flujo de calor de salida: Agua de canaletas.

Flujo de trabajo de salida: Energía eléctrica

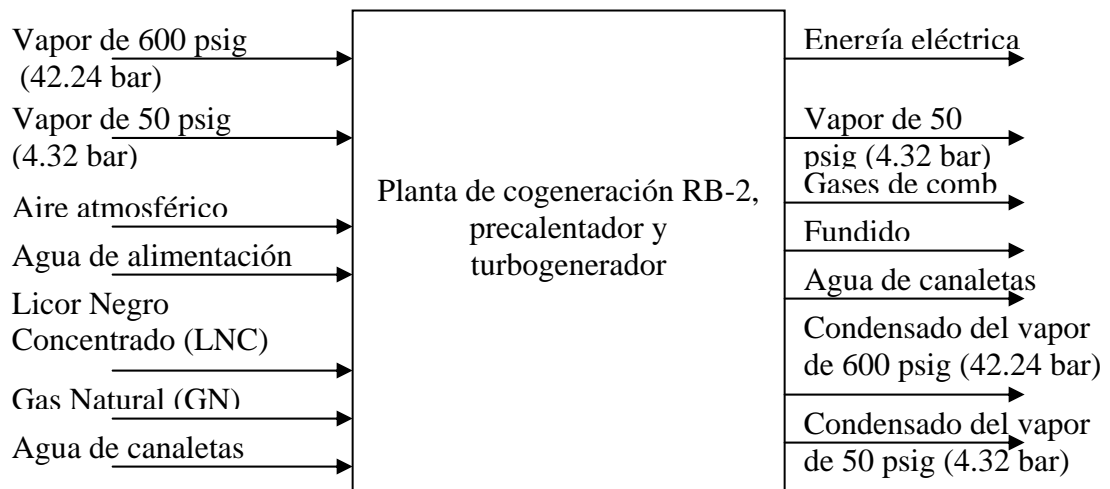


Figura 4.6. Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía de la planta de cogeneración

Utilizando la ecuación (3.2) con los flujos anteriores y debido a que no existe flujo de exergía de entrada por trabajo, solo de salida, la ecuación, es ahora de la forma siguiente:

$$I = \sum (mE)_{in} - \sum (mE)_{out} + \overset{0}{\sum} W_{in} - \sum W_{out} + \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (3.2)$$

$$I = \left(E_{Vapor\ 600\ psig} + E_{Vapor\ 50\ psig} + E_{Aire\ atmosférico} + E_{Agua\ a\ alimentación} + E_{LNC} + E_{GN} + E_{Agua\ canaletas} \right) -$$

$$\left(E_{Vapor\ 50\ psig} + E_{Gases\ de\ comb} + E_{Fundido} + E_{Agua\ canaletas} + E_{Condensado\ Vapor\ 600\ psig} + E_{Condensado\ Vapor\ 50\ psig} \right) - W_{turbo}$$

$$I = 81563.1\ KW$$

En donde:

$E_{Vapor\ 600\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 600 psig (42.24 bar) producido en la caldera y utilizado en los sopladores de la caldera [KW],

$E_{Vapor\ 50\ psig}$ es la exergía de flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) utilizado en el precalentamiento de aire [KW],

$E_{Aire\ atmosférico}$ es la exergía de flujo del aire atmosférico, que en este caso es cero por estar a las condiciones del estado muerto,

$E_{Agua\ alimentación}$ es la exergía de flujo del agua de alimentación de la caldera [KW],

E_{LNC} es la exergía química asociada al flujo del licor negro concentrado que alimenta a la caldera [KW],

E_{GN} es la exergía química asociada al flujo del gas natural [KW] y

$E_{Agua\ canaletas}$ es la exergía de flujo del agua utilizada en las canaletas de enfriamiento del fundido [KW],

$E_{CondensadoVapor600psig}$ es la exergía de flujo asociada con el vapor de 600 psig (42.24 bar) condensado de los sopladores [KW],

$E_{condensadoVapor50psig}$ es la exergía de flujo asociada con el vapor de 50 psig (4.32 bar) condensado procedente del precalentamiento de aire [KW] y

W_{turbo} es la exergía asociada con el flujo de trabajo que produce la turbina [KW].

Para calcular cada uno de los términos anteriores, se utilizaron al igual que en los equipos anteriores las formulas (4.1) a (4.5), solo que en este caso el flujo de exergía debida al trabajo, es decir, la producción de energía eléctrica por parte de la turbina no requiere formulas adicionales, este valor se toma como tal y de los datos de operación que se encuentran en el Apéndice A. Para el cálculo de la exergía química debida a los combustibles, se utilizan las formulas (4.18) y (4.22), que se describen a detalle en la siguiente sección. Al igual que en los equipos anteriores, para el cálculo de la eficiencia exergética, se utiliza la ecuación (3.4), solo que en este caso, el objetivo principal del sistema es la transferencia de trabajo (potencia) de la turbina, es decir, la producción de energía eléctrica, por lo que de acuerdo a los valores de irreversibilidad y potencia, la eficiencia es:

$$\eta = \frac{-W}{-W - LW} = \frac{-8120}{-8120 - 81563.04} = 0.090 = 9\% \quad (4.21)$$

4.3 Análisis termodinámico

La aplicación de las ecuaciones del balance de exergía y de la eficiencia exergetica a cada elemento que forma parte del sistema de estudio permite desarrollar análisis exergéticos

estático y dinámico, los que permitieron identificar el flujo de la exergía primaria, los equipos que presentan mayor irreversibilidad y las causas de las mismas, y desarrollar una optimización termodinámica a partir de las condiciones de operación reales, para posteriormente realizar en base a lo anteriormente expuesto una optimización termoeconómica.

4.3.1 Análisis exergético estático

Como se mencionó en el capítulo 3, la eficiencia exergetica de un sistema es la suma de los complejos algebraicos que caracterizan a los elementos del sistema, por lo que se aplicaron las ecuaciones (3.9) a (3.15) a cada uno de los componentes del sistema. Todos los resultados anteriormente obtenidos (Tabla 4.1), se utilizaron para desarrollar primero de manera cualitativa, el diagrama de flujo de exergía a través del sistema de estudio (Figura 4.7), que se inicia desde la planta de cogeneración, continuando con los evaporadores y finalmente termina e inicia en el tratamiento térmico, debido a que este es el flujo real de la exergía primaria, es decir, la planta de cogeneración es la que recibe y proporciona la exergía primaria necesaria para la operación del resto del sistema, y a su vez el sistema del tratamiento térmico produce el licor negro concentrado necesario para la operación de la misma, siendo este parte de la exergía primaria de entrada.

Como se observa, el flujo de exergía no concuerda con la localización física de los elementos del sistema (Figura 2.2). De los resultados obtenidos (Tabla 4.1), se observa que, solo existe consumo de exergía primaria, como se muestra en la curva del flujo de exergía a través del proceso (Figura 4.8), es decir, el gas natural y licor negro concentrado principalmente, existe un decremento continuo de la exergía a través del proceso, presentándose el mayor en la planta de cogeneración. Por lo que la suma de la exergía consumida por los tres elementos se expresa como $B_1 = VE_{1-2}^{-II}$, $B_2 = VE_{2-3}^{-I}$, $B_3 = VE_{3-4}^{-III}$, que es igual a la exergía total consumida en el sistema,

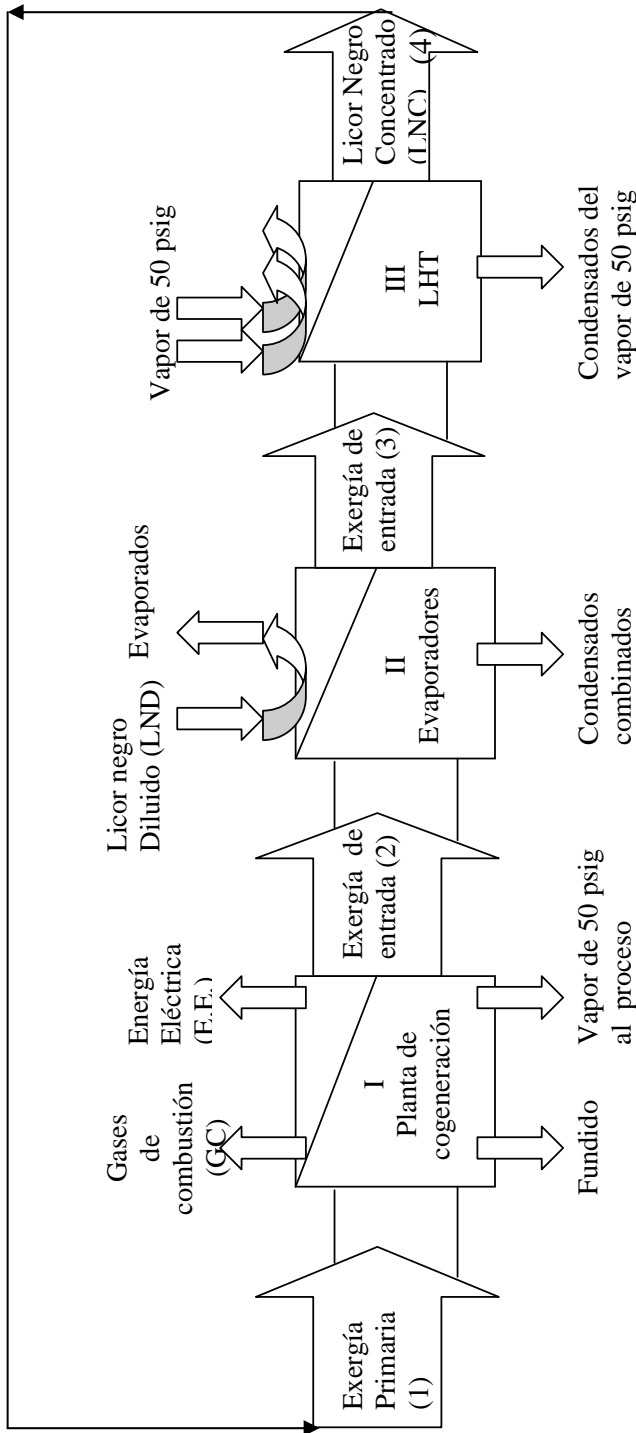


Figura 4.7. Diagrama de flujo del proceso

Tabla 4.1 Resultados del Análisis de Exergía a los elementos del sistema de estudio

Componente	Irreversibilidad KW	%	Exergía de entrada KW	Carga de exergía (λ) %	Eficiencia (ηe)	Eficiencia dentro del sistema de estudio (ηe,i) %	Pérdidas relativas de exergía del elemento (di) %
Línea 1	2035.25	2.19	1932.71	1.50	28.83	0.43	1.069
Línea 2	1539.61	1.65	2700.81	2.10	30.45	0.64	1.460
Línea 3	2869.60	3.08	3318.14	2.58	45.00	1.16	1.418
LHT	5025.30	5.40	6344.11	4.93	34.00	1.68	3.254
Planta de cogeneración	81563.04	87.67	114385.25	88.89	9.05	8.05	80.842
Total del sistema	93032.80	100.00	128681.02	100.00		11.96	88.043

$$B = \bar{V}E_{1-4} \tag{4.22}$$

$$\bar{V}E^{1-4} = \bar{V}E_{p,I} + \bar{V}E_{p,II} + \bar{V}E_{p,III} + \bar{V}E_{p,IV} \tag{4.23}$$

Donde:

B es el consumo de exergía primaria del elemento.

$\overline{VE}_{p,i}$ es la sumatoria de los consumos de exergía primaria (p) en el elemento (I, II, III y IV)

\overline{VE}^{1-4} es el consumo de exergía primaria en el sistema.

La eficiencia exacta del sistema es la sumatoria de las cargas de exergía y las eficiencias de los elementos dentro del sistema:

$$\eta_e = \lambda_{p,I} \eta_{e,I} + \lambda_{p,II} \eta_{e,II} + \lambda_{p,III} \eta_{e,III} \quad (4.24)$$

De la aplicación de las formulas anteriores (Tabla 4.1), se observa en la Figura 4.9, que a pesar de que la planta de cogeneración tiene la menor eficiencia exergética por elemento, también presenta la mayor dentro del sistema, esta aparente contradicción es debida a que recibe la mayor carga de exergía, pero a la vez también en esta planta existen las mayores pérdidas de exergía en el sistema. Lo sucede con el tratamiento térmico y las líneas de evaporadores, en ese orden de eficiencias, pérdidas y cargas de exergía.

Por lo que la eficiencia del sistema se incrementa conforme se incrementan las eficiencias de los elementos del sistema. Consecuentemente, para incrementar la eficiencia del sistema no se puede solo incrementar la eficiencia de los elementos individuales, sino redistribuir las cargas exergéticas entre ellos. Por lo que de acuerdo con lo anteriormente expuesto, se debe tratar de incrementar la eficiencia exergética de la planta de cogeneración y de los evaporadores y a la vez disminuir las pérdidas relativas de exergía dentro del sistema, mediante en primera instancia un análisis dinámico con el fin de establecer las condiciones dentro de los límites de operación que conduzcan al incremento de la eficiencia exergética, para posteriormente realizar una optimización termodinámica y termoeconómica

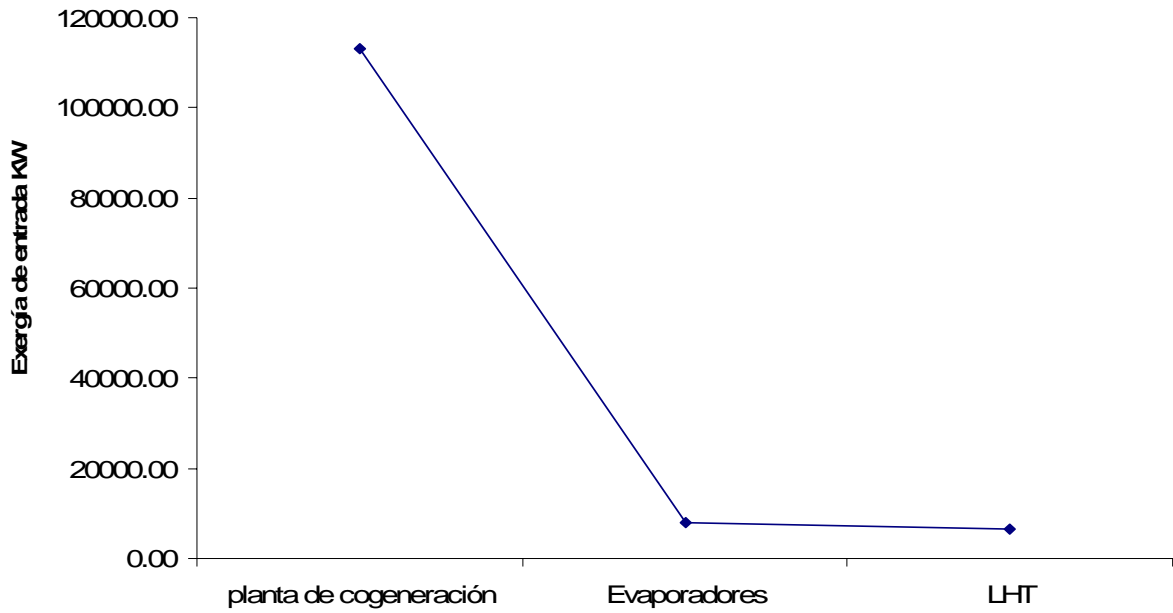


Figura 4.8 Flujo de exergía primaria a través del sistema de estudio

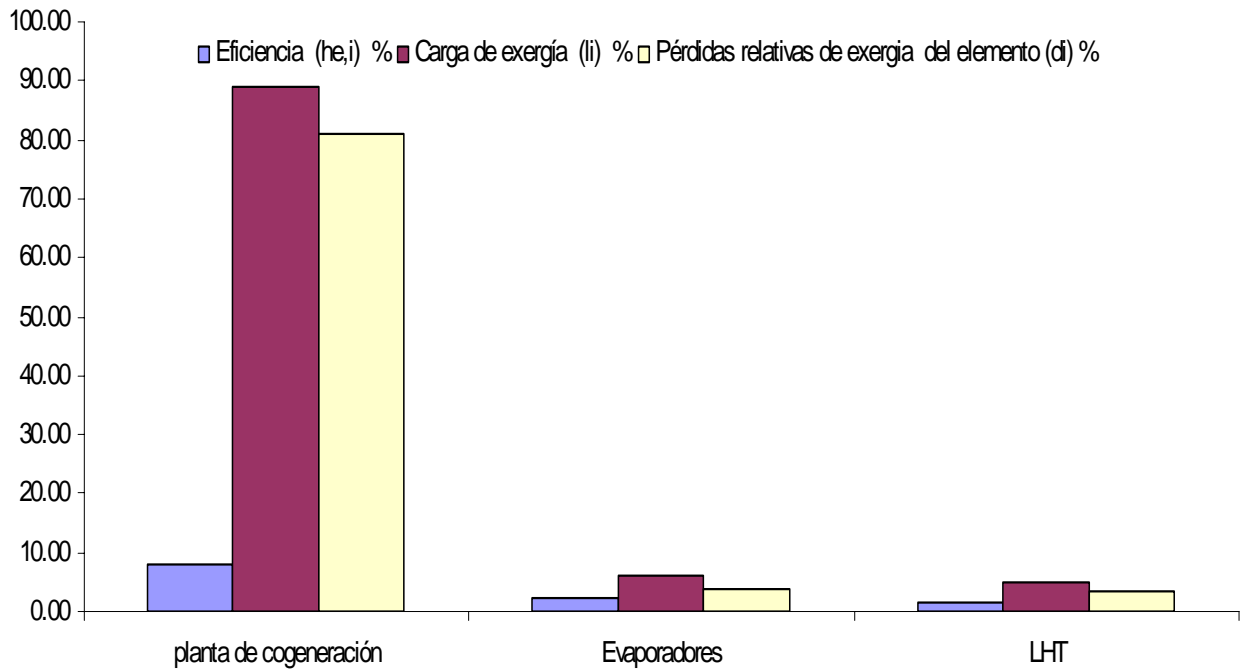


Figura 4.9 Cambios de eficiencia, carga y pérdidas de exergía en sistema de estudio

En este capítulo se describe lo realizado considerando los estados presentes al inicio de este estudio en la planta de cogeneración y en los equipos restantes cuyos resultados del análisis anteriormente expuesto condujeron a realizar un análisis más detallado de la caldera de recuperación puesto que, como se suponía desde un principio era el componente con mayor irreversibilidad, debido a que es el principal equipo, que establece los parámetros de operación hacia el resto.

En lo que respecta al tratamiento térmico (LHT), a pesar de es un equipo de relativamente reciente adquisición, con condiciones de operación y flujos de materia y energía dentro de los especificados por diseño, también se realizaron pequeños ajustes en su operación resultados de este estudio.

4.3.2 Caldera de Recuperación (RB-2) y Turbogenerador- Análisis a detalle

Los flujos de materia y energía involucrados en la planta de cogeneración (Figura 4.10), permiten descomponer el sistema para su análisis en cada uno los equipos que conforman al sistema.

Pre calentamiento de aire

Un intercambiador de calor transfiere exergía térmica entre dos o más corrientes mediante la transferencia de calor conductiva, convectiva y de radiación.

Debido a que existe una salida útil expresada en térmicos de exergía, una eficiencia racional puede ser formulada.

Las pérdidas de eficiencia en los intercambiadores de calor es causada por diferentes formas de irreversibilidad debido a (Brodyanski y col., 1994):

- i. Transferencia de calor con una diferencia finita de temperatura
- ii. Perdidas de presión
- iii. Interacción térmica con el ambiente
- iv. Conducción de calor en las paredes del intercambiador

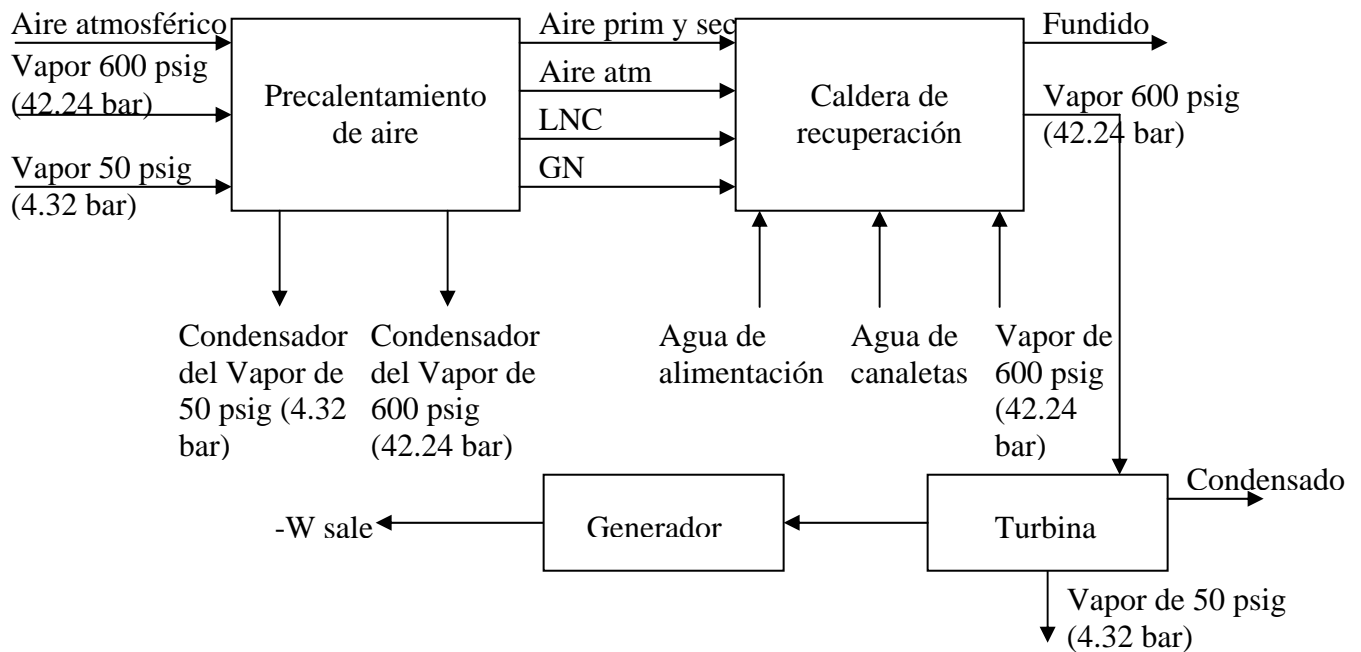


Figura 4.10. Diagrama General de bloques de los flujos de materia y energía de la planta de cogeneración

Transferencia de calor (I^{ET}) sobre una diferencia finita de temperatura

Es la principal forma de irreversibilidad en los intercambiadores de calor y es debida a la reducción en la calidad de la energía térmica debido a que es transferido de una temperatura superior a una inferior. En todos los intercambiadores de calor reales una diferencia finita de temperatura entre el calor de transferencia media es requerido para una transferencia finita de calor, así, esta forma de irreversibilidad es inevitable. En algunos procesos, la transferencia de calor entre las corrientes líquidas y entre fluidos evaporantes y condensantes, esta forma de irreversibilidad contabiliza la mayor parte de la irreversibilidad del proceso; esto se expresa en un balance de exergía con $Q_0 = 0$ y $W_x = 0$ (Kotas, 1995).

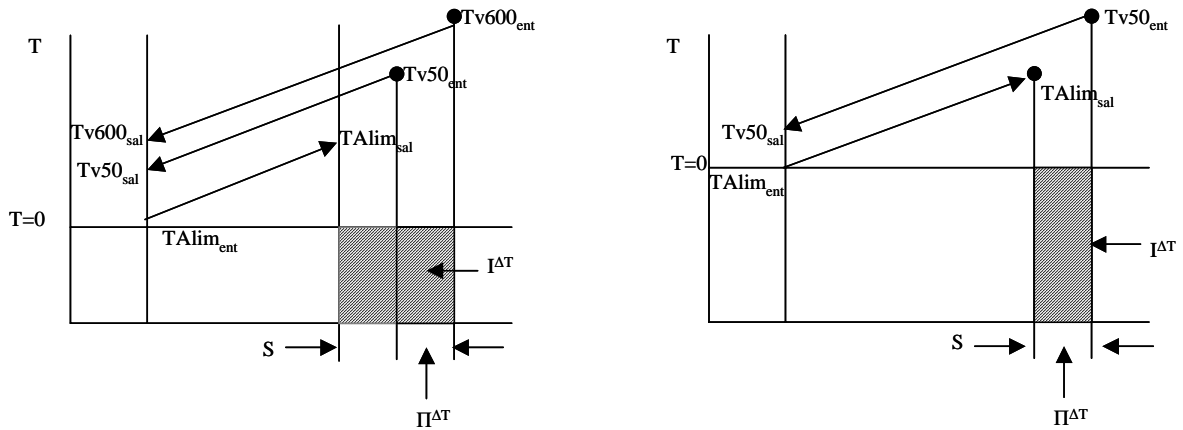


Figura 4.11 Diagrama General de los intercambiadores de calor (Kotas, 1995)

La formulas que indican esta pérdida de exergía, involucran a los flujos de materia de entrada y salida del intercambiador, es decir:

Primer Intercambiador

$$I^{\Delta T I} = (E_{V600ent} - E_{V600sal}) + (E_{V50entI} - E_{V50salI}) - (E_{AsalI} - E_{AentI}) \quad (4.25)$$

$$I^{\Delta T I} = 128.33 \text{ KW}$$

Segundo Intercambiador

$$I^{\Delta T II} = (E_{V50entII} - E_{V50salII}) - (E_{AsalII} - E_{AentII}) \quad (4.26)$$

$$I^{\Delta T II} = 130.82 \text{ KW}$$

En donde:

$I^{\Delta T I}$ es la irreversibilidad debida a la diferencia finita de temperaturas en el primer intercambiador [KW].

$E_{V600ent}$ y $E_{V600sal}$ es la exergía asociada con el flujo del vapor de 600 psig (42.24 bar) que entra y sale en el primer precalentador de aire respectivamente [KW].

$E_{V600sal}$ es la exergía asociada con el flujo del vapor de 600 psig (42.24 bar) que sale del primer precalentador de aire [KW].

$E_{V50entI}$ y $E_{V50salI}$ son la exergía asociada con el flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) que entra y sale en el primer precalentador de aire respectivamente [KW].

$E_{V50salI}$ es la exergía asociada con el flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) que sale en el primer precalentador de aire [KW].

E_{ASalI} y E_{AentI} es la exergía asociada con el flujo del aire que sale y entra respectivamente en el primer precalentador de aire [KW].

$I^{\Delta TII}$ es la irreversibilidad debida a la diferencia finita de temperaturas en el segundo intercambiador [KW].

$E_{V50entII}$ y $E_{V50salII}$ es la exergía asociada con el flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) que entra y sale en el segundo precalentador de aire [KW].

$E_{V50salII}$ es la exergía asociada con el flujo del vapor de 50 psig (4.32 bar) que sale del segundo precalentador de aire [KW].

E_{ASalII} y E_{AentII} es la exergía asociada con el flujo de aire que sale y entra en el segundo precalentador de aire [KW].

Las entalpías y entropías de los flujos de los vapores de 50 (4.32 bar) y 600 psig (42.24 bar) utilizados en los precalentadores se obtuvieron de tablas termodinámicas de propiedades (Yunus y Boles, 2002) a partir de sus condiciones de presión y temperatura que se encuentran en el Apéndice A, y por medio de la ecuación (3.1), se obtuvieron los valores de la exergía de flujo de cada corriente. Los valores de los cambios de exergía de los vapores de entrada y salida para el primer intercambiador obtenidos a partir de las condiciones de operación iniciales que se encuentran en el Apéndice A, tienen valores de:

$(E_{V600ent} - E_{V600sal}) = 185.67 \text{ KW}$, $(E_{V50entI} - E_{V50salI}) = 613.98 \text{ KW}$ y para el segundo intercambiador son de $(E_{V50entII} - E_{V50salII}) = 359.6 \text{ KW}$.

Para poder calcular la exergía de los flujos de aire que entran y salen de los precalentadores, es necesario determinar la humedad absoluta (Habs) mediante la Ecuación (4.27) obteniendo entonces la relación del contenido de agua con respecto al del aire seco para poder calcular la entalpía del aire húmedo para cada flujo de aire (H_A), usando la

Ecuación (4.28) (Valiente y Rudi, 1991). El valor de la entropía para cada flujo se calcula de acuerdo con Ahern (1980), mediante la Ecuación (4.29). Con los valores obtenidos es posible a partir de la Ecuación (3.1) calcular la exergía de cada flujo de aire en los precalentadores de aire.

$$H_{abs} = \frac{(23.74 \times H_{rel})}{P_{atm} - 23.73 \times H_{rel}} \times \frac{18}{29} \quad (4.27)$$

$$H_A = (((0.24 + 0.46 \times H_{abs})) \times T_{atm} + (597 \times H_{abs})) \times 4.184 \quad (4.28)$$

$$S_2 - S_1 = C_{p_{prom}} \times \ln \frac{T_2}{T_1} - R \times \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.29)$$

Donde:

H_{abs} es la humedad absoluta [Kg de agua/Kg de aire seco],

H_{rel} es la humedad relativa, que en este caso es de un 70%,

P_{atm} es la presión atmosférica, con un valor de 0.8687 bar,

H_A es la entalpía del aire húmedo [kJ/Kg de aire seco]

T_{atm} es la temperatura atmosférica [°C].

$S_2 - S_1$ es el cambio de entropía de los estados 1 y 2 del aire respectivamente [kJ/KgK],

$C_{p_{prom}}$ es la capacidad calorífica promedio de los estados 1 y 2 del aire respectivamente [kJ/KgK],

T_2 y T_1 es la temperatura de los estados 1 y 2 del aire respectivamente [K],

P_2 y P_1 es la presión de los estados 1 y 2 del aire respectivamente [bar].

Los valores de exergía que corresponden a los flujos de aire salientes del primer y segundo intercambiador utilizando las ecuaciones anteriores son: 671.32 KW y 228.76 KW respectivamente.

Transferencia de calor con pérdidas de presión

Ocurre en intercambiadores que involucran corrientes gaseosas ya que las pérdidas de presión pueden contribuir significativamente a la tasa de irreversibilidad global y no puede

ser despreciada en el análisis. Considerando $Q_0 = 0$ y $W_X = 0$ el balance exergético se puede escribir como (El-Sayed ,2003):

1er Intercambiador

$$I^{\Delta PA} = \dot{m}_A R_A T_0 \ln\left(\frac{P_{ent}}{P_{sal}}\right) \quad (4.30)$$

$$I^{\Delta PA} = 12.4 \text{ KW}$$

2o Intercambiador

$$I^{\Delta PA} = \dot{m}_A R_A T_0 \ln\left(\frac{P_{ent}}{P_{sal}}\right) \quad (4.31)$$

$$I^{\Delta PA} = 14.26 \text{ KW}$$

Donde:

$I^{\Delta T}$ es la irreversibilidad debida a las pérdidas de presión [KW],

P_{ent} es la presión a la que se encuentra el flujo de aire atmosférico, 0.8687 bar en la entrada de los precalentadores,

P_{sal} es la presión a la que salen los flujos de aire del primer y segundo precalentador [85.92 y 85.41 kPa respectivamente].

Así la irreversibilidad total en ambos precalentadores es la suma de las irreversibilidades anteriores:

$$I_{Total} = I^{\Delta T} + I^{\Delta PA} \quad (4.32)$$

1er. Intercambiador

$$I_{Total} = 140.73 \text{ KW}$$

2o. Intercambiador

$$I_{Total} = 145.08 \text{ KW}$$

Para el cálculo de las eficiencias exergéticas de cada precalentador, se utiliza la ecuación (3.4), siendo el objetivo principal la transferencia de calor del vapor de 600 (42.24 bar) y 50 psig (4.32 bar) al aire atmosférico en el primer precalentador y solo del vapor de 50 psig (4.32 bar) al segundo.

1er. Intercambiador

2o. Intercambiador

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i - LW} = 87.18\% \quad (4.33)$$

$$\eta = \frac{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i}{-\left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right)Q_i - LW} = 67.86\% \quad (4.34)$$

Caldera de Recuperación

Este equipo se localiza después de los precalentadores anteriores y antes del turbogenerador, por lo que se considera en este análisis desde que el aire es precalentado y la región de control incluye la región de mezclado de los productos de combustión con la atmósfera cercana. Se divide en regiones para facilitar llevar a cabo su análisis (Figura 4.12).

Subregión I: Combustión y mezclado de los combustibles y aire y formación del fundido.

Subregión II: Transferencia de calor la vapor.

Subregión III: Mezclado de los productos de combustión con el ambiente.

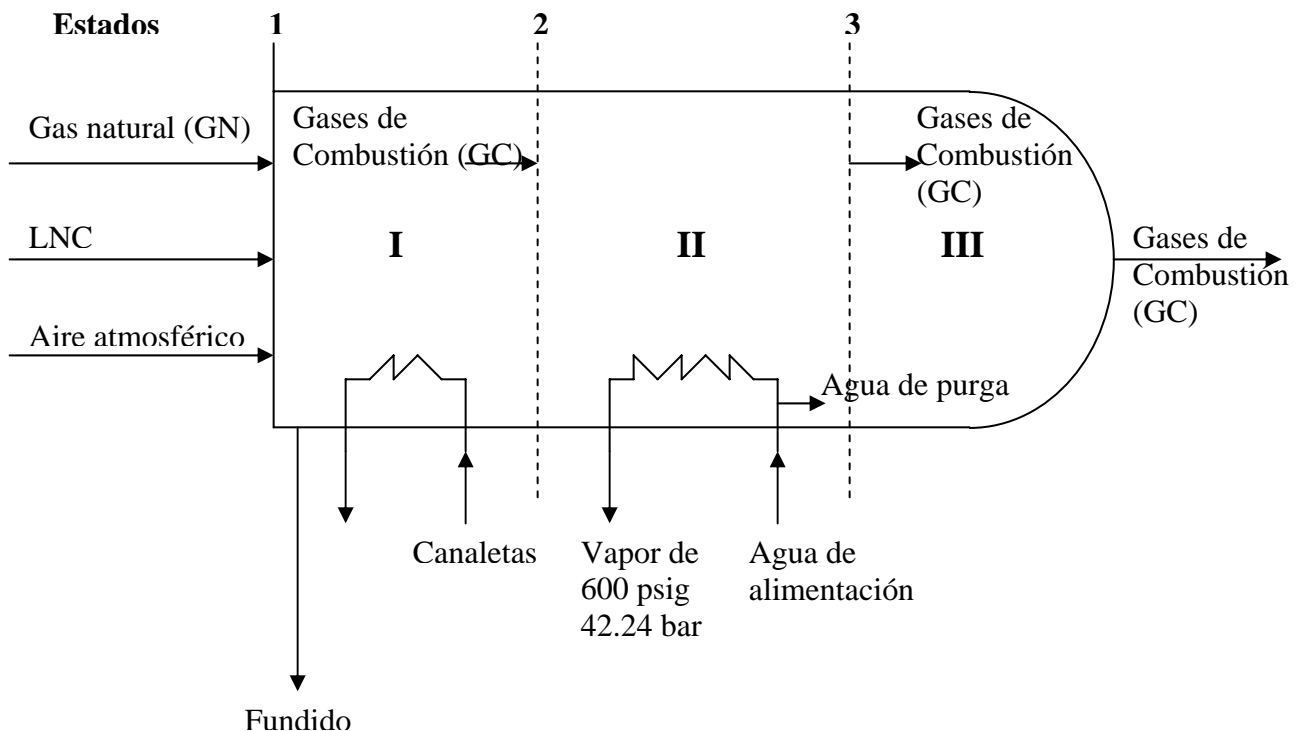


Figura 4.12. Diagrama de la caldera de recuperación

Balance de exergía para la región I

Aplicando la ecuación del balance de Exergía (3.2) a los flujos involucrados en esta región, se tiene:

$$I_I = m_{Aire} E_{aire} + m_{LNC} E_{LNC} + m_{GN} E_{GN} - m_{Fundido} E_{Fundido} - Q \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)_{canaletas} - m_{GC} E_{GC} \quad (4.35)$$

$$I_I = 75534.8 \text{ KW}$$

Donde:

I_I es la irreversibilidad de la región I [KW].

$m_{aire}, m_{LNC}, m_{GN}, m_{Fundido}, m_{GC}$ son los flujos máxicos del aire precalentado, licor negro concentrado, gas natural, fundido y gases de combustión respectivamente [Kg/seg].

$E_{aire}, E_{LNC}, E_{GN}, E_{Fundido}, E_{GC}$ son las exergías del aire, licor negro concentrado, gas natural, fundido y gases de combustión respectivamente [kJ/Kg].

Q es el flujo de calor del fundido hacia el agua de canaletas [kJ/Kg].

T_o es la temperatura del estado muerto [298K].

T es la temperatura a la que se encuentra el agua de canaletas [K]

A continuación se describen cada una de las formulas utilizadas para determinar los términos de la ecuación anterior. Siendo las formulas utilizadas para la exergía de flujo:

$$E_{GC} = \sum x E_x + RT_o \sum x \ln x_o - \sum Ni C_{pi} (T - T_o) - T_o \sum Ni C_{pi} \ln \left(\frac{T}{T_o}\right) + RT_o \sum Ni \ln \left(\frac{x_{ip}}{x_{io}}\right) \quad (4.36)$$

$$E_{GC} = 29673 \text{ KW}$$

$$E_{aire} = (H - H_o) - T_o(S - S_o) \quad (4.37)$$

$$E_{aire} = 994.018 \text{ KW}$$

$$E_{GN} = 1.04 \text{ HHV} \quad (4.38)$$

$$E_{GN} = 34603.2 \text{ KW}$$

Usando la siguiente ecuación (Kotas, 1995) para combustibles líquidos para el LNC:

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728 \frac{n}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{n}{c} \right) \quad (4.39)$$

$$\varphi = 1.09929$$

Donde: n, c, o y s se refieren a las fracciones peso del combustible de nitrógeno, carbono, oxígeno y azufre, respectivamente. Siendo finalmente la exergía del combustible:

$$\varepsilon^0 = \varphi(NCV)^0 \quad (4.40)$$

$$\varepsilon^0 = 75271.4 \text{ KW}$$

Donde NCV → poder calorífico neto

ε^0 → Exergía química

Para el fundido es necesario considerar 3 etapas, desde que el licor negro es recibido en la caldera a una temperatura T_1 (i), siendo entonces debido a la elevación de la temperatura (T_F) formado el fundido de carbonato de calcio (ii) y finalmente descargado en las canaletas a una temperatura T_2 (iii) (Figura 4.10), de manera más específica, se tiene:

- i. Calentamiento del Licor Negro de la temperatura de entrada (T_1) a la de fusión (T_F). Proceso 1-s. Cambio de entalpía:

$$Q_{1,s} = H_s - H_1 = C_{psolución de LNC} (T_{sf} - T_1) \quad (4.41)$$

$$Q_{1,s} = 2338.33 \text{ KJ / Kg}$$

Para el cambio de entropía se utiliza la siguiente relación:

$$S_s - S_1 = \frac{H_s - H_1}{(T_{sf} + T_1/2)} \quad (4.42)$$

$$S_s - S_1 = 6.44 \text{ KJ / Kg}^\circ \text{C}$$

- ii. Fundido; cambio de estado y de entalpía a la temperatura de fusión (TF)

$$Q_{s,f} = H_f - H_s = hsf \quad (4.43)$$

$$Q_{s,f} = 1805.48 \text{ KJ / Kg}$$

Cambio de entropía

$$S_f - S_s = h_{sf} / t_{sf} \quad (4.44)$$

$$S_f - S_s = 2.11 \text{ KJ} / \text{Kg}^\circ \text{C}$$

- iii. Calentamiento del líquido fundido. El cambio de entalpía para el líquido fundido de la temperatura de fusión (TF) a la temperatura de salida (T2) de la caldera es:

$$Q_{f,2} = H_2 - H_f = C_{pliq}(T_2 - T_{sf}) \quad (4.45)$$

$$Q_{f,2} = 280.52 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

Cambio de entropía

$$S_2 - S_f = \frac{H_2 - H_f}{(T_{sf} + T_2)/2} \quad (4.46)$$

$$S_2 - S_f = 0.287 \text{ KJ} / \text{Kg}^\circ \text{C}$$

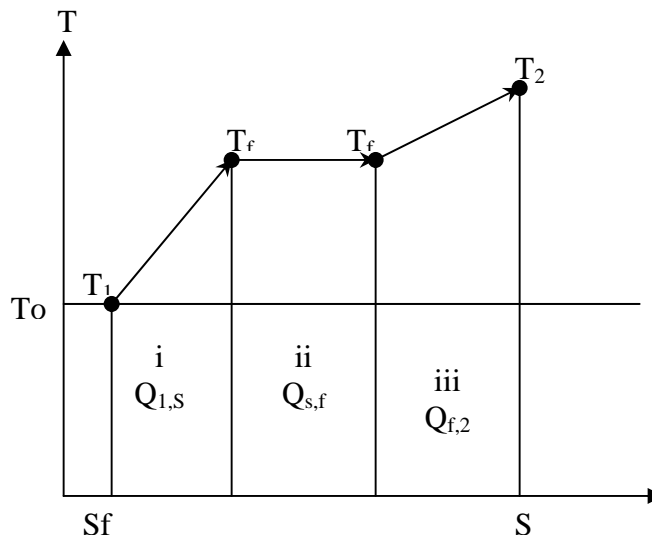


Figura 4.13. Coordenadas T-S= proceso de fundido

La exergía global del fundido es entonces la suma de las áreas del diagrama anterior, por lo que, considerando todas las ecuaciones anteriores, se tiene:

$$H_2 - H_1 = Q_{1,S} + Q_{sf} + Q_{f,2} \quad (4.47)$$

$$S_2 - S_1 = (S_S - S_1) + (S_f - S_S) + (S_2 - S_f) \quad (4.48)$$

$$E_{Fundido} = H_2 - H_1 - T_0(S_2 - S_1) \quad (4.49)$$

$$E_{Fundido} = 8661.18KW$$

Región II

Se considera como la temperatura de los gases de combustión el valor de 623K, aplicando las ecuaciones (3.1) y (3.2) para el cálculo de la irreversibilidad y exergía de flujo de las corrientes involucradas, se tiene:

$$I_{II} = (m_{GC\text{Entrada}} E_{GC\text{Entrada}} - m_{GC\text{Salida}} E_{GC\text{Salida}}) - (m_{V600} E_{V600} - m_{agua} E_{agua}) - (m_{agua\text{purga}} E_{agua\text{purga}}) + m_{V600\text{sopladores}} E_{V600\text{sopladores}} \quad (4.50)$$

$$I_{II} = 2992.2 KW$$

Donde:

I_{II} es la irreversibilidad de la región II [KW].

$m_{GC\text{Entrada}}, m_{GC\text{Salida}}, m_{V600}, m_{agua}, m_{aguapurga}, m_{V600\text{Sopladores}}$ son los flujos máscicos de los gases de combustión de entrada y salida, del vapor de 600 psig (42.24 bar), agua de alimentación desmineralizada, agua de purga, vapor de 600 psig (42.24 bar) utilizado en los sopladores respectivamente [Kg/seg].

$E_{GC\text{Entrada}}, E_{GC\text{Salida}}, E_{V600}, E_{aguapurga}, E_{V600\text{sopladores}}$ son las exergías de los los gases de combustión de entrada y salida, del vapor de 600 psig (42.24 bar), agua de alimentación desmineralizada, agua de purga, vapor de 600 psig (42.24 bar) utilizado en los sopladores respectivamente [kJ/Kg].

Región III

En esta región toda la exergía de los gases de salida es perdida a través de la disipación (mezclado, enfriamiento, etc.). Por lo que aplicando nuevamente las ecuaciones (3.1) y (3.2):

$$I_{III} = m_{GC\ salida} E_{GC\ salida} = 1329.42\ KW \quad (4.51)$$

Donde:

I_{III} es la irreversibilidad de la región III [KW].

$m_{GCSalida}$ es el flujo másico de los gases de combustión de salida de la caldera [Kg/seg].

$E_{GCSalida}$ es la exergía de los gases de combustión de salida de la caldera [kJ/Kg].

Eficiencia exergética del Sistema de la Caldera

La Irreversibilidad Global es la suma de las irreversibilidades obtenidas en cada región, por lo que:

$$I_{global} = I_I + I_{II} + I_{III} = 79856.4\ KW \quad (4.52)$$

Para el cálculo de la eficiencia, se utiliza la ecuación (3.4), así en la Eficiencia Exergética de la caldera, el objetivo es la función de la caldera, que es incrementar la exergía del agua de alimentación y tomar la exergía del combustible de entrada:

$$\eta = \frac{-(E_{vapor} - E_{agua})}{-(E_{vapor} - E_{agua}) - I} = \frac{-27329.7}{(-27329.7 - 79856.4)} = 0.25\% = 25\% \quad (4.53)$$

Consideraciones adicionales

Dentro de las irreversibilidades consideradas además de la más importante debida a la transferencia de calor al vapor. También se consideran:

- Perdida de calor hacia el ambiente: debida a las altas temperaturas que existen en la combustión.

$$I_Q = Q_o \frac{T_m - T_o}{T_m} \quad (4.54)$$

Donde: T_m = Temperatura del proceso de combustión y Q_o = es la tasa de transferencia de calor al ambiente

- Combustión incompleta: debida a pérdidas de combustible en el horno donde son removidas con las cenizas

$$I_{FL} = m_{FL} E_F \quad (4.55)$$

Donde: m_{FL} = Perdida de combustible y E_F = exergía específica del combustible

- Pérdidas en los gases exhaustos: Es el flujo de exergía debido a los gases cargados a la atmósfera, consiste de sustancias como CO_2 , H_2O y N_2 y en pequeñas cantidades hollín, CO , NO_x , SO_2 y a veces CH_4 y H_2 . Una vez que la presión y temperatura de los gases es establecida, la exergía de mezcla es calculado.

$$I_{FL} = E_{FG} \quad (4.56)$$

Donde E_{FG} = Incluye contribuciones debidas a la exergía química de los componentes no quemados (hollín, CO , etc), la exergía debida a la diferencia de temperatura entre el vapor y el ambiente, la diferencia en la composición, entre los productos de combustión y el ambiente y la posible exergía cinética y los componentes de presión de exergía.

- Perdida de exergía debida a la transferencia de energía química a energía térmica. Esta es debido a dos razones. Una razón es que la transferencia de energía química útil en energía térmica es un proceso irreversible.

$$I^o = Q_o \left(\frac{T_m - T_o}{T_m} \right) \quad (4.57)$$

Donde : T_m – Temperatura media del proceso de combustión y Q_o – tasa de transferencia de calor al ambiente

$$IQ = m_{vapor600} \left(n_{vapor600} - n_{agua\ a\ lim} \right) \left(\frac{T_m - T_o}{T_m} \right) \quad (4.58)$$

Como la combustión no es adiabática, entonces, el calor entregado durante la combustión es: $Q = (\Delta H_R) - \sum n_i p_i C_{pi}(T - T_o)$ si fueran solo los gases de combustión

$$Q = HHV - \Delta H_{GC} - \text{calor del fundido} - \text{calor del vapor de 600 psig} \quad (4.59) \\ (42.24\text{ bar}) + \text{calor del aire de combustión}$$

Del balance de 1ª ley es:

$$Q = 2.81762 \times 10^9 \frac{KJ}{día} \times \frac{1\text{ día}}{86400S} = 32611.4\text{ KW}$$

Turbogenerador

La turbina recibe el vapor recalentado que se encuentra a una presión de 600 psig (42.24 bar) proveniente de la caldera de recuperación y produce vapor recalentado a 50 psig (4.32 bar) utilizado en el proceso de la planta de pulpa y papel, el vapor de 600 psig (42.24 bar) pierde calor que transfiere al agua de enfriamiento necesaria en la turbina, lo cual incrementa su temperatura inicial, por lo que de acuerdo con las corrientes que entran y salen del sistema (Figura 4.14), y aplicando la ecuación del balance de exergía, se dividen en:

Corrientes de flujo: Vapor de 600 psig (42.24 bar), Vapor de 50 psig (4.32 bar), Condensado del vapor de 50 psig (4.32 bar).

Flujo de calor de salida: Agua de enfriamiento.

Flujo de trabajo de salida: Energía eléctrica

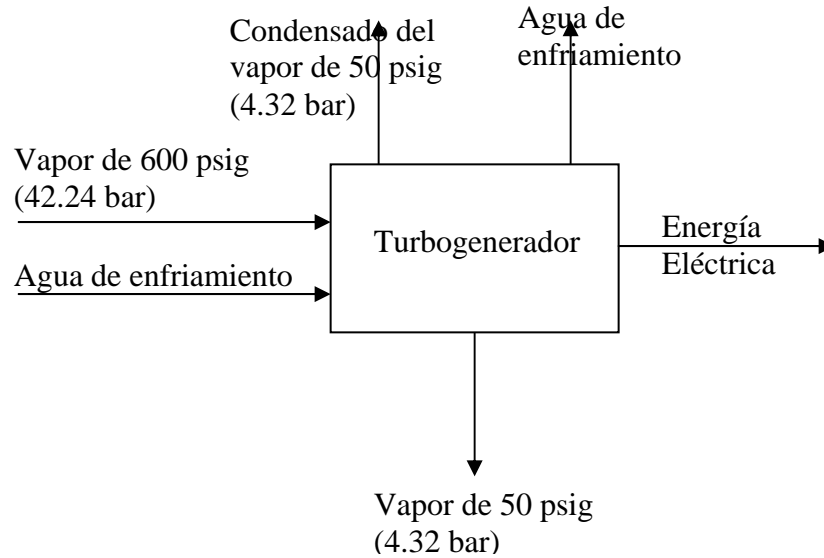


Figura 4.14. Diagrama del Turbogenerador

Aplicando la ecuación (3.2) a los flujos involucrados, se tiene:

$$I = m_{Vapor600} E_{Vapor600} - (m_{Condensado} E_{Condensado} + m_{Vapor50} E_{Vapor50}) + W_{out} - \sum \left(Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \quad (4.60)$$

$$I = 1420.81 \text{ KW}$$

Donde:

I es la irreversibilidad en el turbogenerador [KW],

$m_{Vapor600}$, $m_{Condensado}$, $m_{Vapor50}$ son los flujos del vapor de 600 psig (42.24 bar), condensado del vapor de 50 psig (4.32 bar) y vapor de 50 psig (4.32 bar) respectivamente [Kg/seg],

$E_{Vapor600}$, $E_{Condensado}$, $E_{Vapor50}$ son la exergías del vapor de 600 psig (42.24 bar), condensado del vapor de 50 psig (4.32 bar) y vapor de 50 psig (4.32 bar) respectivamente [kJ/Kg]

W_{out} es el trabajo producido por la turbina [KW],

Q es el flujo de calor del vapor de 600 psig (42.24 bar) al agua de enfriamiento [kJ/Kg],

T_o es la temperatura del estado de referencia [298K],

T es la temperatura del agua de enfriamiento [K].

Para el cálculo de la eficiencia exergética, se utiliza la ecuación (3.4), siendo el objetivo principal de operación del equipo la transferencia de trabajo (potencia) a la planta de pulpa y papel.

$$\eta = \frac{-W}{-W - LW} = \frac{-8120}{-8120 - 1420.81} = 0.851 = 85.10\% \quad (4.61)$$

4.4 Análisis de resultados

La información adicional obtenida del análisis de exergía detallado de los componentes de la caldera, fue de gran utilidad, claramente se determinaron y cuantificaron que las pérdidas principales ocurren en el hogar (región I), con cerca de un 68% de la irreversibilidad total de la caldera (72.67%), con respecto al flujo de exergía de entrada total al sistema (100%), siendo la irreversibilidad del resto de los equipos mínima con respecto a al anterior. Por consiguiente el η_c del horno es muy bajo y es substancialmente baja también la eficiencia global del proceso. Los datos de los flujos de irreversibilidad y de exergía de los flujos involucrados permiten desarrollar un Diagrama de Grassman de la planta de cogeneración (Figura 4.15), el cual hace posible de una forma más clara visualizar todos los resultados obtenidos anteriormente. Así mismo, de los resultados del análisis exergético a detalle (Tabla 4.2), se muestra que la caldera de recuperación y el tubogenerador reciben la mayor parte de la exergía de entrada, siendo este proceso en serie y con flujos intermedios que son cancelados entre si, por lo que su eficiencia por elementos y dentro del sistema se determinan considerando desde la entrada de exergía a la caldera de recuperación y en específico a la región I, hasta la salida del turbogenerador, por lo que las eficiencias y pérdidas por elemento y dentro del sistema, de los las regiones de la caldera y del turbogenerador (números subrayados), también se cancelan entres si, pero nos permiten mostrar que, a pesar de la alta eficiencia de la región II dentro del sistema, y de las menores pérdidas de exergía, siendo en esta región donde se realiza uno de los dos objetivos de la caldera de recuperación, es decir, la transferencia de calor de los gases de combustión al agua desmineralizada para la formación de vapor de 600 psig (42.24 bar) se realiza de

forma adecuada, no es suficiente para incrementar la eficiencia exergética dentro del sistema de la caldera, puesto que la región I de combustión que es la que presenta mayores irreversibilidades y menores eficiencias (Figura 4.16), es la que afecta claramente la eficiencia global del proceso, debido a que recibe la mayor carga de exergía (Figura 4.17) y al producto de las altas emisiones de CO en los gases de combustión del orden de 500-5000 ppm, (siendo los límites de acuerdo a la norma oficial mexicana (NOM012) de 50 ppm).

4.5 Comparación de resultados en la caldera RB-2: Primera y Segunda Ley.

De los datos obtenidos de pérdidas del balance de energía (Tabla 4.3) y exergía (Tabla 4.4) de la caldera de recuperación nos condujeron a realizar a un número de conclusiones importantes, se debe notar primero que todo que existe una gran diferencia en la evaluación de la eficiencia basada en el balance de energía, la eficiencia (más precisamente, el coeficiente de transformación de energía) de la caldera es impresionante de un 70%. Sin embargo, el valor $\eta_e=30\%$ muestra que esta ventaja es solo aparente. En efecto, cerca del 50% del calor liberado por la combustión del combustible es transferido al agua y al vapor. Debido a que la diferencia de temperatura entre los productos de combustión y el agua, por un lado y el vapor por otro, es de varios cientos de grados, la transferencia de calor toma lugar con grandes pérdidas exergéticas. Como un resultado del alto potencial de calor emitido por los productos de combustión es despreciado por cerca de un 25%. Aproximadamente los mismas pérdidas son contabilizados por la irreversibilidad de la combustión misma.

Estas pérdidas, principalmente definen un proceso de generación de vapor, no son del todo evidentes para el balance de energía o coeficiente de transformación de energía. De acuerdo con el balance de energía, la mayoría de las pérdidas son indeterminadas. Sin embargo, de acuerdo con los balances de exergía, no son importantes y otras fuentes de pérdidas debieran ser identificadas.

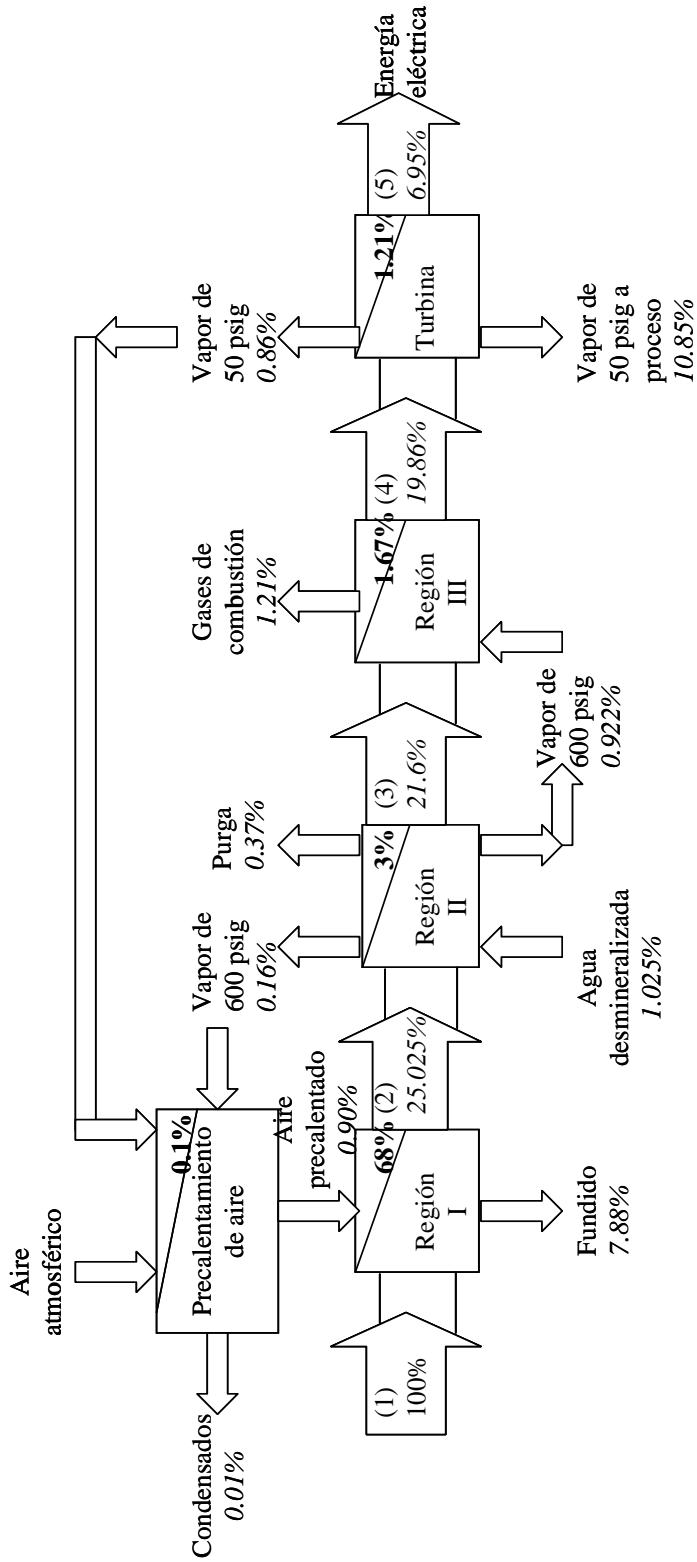


Figura 4.15 Diagrama de Grassman de los elementos de la planta de cogeneración

Tabla 4.2 Resultados del Análisis de Exergía de la Planta de cogeneración

Componente	Flujo KW	Irreversibilidad (%)	Exergía de entrada KW	Carga de exergía (λ_i) %	Eficiencia (η_i)	Eficiencia dentro del sistema de estudio ($\eta_{e,i}$) %	Pérdidas relativas de exergía del elemento (d_i) %
Precalentamiento	140.73	0.17	542.94	0.47	87.18	0.41	0.061
1er Intercambiador	145.08	0.18	585.32	0.51	67.86	0.35	0.164
2do Intercambiador	81277.23	99.65	113257.00	99.01	8.37	8.29	90.722
Caldera y Turbogenerador	75534.8	92.61	113257.00	99.01	27.52	27.25	71.765
Región I	2992.2	3.67	32060.73	28.31	89.66	25.38	2.927
Región II	1329.42	1.63	1329.42	1.17	0.00		
Región III	1420.81	1.74	27512.93	24.29	85.10	20.67	3.620
Turbogenerador	81563.04	100.00	114385.25	100.00	9.05	9.05	90.947
Total del sistema							

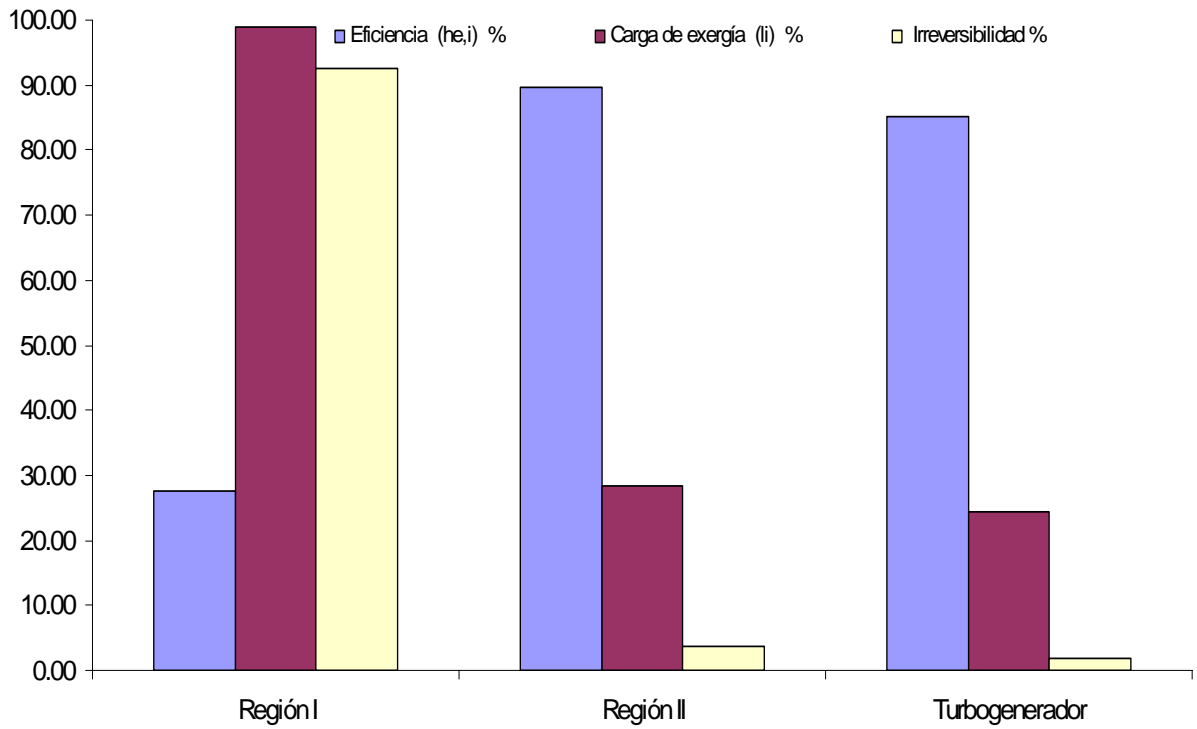


Figura 4.16 Cambios de eficiencia, carga de exergía e irreversibilidad en la planta de cogeneración

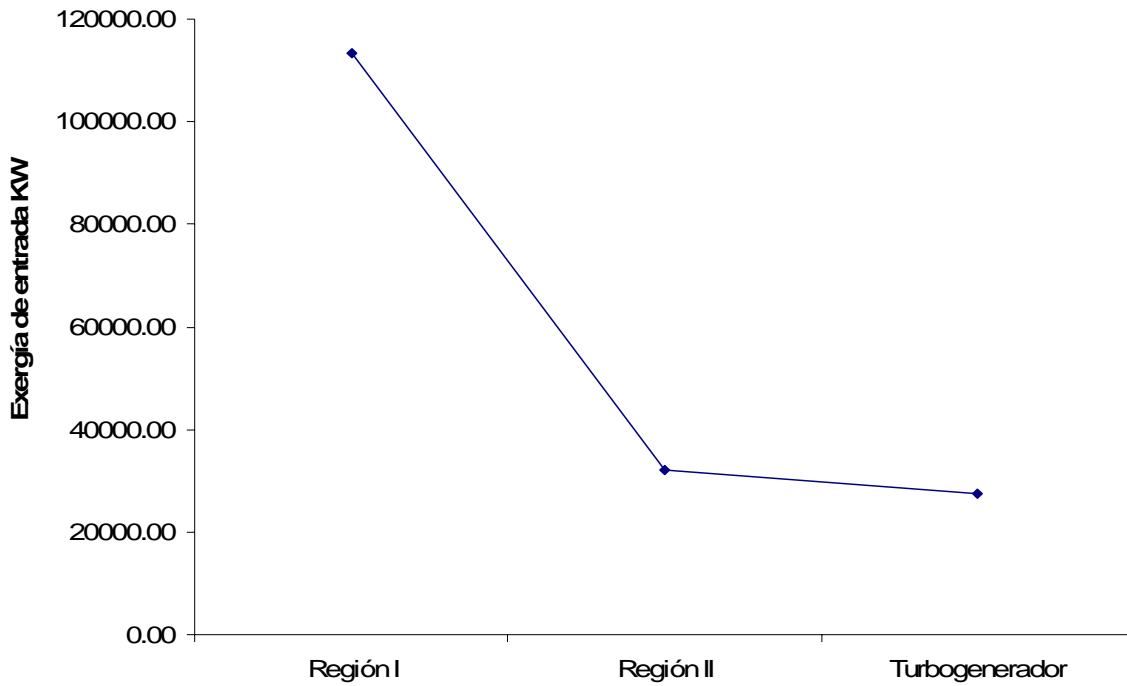


Figura 4.17 Flujo de exergía de entrada a la planta de cogeneración a través del proceso

Tabla 4.3. Análisis de energía

Pérdidas	%
Indeterminadas	24.27
Diseño	1.48
Radiación	1.98
Purgas	1.04
Fundido	2.94
Fusión	0.43
CO	3.93
G. de Combustion	3.72
Humedad	0.11
Agua en el LNC y GN	6.62
Agua en LN	6.5
Reducción	0.6
Total	53.62
Transferencia de calor al agua de alimentacion	46.38
Eficiencia	75

Tabla 4.4. Análisis de exergía

Pérdidas en la caldera	Irreversibilidad	
	Flujo KW	Porcentaje
Perdida debida a la transferencia de energía química a térmica	36697.70	53.50
Combustión incompleta	30314.70	24.14
Perdidas en gases de combustion	1329.42	1.06
perdidas diversas	11514.60	21.30
Total	79856.42	100.00

Se puede obtener información adicional útil del análisis de exergía detallado de los componentes de la caldera como el proporcionado en la tabla 4.4. De acuerdo con la tabla, las pérdidas principales ocurren en el horno. Solo pérdidas menores ocurren en otro sitio. Por consiguiente el η_e del horno es muy bajo y es substancialmente baja también la eficiencia global del proceso.

4.6 Diagrama de Grassman del sistema de estudio

La información anteriormente obtenida con los planteamientos y datos de operación de la planta de cogeneración y los equipos aledaños, así como la de los subsistemas analizados a detalle se muestra en un diagrama de Grassman (Figura 4.18), el cuál es la forma más común de mostrar lo referente al análisis exergético de sistema de estudio, debido a que muestra en este caso la distribución y localización de las irreversibilidades generales del sistema, localizándose la mayor, en la caldera de recuperación, asociada a la irreversibilidad intrínseca de la combustión misma, la cual aunada a las no adecuadas

relaciones aire-combustible por parte de los operarios, que conducen a emisiones de CO del orden de 2500 ppm y por ende a bajas eficiencias y altas pérdidas de exergía en la región I correspondiente a la sección de combustión.

Por lo que para acentuar las pérdidas que pueden aparentemente no ser evitadas o substancialmente reducidas. Se utiliza una optimización termodinámica, la cual nos permitió determinar las condiciones de operación que conducen a incrementar la eficiencia global del sistema.

4.7 Optimización Termodinámica y Exergoconómica

La eficiencia exergetica η_e aplicada al equipo y condiciones existentes variando dentro de amplios límites, nos lleva a la optimización de condiciones de operación. Esto es hecho por experimentación o cálculo de las relaciones entre η_e , a su inverso η , y factores externos. En un análisis exergético, se indica la zona de máxima eficiencia.

Líneas de Evaporadores

Iniciando con las líneas de evaporadores, se varían las condiciones de operación, y de acuerdo con el análisis de sensibilidad, se determinó que el efecto del aumento de la economía es debido principalmente al aumento del flujo de vapor de 50 psig (4.32 bar) utilizado, sin embargo, también se observó que los resultados de los balances de materia y energía para las tres líneas no concordaban con los de los medidores y analizando los anteriores, se confirmó el estado deteriorado en el que se encontraban los mismos, por lo que el software desarrollado (Apéndice D), fue una herramienta útil en el cálculo de los costos por parte de los operarios. La optimización termodinámica se realizó sobre los datos de los medidores y de los obtenidos con el software, para cada línea y como se observa en los resultados en el Apéndice C, el modelo obtenido se inicia con los datos de los medidores se termina con los del software, puesto que existe un desfase de datos que demuestra que existe una descalibración en los medidores.

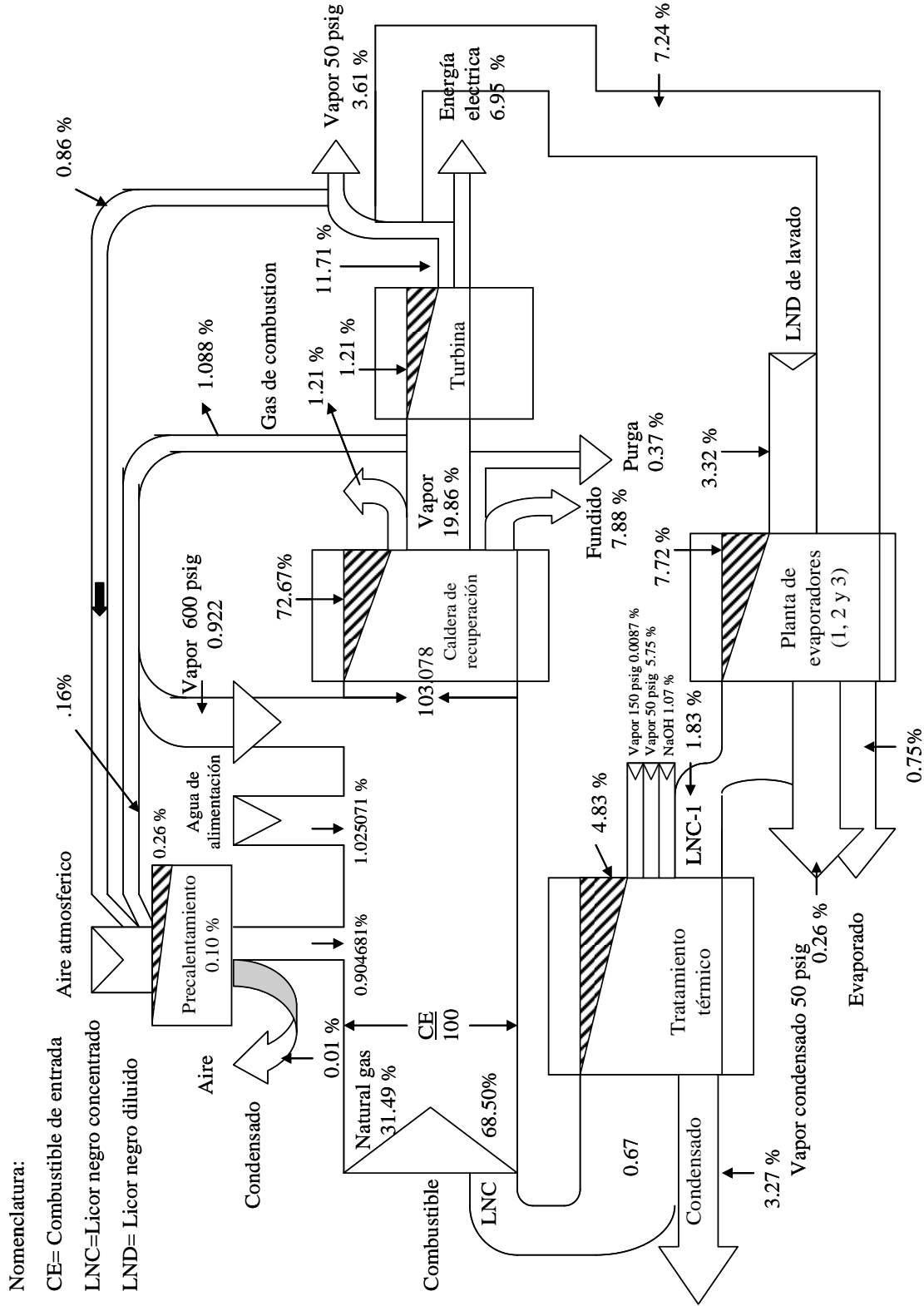


Figura 4.18 Diagrama de Grassman del sistema de estudio

Así mismo, los datos de las condiciones de máxima eficiencia para cada línea a partir de los datos del software, concuerdan con un 95% con los datos de operación, por lo que los modelos obtenidos tienen una validez de un 95%. Además los resultados confirman que de las tres líneas, con las condiciones de operación adecuadas, la línea 3 es la más eficiente. Puesto que las restantes han tenido problemas de operación y mantenimiento debidos principalmente a que se trata de equipos que han rebasado su tiempo de vida útil

Caldera de Recuperación

Si una caldera es operada con un combustible en particular a una carga específica, se pueden graficar las diferentes pérdidas en la caldera como una función de exceso o deficiencia de aire. La suma total de todas las pérdidas es una curva que tiene un punto mínimo. Cualquier proceso que tiene una curva de operación de este tipo es un candidato ideal para una optimización instrumental. Tal sistema de control de proceso opera continuamente determinado el punto de mínimas pérdidas del sistema a una carga en particular y entonces cambiando las condiciones de operación hasta este punto es alcanzado.

Las pérdidas de radiación y pared son relativamente constantes. La mayoría de las pérdidas de calor en una caldera ocurren a través de la chimenea. Bajo operaciones de deficiencia de aire, combustible no quemado es perdido y cuando hay un exceso de aire, el calor es perdido por que el oxígeno no usado y el nitrógeno acompañante son calentados y descargados a la atmósfera. El objeto de la optimización es mantener las pérdidas totales al mínimo. Esto es realizado minimizando el exceso de aire y las temperaturas de la chimenea. El punto de mínima pérdida no es donde el exceso de oxígeno es cero. Esto es debido a que el quemador no puede proporcionar un mezclado perfecto. Por lo tanto, si solo tanto oxígeno será admitido en el hogar como el requerido para convertir cada molécula de carbono en CO_2 , algo de combustible podría salir sin quemar, ya que todas las moléculas de O_2 podrían encontrar sus correspondientes moléculas de carbono. Esto es porque el punto mínimo de pérdida esta a la izquierda del real. Este punto real de mínima pérdida o máxima eficiencia es encontrado disminuyendo el exceso de oxígeno tanto como sea posible, hasta que las lecturas de CO indican que el mínimo ha sido alcanzado. En este punto de mínima

perdida, Las pérdidas de los gases de chimenea se balancean con las pérdidas del combustible no quemado.

Por lo que se determinó que el factor que provocaba lo anterior era el uso de mayor combustible y menor aire de combustión de los requeridos. Por medio de un análisis de sensibilidad se estableció que el principal parámetro que influye en la eficiencia exergética y en la relación aire combustible, eran la toneladas de vapor producidas/Mega joules (MJ) de combustible (Figura 4.19). Así mismo, si una caldera es operada con un combustible en particular a una carga del mismo específica, se pueden graficar las diferentes pérdidas como una función del exceso o deficiencia de aire, en este caso es de un 4-5% de exceso de aire con una relación aire/combustible de 4.5 y una eficiencia energética de 44%. En este mismo punto corresponde a un mínimo permisible de emisiones de CO (50 ppm) y a un factor promedio del orden de 4.96×10^3 kJ/KWhr, el cual es de utilidad para determinar de acuerdo con el flujo de calor requerido por la planta de pulpa, el flujo de combustible requerido o viceversa.

4.8 Optimización Termoeconómica

Las ecuaciones utilizadas para el Análisis Termoeconómico, el cual, proporciona información crucial para el diseño y operación de un sistema eficiente son la ecuación del balance de costos para cada uno de los equipos y las ecuaciones auxiliares necesarias para la resolución del sistema.

Línea 1, 2 y 3 de evaporadores

La ecuación general del balance de costos, se obtiene aplicando la ecuación (3.17):

$$C_{LND} + C_{V50} + C_{aguae1} = C_{condensando1} + C_{condcomb} + C_{LNC(1)} + C_{aguas1} + C_{condV50} \quad (4.62)$$

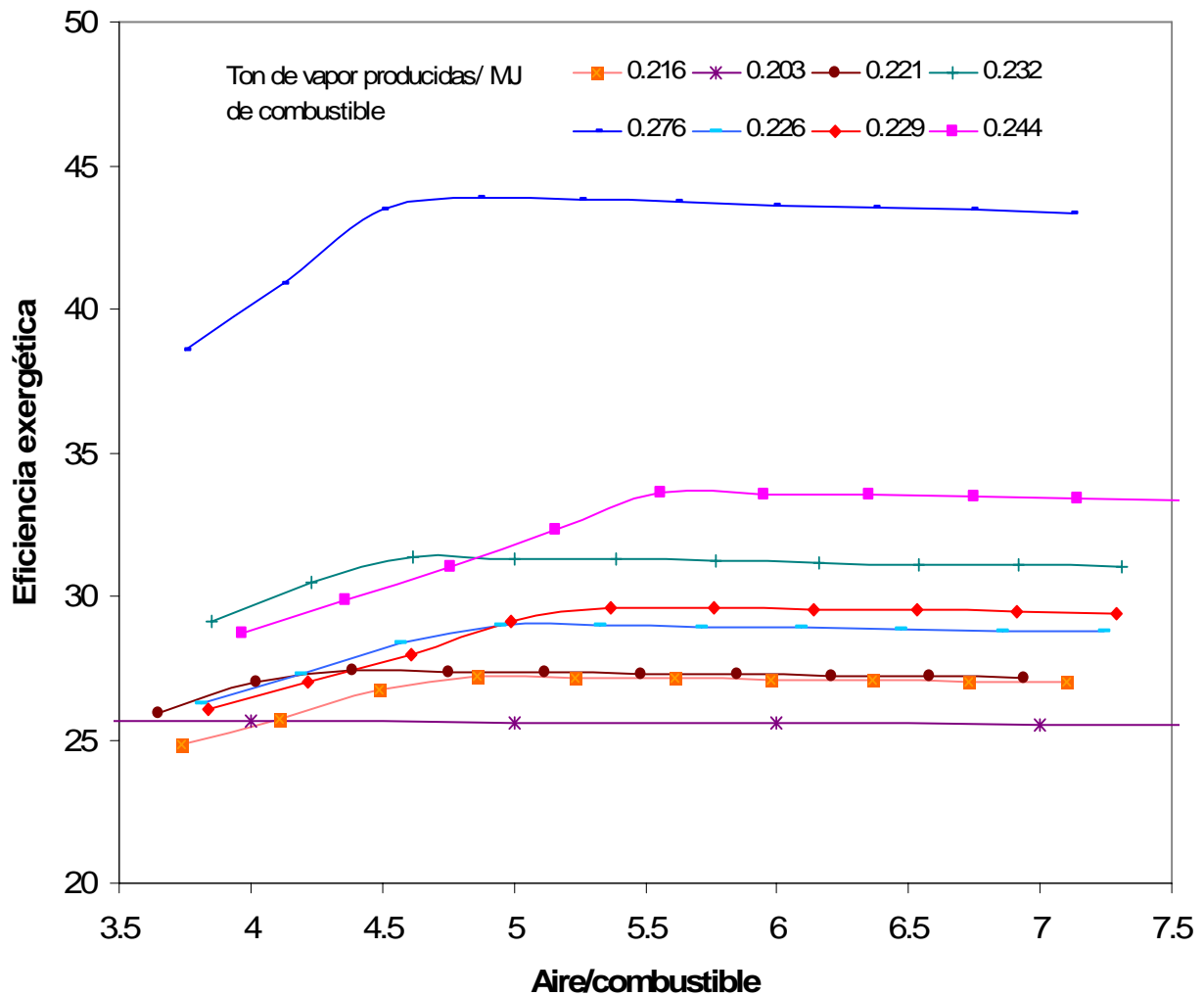


Figura 4.19. Resultados de la Optimización termodinámica de la Línea 3- Datos calculados.

Siendo los valores conocidos:

C_{v50} = Vapor de 50 psig (4.32 bar) obtenido a partir del turbogenerador

Caguae1 = Agua de enfriamiento entrante y saliente del condensador, cuyo precio es fijado por el municipio que lo suministra.

Y las relaciones auxiliares planteadas considerando que el costo del vapor de 50 psig (4.32 bar) es igual al de su condensado, entre sus respectivas exergias (Ecuación 4.63) y del mismo modo para el agua de enfriamiento (4.64):

$$\frac{C_{V50}}{E_{V50}} = \frac{C_{condV50}}{E_{condV50}} \quad (4.63)$$

$$\frac{C_{aguae1}}{E_{aguae1}} = \frac{C_{aguas1}}{C_{aguas1}} \quad (4.64)$$

Tratamiento térmico

La ecuación general del balance de costos, se obtiene aplicando la ecuación (3.17):

$$C_{LNC(1)} + C_{V50}^{(W3)} + C_{V50}^{(W7)} + C_{V150W8} + C_{V150W2} + C_{NaOH} + C_{aguaL1e} + C_{aguaL2e} = C_{LNCsII} + C_{condC7} + C_{aguaL1S} + C_{aguaL2S} + C_{V2^\circ efec1} + C_{condC8} + C_{condDIC12} + C_{cond\ sup\ C14} \quad (4.65)$$

Siendo las ecuaciones auxiliares obtenidas de acuerdo con el planteamiento anterior para el agua de enfriamiento del condensador de contacto directo y de superficie (Ecuaciones 4.66 y 4.67) y para el vapor de 50 psig (4.32 bar) utilizado en el primer efecto y en el reactor (Ecuaciones 4.68 y 4.69).

$$\frac{C_{aguaL1e}}{E_{aguaL1e}} = \frac{C_{aguaL1S}}{E_{aguaL1S}} \quad (4.66)$$

$$\frac{C_{aguaL2e}}{E_{aguaL2S}} = \frac{C_{aguaL2S}}{C_{aguaL2S}} \quad (4.67)$$

$$\frac{C_{V50}^{(W3)}}{E_{V50W3}} = \frac{C_{condC7}}{E_{V50W3}} \quad (4.68)$$

$$\frac{C_{V50}^{(W7)}}{E_{V50W7}} = \frac{C_{condC8}}{E_{condC8}} \quad (4.69)$$

Pre calentador de aire:

La ecuación general de costos, se obtiene aplicando la ecuación (3.17), considerando un balance de costos global:

$$C_{V600} + C_{aireatm} + C_{V50} = CondV600 + CondV50_I + CondV50_{II} + C_{aireprim} + C_{airesec} \quad (4.70)$$

Para el planteamiento de las ecuaciones auxiliares se considera que el propósito del equipo es precalentar las corrientes de aire atmosférico para utilizarlas en la caldera de recuperación, existen dos precalentadores uno recibe vapor de 600 psig (42.24 bar) y 50 psig (4.32 bar) y el otro solo de 50 psig (4.32 bar) la misma corriente de vapor de 50 psig (4.32 bar) suministra a ambos equipos por lo que el costo de la unidad de exergía del lado caliente (vapor de 600 y 50 psig) de los intercambiadores permanece constante..

Precalentador I

$$C_{V600} + C_{aireatm} + C_{V50_I} = CondV600 + CondV50_I + Aire prim \quad (4.71)$$

Precalentador II

$$C_{V50_{II}} + C_{aireatm} = CondC_{V50_{II}} + Aire sec \quad (4.72)$$

Ecuaciones auxiliares:

$$C_{V600} = C_{condV600} \quad y \quad C_{V50} = C_{condV50} \quad (4.73)$$

$$\frac{C_{V600}}{E_{V600}} = \frac{C_{condV600}}{E_{condV600}} \quad \frac{C_{V50}}{E_{V50}} = \frac{C_{condV50}}{E_{condV50}} \quad (4.74)$$

Caldera de recuperación (RB-2):

La ecuación general de costos, se obtiene aplicando la ecuación (3.17).

$$C_{LNC} + C_{Aireprim} + C_{Airesec} + C_{agua} + C_{GN} = C_{GC} + C_{fundido} + C_{V600} \quad (4.75)$$

Y en este caso al igual que en el precalentamiento de aire, el costo del aire atmosférico es cero e igual al terciario:

$$\frac{C_{atm}}{E_{atm}} = \frac{C_{ter}}{E_{ter}} \quad (4.76)$$

Donde:

C_{agua} = es un valor conocido fijado por el municipio que lo suministra

G_{GN} = es un valor conocido proporcionado por PEMEX.

Un valor desconocido y de interés en este equipo es el del fundido, el cual es utilizado en el área de caustificación, siendo este la principal materia prima, de la misma.

Turbina

La ecuación general de costos, se obtiene aplicando la ecuación (3.17) y en este caso se requieren dos ecuaciones auxiliares considerando que el costo del agua de enfriamiento y del vapor de 600 psig (42.24 bar) condensado son iguales a los de la entrada, divididos entre sus respectivas exergías, siendo el costo del vapor de 600 psig (42.24 bar) (C_{V600}) de la caldera y la energía eléctrica (C_{EE}), conocidos.

$$C_{V600} + C_{aguaET} = C_{cond} + C_{aguas} + C_{EE} + C_{V50} \quad (4.77)$$

$$\frac{C_{aguae}}{E_{aguae}} = \frac{C_{aguas}}{E_{aguas}} \quad (4.60) \quad \frac{C_{V600}}{E_{V600}} = \frac{C_{V50}}{E_{V50}} \quad (4.78)$$

Resultados

Los resultados obtenidos al aplicar las ecuaciones anteriores y los fundamentos del análisis termoeconómico se utilizaron para realizar un análisis canónico, el cual nos permitió graficar los resultados de cada equipo en una curva de superficie de respuesta. Por medio de la cual se modelaron y analizaron las respuestas de interés siendo el objetivo optimizar las mismas (Montgomery, 1991). Las variables para desarrollar el modelo obtenido se seleccionaron en base a un análisis de sensibilidad, esta ecuación nos indicó los valores óptimos que nos condujeron al mínimo costo de irreversibilidad del equipo en cuestión.

En la línea 1 de evaporadores, se obtuvo una superficie sólida con una curvatura de forma convexa (Figura 4.20) de la irreversibilidad contra los niveles del flujo de vapor de 50 psig en Kg/min y del licor negro concentrado en base seca también en Kg/min. La ecuación obtenida es un polinomio de cuarto orden, el cual indica que el punto estacionario mínimo se localiza en donde el flujo de vapor de 50 psig (4.32 bar) es de 67 Kg/min y el de licor negro en base seca es 297 Kg/min con un costo de irreversibilidad de 7.79 \$/GJ. Las condiciones iniciales de operación eran un flujo de vapor de 186.5 Kg/seg y de 363.2 Kg/seg de licor negro con un costo de irreversibilidad de 264.18 \$/GJ, el cual se encuentra fuera del rango de esta curva.

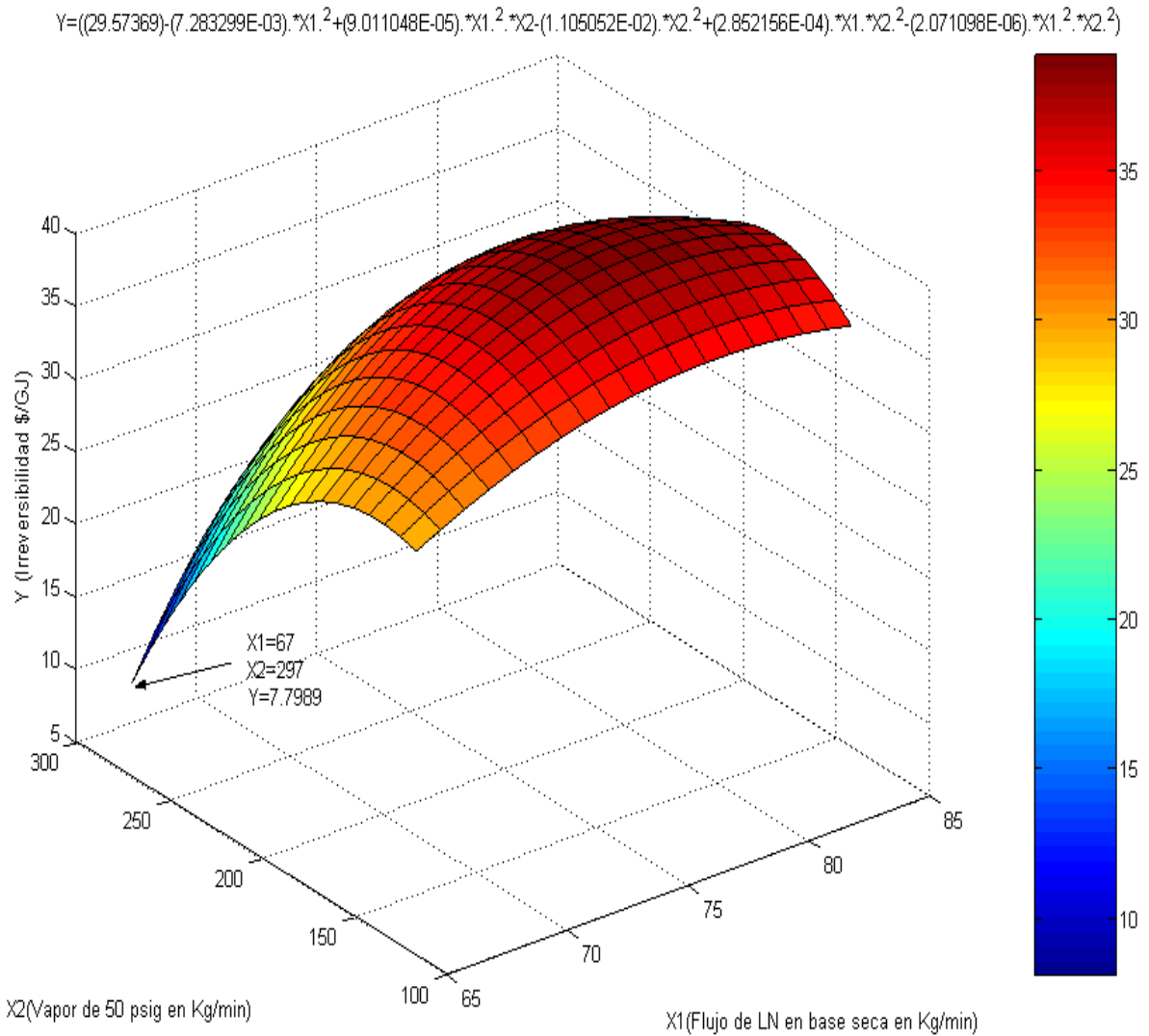


Figura 4.20 Análisis canónico del análisis termoeconómico a la línea 1

Con respecto a la línea 2, la superficie obtenida es una curvatura cóncava con un punto de inflexión en el mínimo costo de la irreversibilidad con respecto a los niveles de flujo de vapor de 50 psig (4.32 bar) en Kg/min y el licor negro concentrado en base seca también en Kg/min. Nuevamente la ecuación obtenida es un polinomio de cuarto orden, siendo el mínimo costo de irreversibilidad de 5.97 \$/GJ en los flujos de 100 Kg/min de vapor de 50 psig (4.32 bar) y de licor negro en base seca de 164.40 Kg/min, localizándose el punto de las condiciones iniciales de operación en un costo de irreversibilidad de 30.10 \$/GJ y flujos de 132.30 Kg/min de vapor de 50 psig (4.32 bar) y de 102 Kg/min de Licor negro en base seca, como se puede observar en la Figura 4.21, el punto inicial se encuentra dentro de la región del punto estacionario a diferencia de la línea 1.

$$Y = (-622.2476) + (0.1614714) \cdot X_1^2 - (0.0012001) \cdot X_1^2 \cdot X_2 - (5.967766E-02) \cdot X_2^2 + (1.892892E-03) \cdot X_1 \cdot X_2^2 - (9.311244E-06) \cdot X_1^2 \cdot X_2^2$$

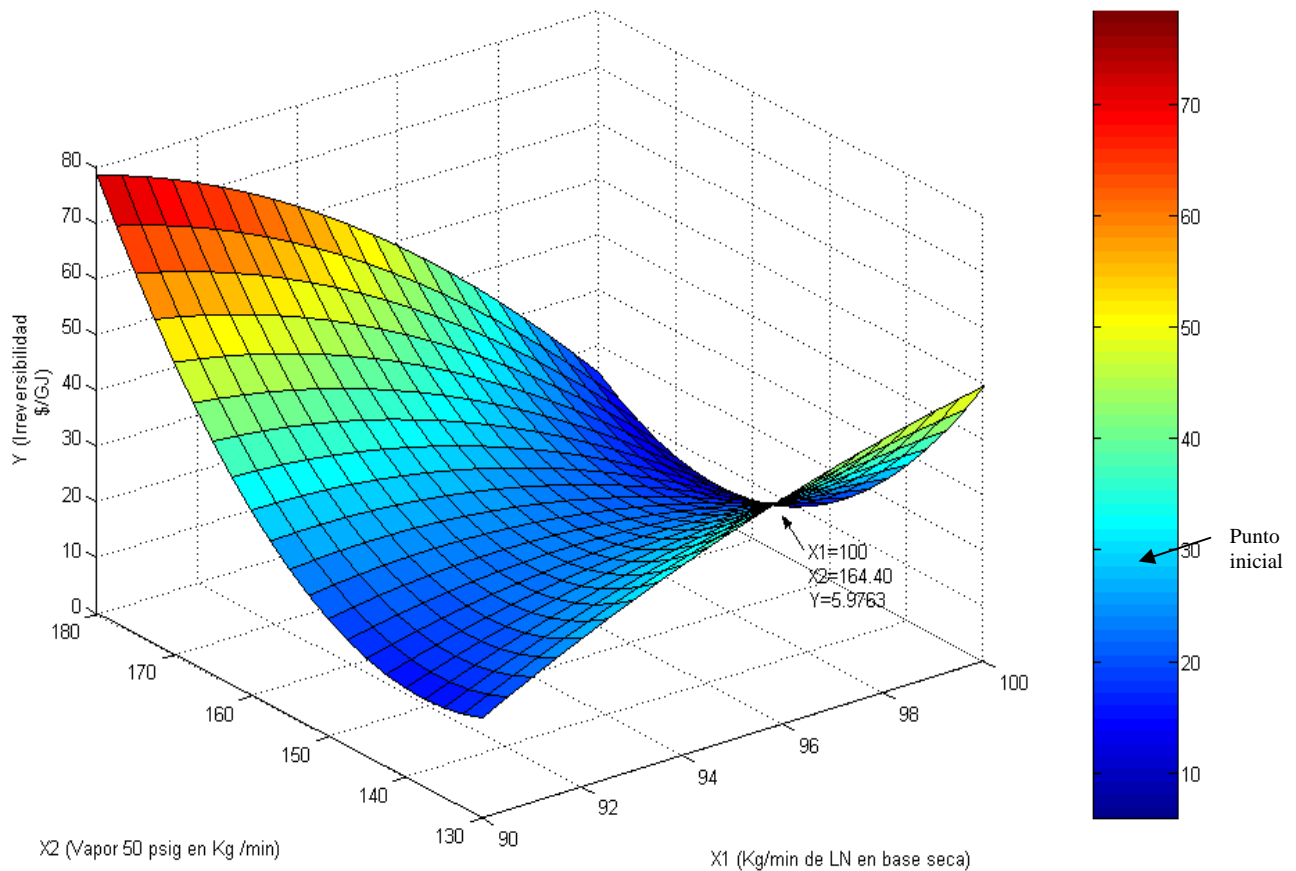


Figura 4.21. Resultados del análisis termoeconómico de la línea 2 de evaporadores

En el caso de la línea 3, la superficie obtenida mostrada en la Figura 4.22 tiene la forma de una curva, siendo el punto estacionario un costo de irreversibilidad de 4.7 \$/GJ y flujos de vapor y licor negro en base seca de 178 y 208 Kg/min. El punto que corresponde a las condiciones de operación actuales se localiza en la región cercana al mínimo y corresponde a un costo de 13.90 \$/GJ y a flujos de vapor y licor negro de 490.13 y 803.83 Kg/min respectivamente.

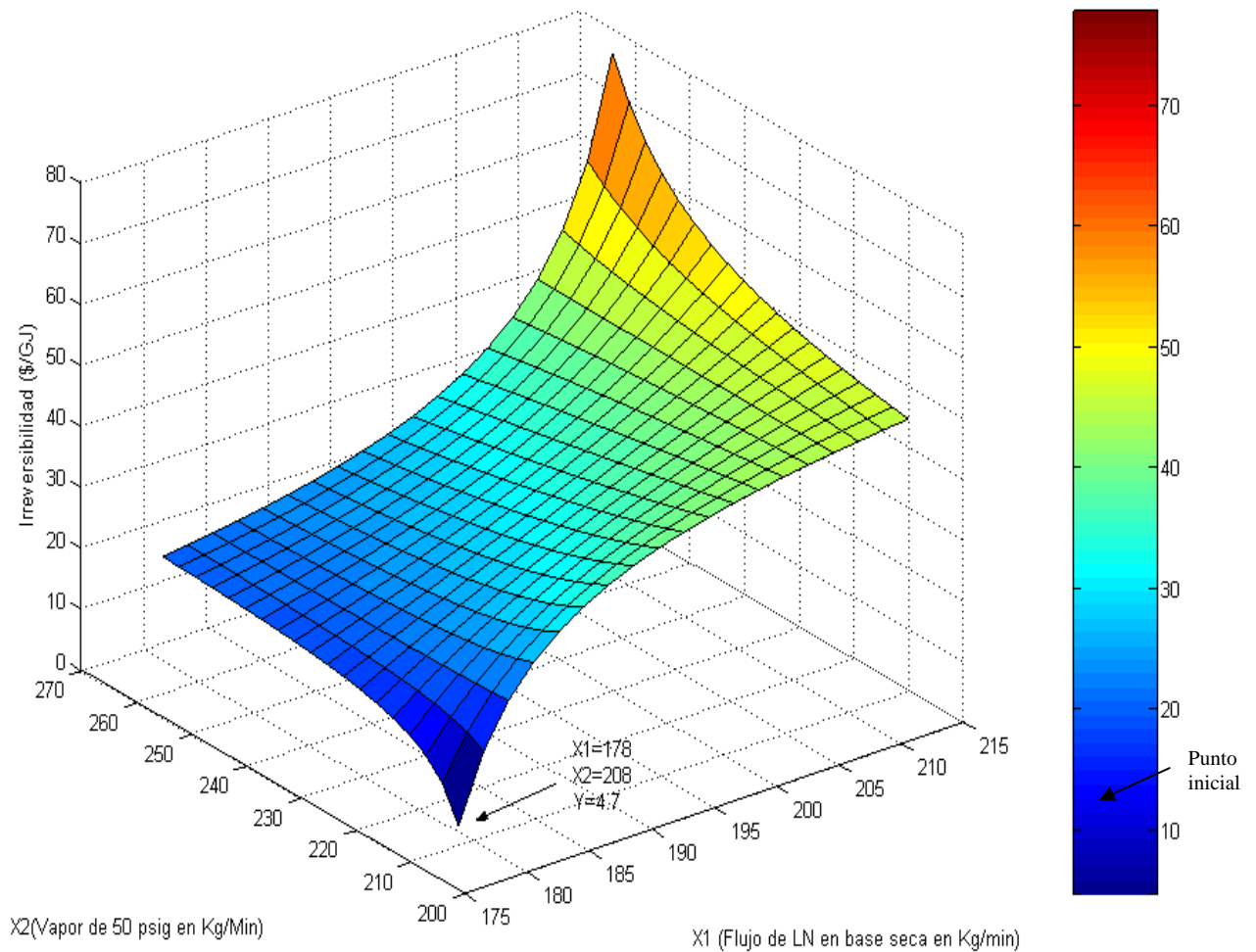


Figura 4.22. Resultados del análisis termoeconómico de la línea 3 de evaporadores

De acuerdo con los resultados obtenidos en la línea 1 de evaporadores, las condiciones iniciales de operación estaban muy lejanas de la región del mínimo, lo que refleja un inadecuado control y operación, aunado al tiempo de vida útil del equipo. En la línea 2 las condiciones de operación se encuentran dentro de la región del mínimo, lo que indica que en su estado actual es posible alcanzar el mínimo costo de irreversibilidad, lo mismo sucede en la línea 3, pero con la diferencia de que en esta los ajustes son menores. En las tres líneas no existía un sistema de fijación de costos que considere el precio del licor negro ni el de los condensados, solo se consideraba el costo del vapor de 50 psig (4.32 bar), por lo que el uso del análisis de exergía y de la termoeconomía permiten no solo detectar las zonas de ineficiencia con mayor exactitud, también indican los parámetros óptimos de operación dentro de los límites termodinámicos y sobre todo económicos.

Para el tratamiento térmico, el costo de irreversibilidad de las condiciones de operación iniciales fueron de 4114.92 \$/GJ con flujos de vapor de 50 psig (4.32 bar) y de LN en base seca de 147 y 373.05 Kg/min que equivalen a 1297.24 y 287.35 KW, como se observa en la Figura 4.23 se encuentran dentro de la región del mínimo, por medio de la optimización se logro optimizar su operación con los datos obtenidos y como se trata de un equipo de reciente adquisición, el control de las variables seleccionadas se realizo de una forma mas eficiente.

Para los precalentadores de aire, la forma de las superficies obtenidas fue similar a la de una recta con una leve curvatura, siendo el segundo precalentador el que mejores condiciones iniciales de operación tenía, como se puede observar en las Figuras 4.24 y 4.25, las cuales son costos de 213.5 y 230.08 \$/GJ, flujos de exergía de vapor de 50 psig (4.32 bar) de 8.6 y 0.46 KW y los flujos de exergía de aire primario y secundario son 8.6 y 25.19 KW para el primer y segundo precalentador respectivamente. Los puntos de costo mínimos al igual que para el tratamiento térmico fueron alcanzados.

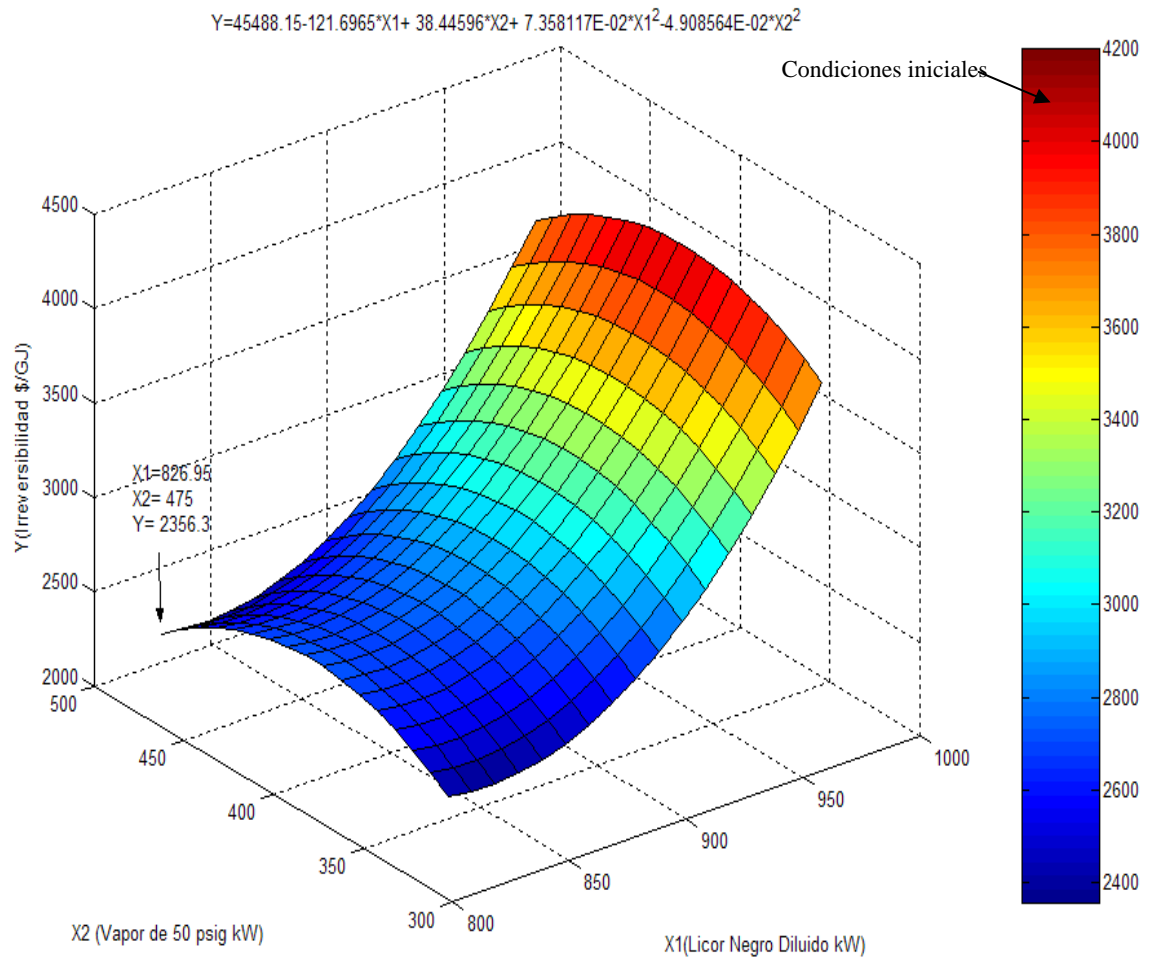


Figura 4.23. Resultados del análisis termoeconómico del Tratamiento Térmico LHT

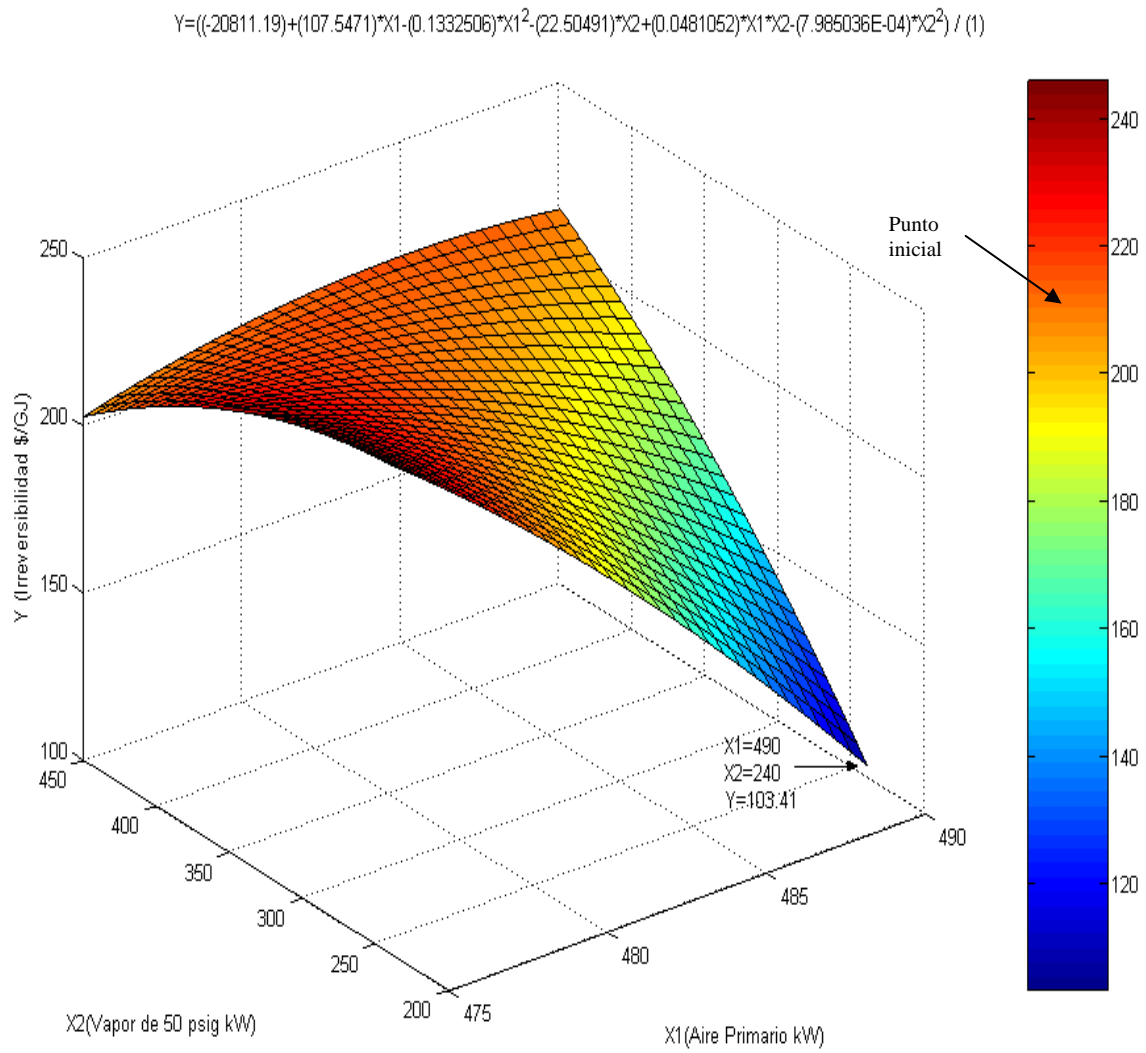


Figura 4.24. Resultados del análisis termoeconómico del Primer Precalentador de aire

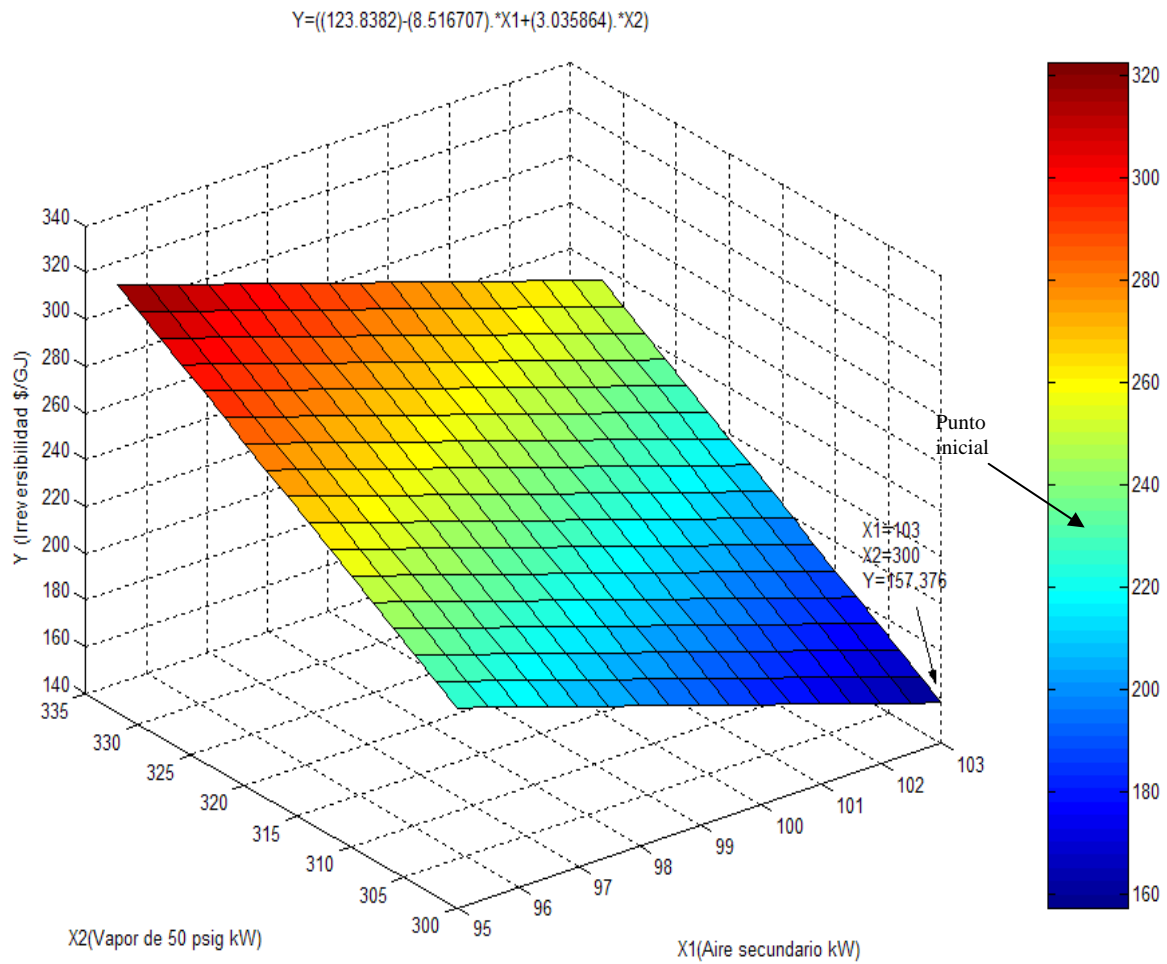


Figura 4.25. Resultados del análisis termoeconómico del Segundo Precalentador

En el caso de la caldera de recuperación RB-2 (Figura 4.26), las condiciones de operación iniciales estaban muy alejadas del punto mínimo, siendo estas un costo de la irreversibilidad de 870 \$/GJ y flujos de exergía del vapor de 600 psig (42.24 bar) y de los combustibles de 24700 y 7500 KW respectivamente, lo que justifica el análisis a detalle que se realizó en este equipo, de acuerdo con las suposiciones iniciales de que este equipo era el que presentaba mayor irreversibilidad y pérdidas económicas en el sistema de estudio. Causas que fueron determinadas a detalle con ayuda del análisis de exergía y posteriormente optimizadas con la termoeconomía, cuyos resultados obtenidos de su implementación han logrado importantes ahorros económicos y energéticos.

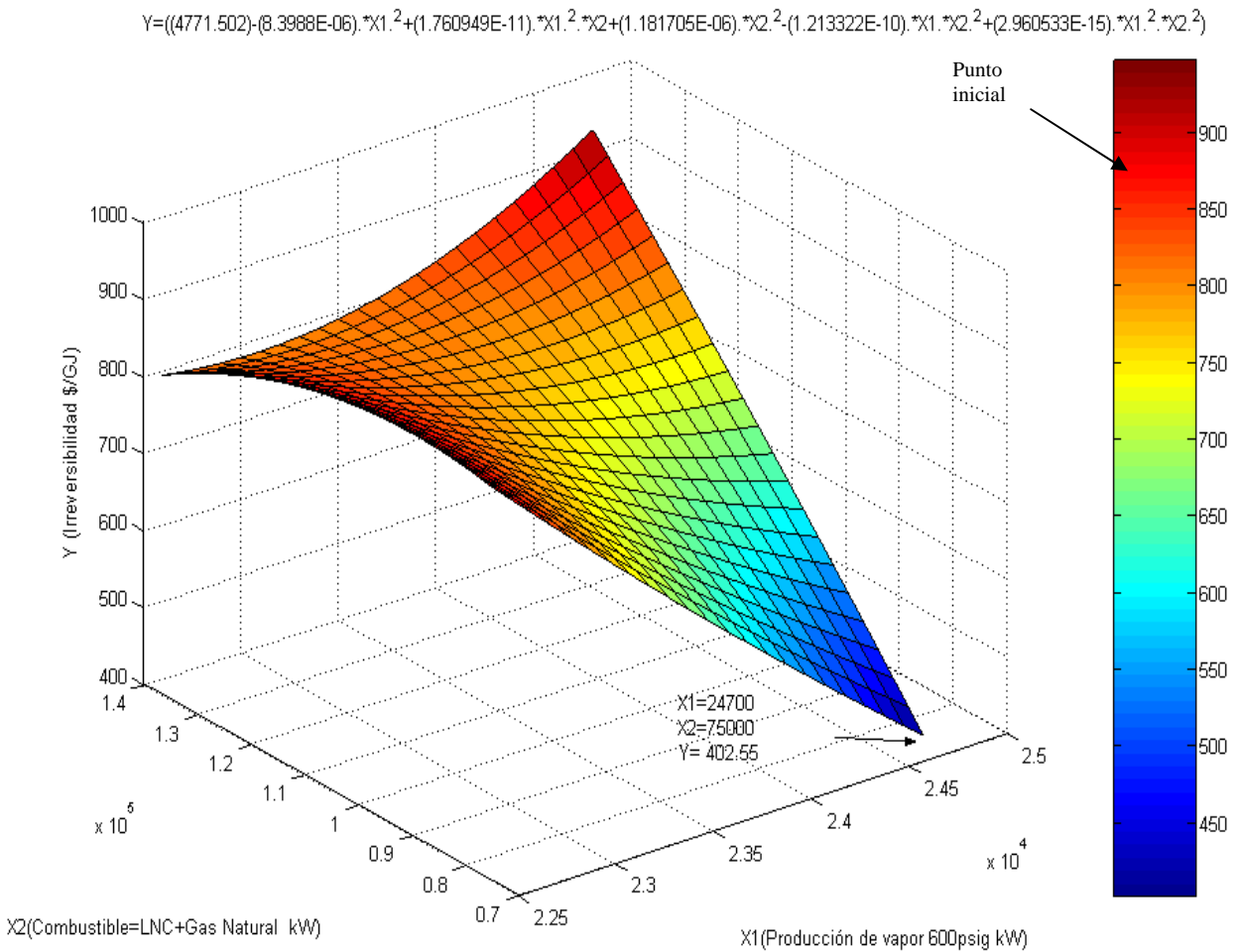


Figura 4.26. Resultados del análisis termoeconomico de la Cadera de Recuperacion

De todos los equipos analizados, el turbogenerador fue el que tuvo menores costos de irreversibilidad, como se puede observar en la Figura 4.27 fue el que mejores condiciones de operación iniciales tenía, por lo que solo se hicieron pequeños ajustes en su operación para alcanzar el punto mínimo, siendo los puntos iniciales en un costo de 4000\$/GJ y flujos de exergía de energía eléctrica y de vapor de 600 psig (42.24 bar) de 7800 y 26000 KW respectivamente.

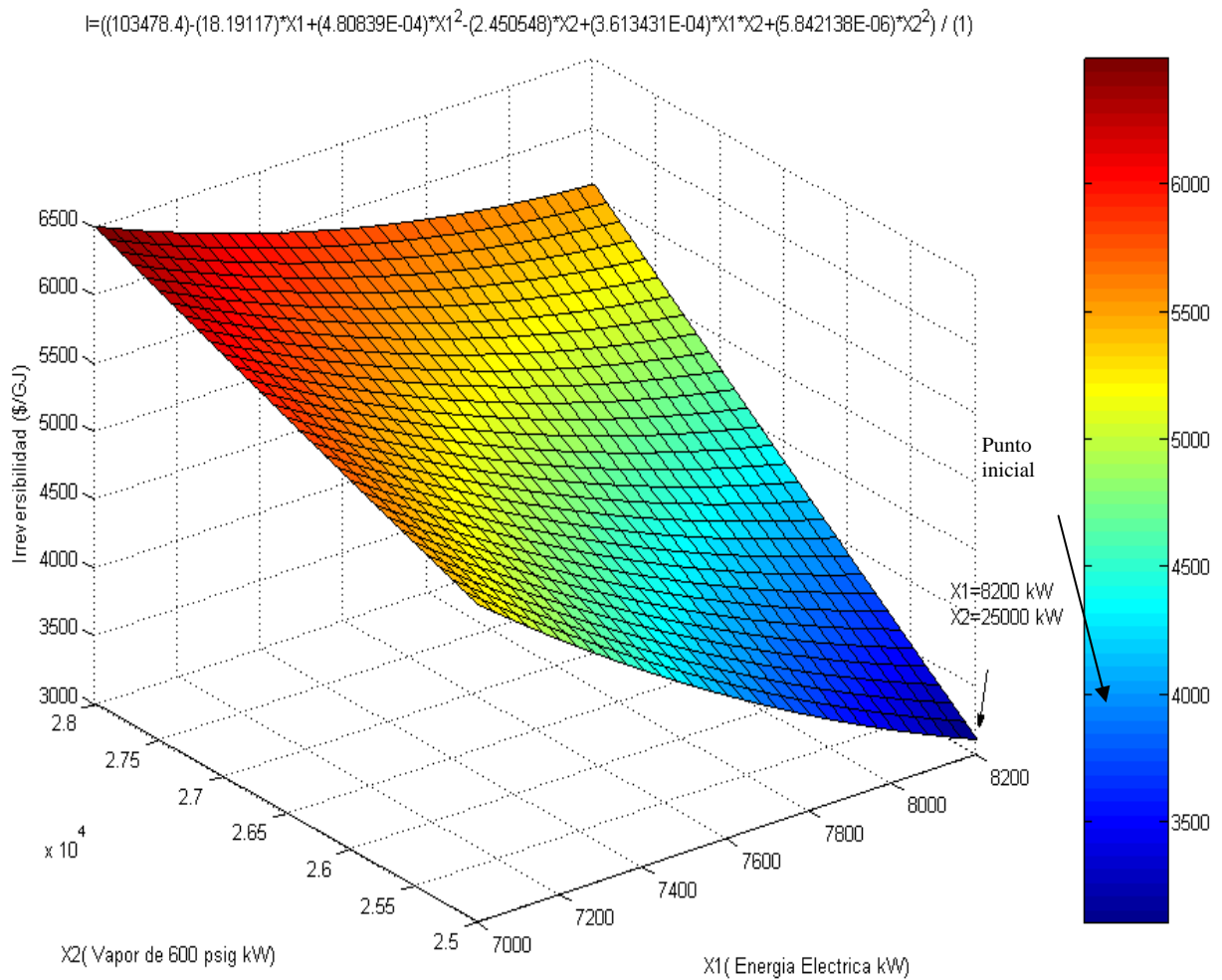


Figura 4.27. Resultados del análisis termoeconómico del Turbogenerador

4.9 Conclusiones

Los resultados obtenidos de ambos análisis se han desarrollado en un programa en Visual Basic, con el propósito de permitir de manera amigable la correcta operación de la planta y equipos analizados a las diferentes condiciones de operación diarias (Apéndice D). Con respecto a la caldera de recuperación, con ambos resultados se ha incrementado la eficiencia energética de un orden de 20% adicional a la existente. (Tabla 4.5).

Con la aplicación de los resultados y ecuaciones de esta etapa, a los equipos existentes, se ha logrado un ahorro de \$325,500.00 dólares anuales.

Tabla 4.5. Pérdidas exergéticas y eficiencia de la RB-2 y Turbogenerador

Componente	Condiciones Iniciales		Condiciones Modificadas	
		%		%
Región I		71.77		52.00
Región II		2.93		3.00
Eficiencia RB-2 Turbo		8.37		32.00

4.10 Referencias Bibliográficas

- Ahern, J. E. (1980). *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*. USA, John Wiley and Sons, Inc.
- Brodyanski, M.V. Sorin & P. Le Goff. (1994). *The Efficiency of Industrial Processes: Exergy Analysis and Optimization*. The Netherlands, Elsevier.
- El-Sayed, Y.M. (2003). *The Thermoeconomics of Energy Conversions*. Hungary, Elsevier.
- Kotas, T. J. (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. USA, Krieger Publishing Company.
- Tsatsaronis G., Bejan A., y Moran M., (1996). *Thermal Design and Optimization*. USA, Wiley and Sons Inc.
- Valiente B. A. y Primo T. S. R., (1991). *Problemas de balances de materia y energía*. México, Alambra Mexicana.

Capítulo 5

Análisis e implementación de equipos para incrementar la eficiencia de la planta

5.1 Introducción

Un término muy ligado al ahorro energético además de la conservación de los recursos energéticos es el económico, siendo este último de suma importancia en el sector industrial. En el diseño de un equipo o proceso industrial es necesario considerar ambos conceptos. En este caso, en particular, aunado a la planta de cogeneración e iniciando el ciclo de recuperación de reactivos, la planta de celulosa y papel en cuestión cuenta con tres líneas de evaporadores, las cuales son las encargadas de proporcionar la concentración adecuada del licor negro al tratamiento térmico que posteriormente lo enviará a la planta de cogeneración y a la vez, utiliza vapor vivo producido en la misma. Dos de estas líneas tienen alrededor de veinticinco años de vida de operación, por lo que su rendimiento y economía de vapor no son adecuados comparados con los equipos actuales, además de que los paros de operación por mantenimiento y reparación son cada vez más frecuentes, por lo que el personal corporativo ha decidido cambiar las tres líneas por una sola que se uniría directamente al tratamiento térmico, y ha sacado a concurso el proyecto, siendo la propuesta más reciente la de una empresa norteamericana, la cual propone utilizar cuatro efectos adicionales al tratamiento térmico pero con una serie de recalentadores y equipos intermedios excesivos. Ya que nos interesa optimizar la planta de cogeneración y puesto que esta depende de los equipos involucrados en el ciclo de recuperación, nos pareció adecuado realizar un planteamiento y desarrollo de un evaporador de múltiple efecto, el cual es una operación clásica, usualmente indicada en cursos de ingeniería química como McCabe W. L. y col. (1991) o en Ulrich G. D., (1984) para ilustrar la optimización económica. Sin embargo, el aspecto energético y exergético es aún más importante en relación al económico, por lo que se deben complementar e incluir en un modelo ambos aspectos para realizar una adecuada optimización exergética.

5.2 Antecedentes

Se sabe que para mejorar la eficiencia energética, los evaporadores de un solo efecto son conectados en serie, cada uno operando a presiones bajas. El vapor del proceso es proporcionado al primer efecto. El vapor de agua de este efecto es usado para calentar el segundo y así sucesivamente hasta el último, donde el vapor del efluente es descargado a un condensador. Debido a que el condensador es generalmente enfriado con aire o agua, su temperatura es cercana a la del ambiente y la presión del vapor aquí (igual, en esencia, a la del último efecto) es subatmosférica. Incrementando el número de efectos obviamente se incrementa la productividad de un kilogramo del vapor de proceso. Pero, debido a que el gradiente total disponible (del vapor de proceso menos el del medio de enfriamiento) debe ser dividido entre los efectos individuales, la capacidad de evaporización de cada uno es reducida. Entonces, en esencia, un evaporado de un solo efecto tiene la misma capacidad de líquido y vapor como un grupo similar de unidades conectadas en serie. Esto proporciona la situación clásica para un óptimo: disminuir los costos de operación y energéticos incrementando los costos de capital (McCabe W. L., 1991).

Cuando un proceso requiere una evaporación, el problema del diseño de un evaporador necesita una reexaminación seria. Aunque el tema de evaporación y del equipo para llevar a cabo la evaporación ha sido estudiado y analizado por muchos años, cada aplicación recibe una individual atención. La configuración y equipos para procesos de evaporación pueden ser escogidos de una lista de existencias y se puede esperar que produzcan una operación libre de problemas (Lavis G., 1994).

En la literatura se pueden encontrar modelos matemáticos de estado estable para el diseño de evaporadores de un sólo efecto o múltiples efectos involucrando balances de materia y energía que pueden ser encontrados en McCabe (1991), Esplugas y Mata (1983). Así mismo, modelos aproximados y cortos de optimización económica basados en los costos de capital y operación que determinan solo el número de efectos, también se pueden encontrar en King C.J., (1988) y Ulrich G. D., (1984) Ulrich G. D., (1984) entre otros. Por lo que, modelos de optimización exactos que no solo incluyan el clásico problema simplificado de optimización para evaporadores (Himmelblau y otros, 2001), sino también determinen el adecuado número de efectos por medio de: a) Una expresión analítica de los costos fijos en

términos del número de efectos n , y b) Los costos del vapor (variable) también en términos de n , son muy pocos, por lo que nos dimos a la tarea de desarrollar uno a partir de lo anterior y que además proporcione el área requerida del condensador y el flujo de vapor de alimentación y que no solo realice lo anterior, sino que, además, determine el área de los evaporadores requerida, los flujos del licor negro y evaporados y las concentraciones intermedia, es decir, una optimización global, cuyos resultados finales, serán elegidos por el usuario.

Antes de iniciar el desarrollo de la función a optimizar, se caracterizaron las tres líneas de evaporadores existentes, desarrollando y planteando los balances de materia y energía, para determinar y establecer el estado actual del sistema y poder compararlo con la optimización desarrollada. Se utilizó una expresión analítica, basada principalmente en el modelo propuesto por Himmelblau y col. (2001), con las adecuaciones requeridas para determinar el número óptimo de etapas realizando una diferenciación analítica que proporciona una solución analítica para el n óptimo (número óptimo de etapas).

Habiendo establecido el número de etapas y seleccionado la configuración del sistema, que en este caso se seleccionó la alimentación en contracorriente debido a la viscosidad del licor negro, puesto que se requiere que el licor saliente del efecto final se encuentre a una mayor temperatura que la que sería si la alimentación fuera en paralelo, se pueden emplear métodos basados en balances de materia y energía para determinar el tamaño de la etapa, los flujos intermedios, presiones y temperaturas.

5.3 Evaporación del licor negro

La Evaporación es la operación unitaria que tiene por objeto concentrar el soluto de una solución mediante el paso del solvente de la fase líquida a la fase gaseosa por ebullición, en este caso, mediante la evaporación se retira suficiente cantidad de agua del licor negro para que se efectúe su combustión.

En el evaporador, el vapor se condensa sobre la superficie de transferencia de calor y el calor latente de vaporización se transfiere a través de la pared del tubo hacia el líquido. Una parte del calor puede ser empleada para incrementar la temperatura del líquido hasta la

temperatura de ebullición a la presión existente (si el líquido no se encontrara a esa temperatura), y el resto del calor convierte al líquido en vapor (Casey C. J., 1990).

Para calcular la velocidad de transferencia de calor en un evaporador se tiene la siguiente expresión:

$$q = U A \Delta T = UA(T_S - T_1) \quad (5.1)$$

En donde:

q = Velocidad de transferencia de calor (Watts J/seg)

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 K$)

A = Área de transferencia de calor (m^2)

ΔT = Diferencia de temperatura entre el vapor de agua que se condensa y el líquido en ebullición en el evaporador (K)

T_S = Temperatura del vapor que se condensa (K)

T_1 = Punto de ebullición del líquido en el evaporador (K)

El coeficiente global de transferencia de calor U de la ecuación, está determinado por :

- El coeficiente del lado del vapor que se condensa,
- La pared metálica que tiene una conductividad térmica alta y cuya resistencia puede ser despreciable,
- La resistencia de las incrustaciones del lado del líquido,
- El coeficiente de película líquida, generalmente en el interior de los tubos.

5.3.1 Balance de materia y energía en un evaporador

Considerando el evaporador, la alimentación es F (Kg/min) con un contenido de sólidos de x_F en fracción masa, una temperatura T_F (K) y entalpía h_F (kJ/Kg). La salida es un líquido concentrado L (Kg/min) con un contenido de sólidos x_L , temperatura T_1 (K) y entalpía h_L (K). El vapor V (Kg/min) se desprende como disolvente puro con un contenido de sólidos $y_V = 0$, a una temperatura T_1 y entalpía H_V . La entrada de vapor de agua saturado S (Kg/min) tiene una temperatura T_S y entalpía H_S (Mc Cabe y Smith, 1991) (Figura 5.1).

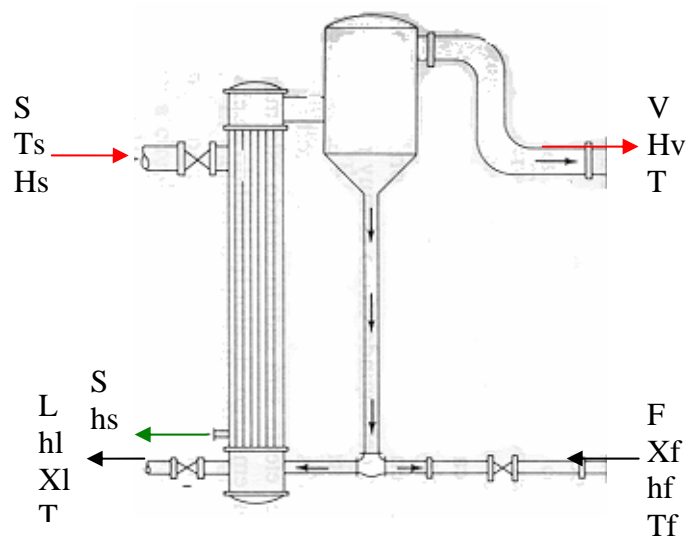


Figura 5.1. Balances de materia y energía en un evaporador (McCabe y col., 1991)

Balances

$$\text{Solución : } F = L + V \quad (5.2)$$

$$\text{Solute : } Fx_f = Lx_l \quad (5.3)$$

$$\text{Entalpía : } Fh_f + SH_s = VH_v + Sh_s + Lh_l \quad (5.4)$$

Evaporadores para licor negro

Los evaporadores más utilizados en las plantas de recuperación son:

- Evaporador vertical de tubos largos con circulación natural,
- Evaporador vertical de tubos largos con recirculación forzada,
- Evaporador horizontal de tubos largos con recirculación forzada y
- Evaporador de película agitada.

5.3.2 Número óptimo de efectos

El costo de cada efecto, por unidad de superficie, es una función de su área total y disminuye con el área, tendiendo a un valor asintótico para grandes instalaciones. Por tanto, la inversión necesaria para la adquisición de un evaporador de N efectos es

aproximadamente N veces la de un evaporador de simple efecto de la misma capacidad. El número óptimo de efectos se obtiene a partir de un balance económico teniendo en cuenta el ahorro de vapor de agua que se obtiene con la operación de múltiple efecto y la inversión adicional que se requiere (Himmelblau y col., 2001).

Flujo del líquido

Para un sistema tentativo del sistema multietapa, una decisión se debe hacer para realizar un diagrama de flujo. Esto concierne a un esquema del flujo del líquido. La alimentación en paralelo es la más fácil desde el punto de vista operacional. En este arreglo, la alimentación entra al primer efecto con más alta presión, el cual es calentado por vapor de proceso. Puede ser entonces fluir de efecto a efecto por el gradiente natural de presión. Para el diseñador, hay una desventaja en este arreglo; la temperatura en el último efecto es menor. Consecuentemente, para productos viscosos, el coeficiente de transferencia de calor puede ser mucho menor en el último efecto que aquel que podría ser si la evaporación final ocurriera en el primer efecto. Entonces, es común emplear un arreglo en contracorriente donde el líquido entra al último efecto y es subsecuentemente bombeado, en contracorriente con el vapor, de etapa a etapa. El primer efecto, en este arreglo, proporciona el producto final concentrado. Hay, por supuesto, muchas posibles rutas de alimentación.

Ocasionalmente, se puede encontrar flujos en paralelo o mixtos, donde el fluido del proceso es dividido en corrientes separadas cada uno fluye a través de un solo evaporador pero con el flujo de vapor de etapa o etapa como se mencionó anteriormente.

Una decisión rápida a considerar en el flujo de alimentación puede realizarse asumiendo una alimentación en paralelo tentativamente, estimando temperaturas en el primero y último efecto y determinando los coeficientes de transferencia de calor. Si el coeficiente en el primer efecto es más grande que el del último por no más de un 50%, la alimentación en paralelo es aceptable.

De otra manera, la alimentación mixta es preferible. Se debe usar nuestro propio juicio para proporcionar un arreglo que tenga grandes coeficientes y mínimos requerimientos de bombeo e instrumentación. Debido a que el tiempo de residencia del líquido es mayor en la

última etapa, la alimentación en paralelo podría ser necesaria de cualquier manera en donde la exposición de los materiales a altas temperatura sea limitada (Ulrich G. D., 1984).

Selección del número de efectos

La selección del número de efectos, se debe realizar rigurosamente, requiriendo una optimización. Por cuestiones de tiempo, se podrían emplear guías de práctica común. Basadas en temperaturas y costos del vapor y agua de enfriamiento en un proceso típico de base acuosa, de cuatro a seis efectos podrían ser normalmente el óptimo, donde las elevaciones del punto de ebullición son significativas. De otra manera de seis a diez etapas son típicas. Como se mencionó anteriormente, el número óptimo de efectos es siempre menor para líquidos que tienen una elevación importante del punto de ebullición que los de soluciones ideales. Un menor diferencial de temperatura disponible es la razón. Otro aspecto que se encuentra relacionado es el rendimiento. Un balance de energía revela que el rendimiento es un efecto dado es aproximadamente igual al calor latente menos el calor de solución en ese efecto dividido por la misma cantidad para el efecto anterior. Entonces, se debe tener especial cuidado en conservar el calor y prevenir pérdidas en los sistemas múltiple efecto.

Estas son para operaciones continuas de mediana a gran escala que operan las 24 horas al día la mayor parte del año.

De otro modo, el número óptimo de etapas será menor. Para el desarrollo preliminar, se debe recordar que en una optimización detallada, la curva de costos se debe encontrar cerca del mínimo. Entonces, un error de una o dos etapas podría estropear la validez del trabajo (King C. J., 1988).

Área de los efectos

Habiendo establecido el número de etapas, se pueden emplear métodos costosos para determinar el tamaño de la etapa, los flujos intermedios, presiones y temperaturas. En un cálculo de optimización, este procedimiento es usado para varios casos involucrando diferentes número de etapas. En muchos casos, las ecuaciones pueden ser expresadas con el número de etapas, siendo este una variable que puede ser conservada algebraicamente hasta

la solución final. Una guía de este tedioso y riguroso cálculo se encuentra en McCabe y Smith (1991).

Los siguientes pasos son recomendados en un diseño por métodos aproximados en evaporadores de múltiple efecto. Están basados en varias suposiciones comunes en la práctica industrial.

Al menos que las limitaciones prácticas dicten otra cosa (por ejemplo, un producto final imposible, el cual, debe pasar la etapa final en un evaporador de película agitada), es una buena suposición. Segundo, el número de etapas ha sido asignado arbitrariamente o de acuerdo a la discusión anteriormente mencionada. Tercero, las condiciones finales y los flujos son fijos (las condiciones de las corrientes normalmente en el diagrama de flujo). Finalmente, se asume que el producto caliente y los líquidos condensados se emplean para precalentar la alimentación para que entre cerca de su temperatura de saturación (Ulrich G. D., 1984).

5.4 Análisis del sistema de estudio

Previamente se desarrollaron los balances de materia y energía que caracterizan las tres líneas (Figura 5.2, 5.3 y 5.4), y del capítulo anterior se realizó el análisis de exergía de las anteriores, cuyos resultados mostraron que la línea 3 es la que recibe la mayor exergía de entrada al sistema (Figura 5.5), a pesar de lo anterior, su eficiencia es mayor que la de las otras dos líneas y sus pérdidas exergéticas (Figura 5.6) se encuentran dentro de un régimen de operación aceptable, por lo que considerar eliminar a la línea 1 y 2 y dejar solo operando a la línea 3 como reemplazo de la nueva línea es correcta. Cabe señalar que estas líneas operan en paralelo y que considerándolas como tal, se puede desarrollar parte del diagrama de Grassman del sistema inicial (Figura 5.7).

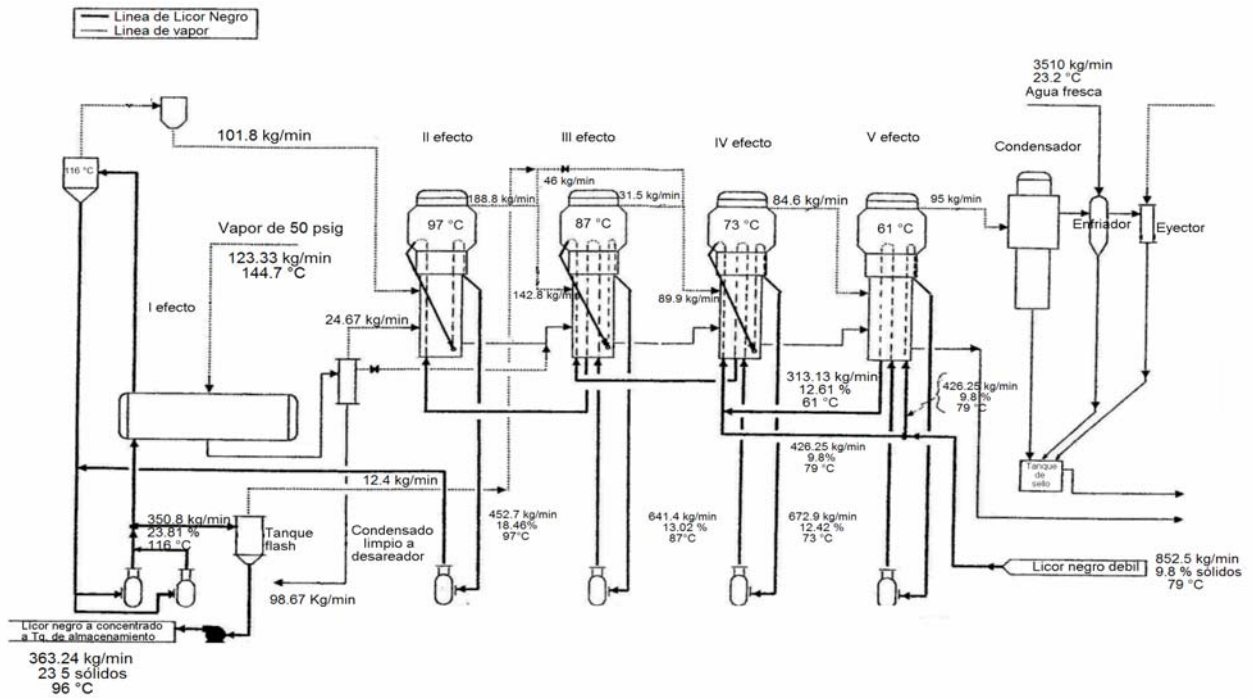


Figura 5.2 Balance de materia y energía de la Línea 1

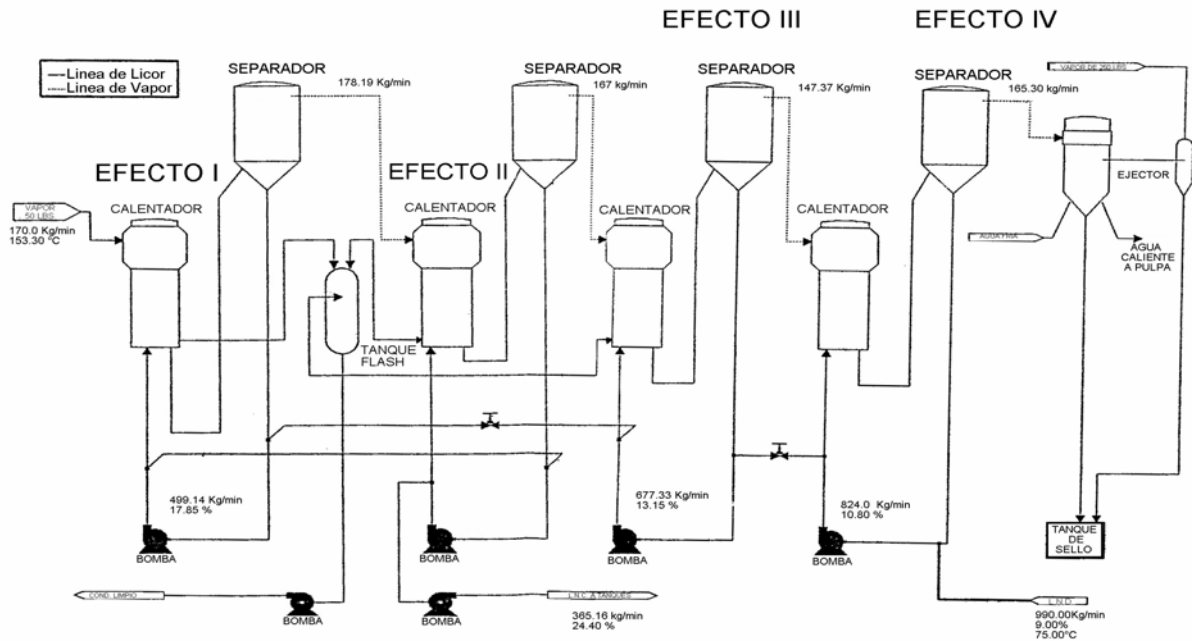


Figura 5.3 Balance de materia y energía de la Línea 2

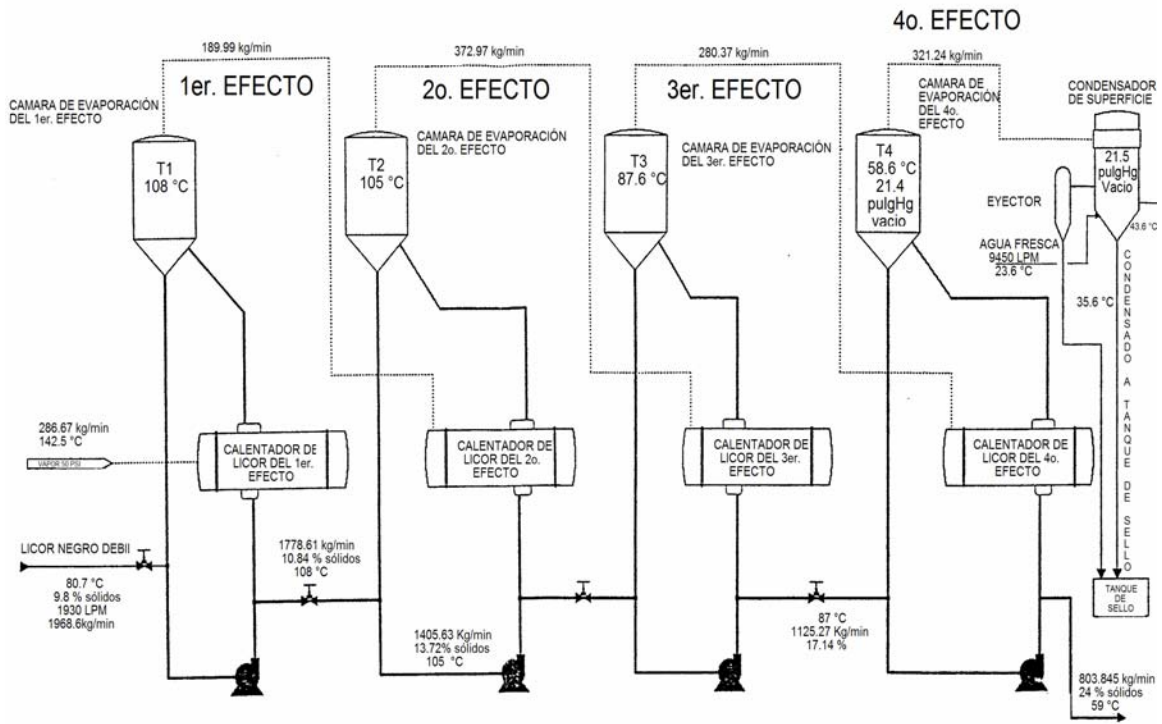


Figura 5.4 Balance de materia y energía de la Línea 3

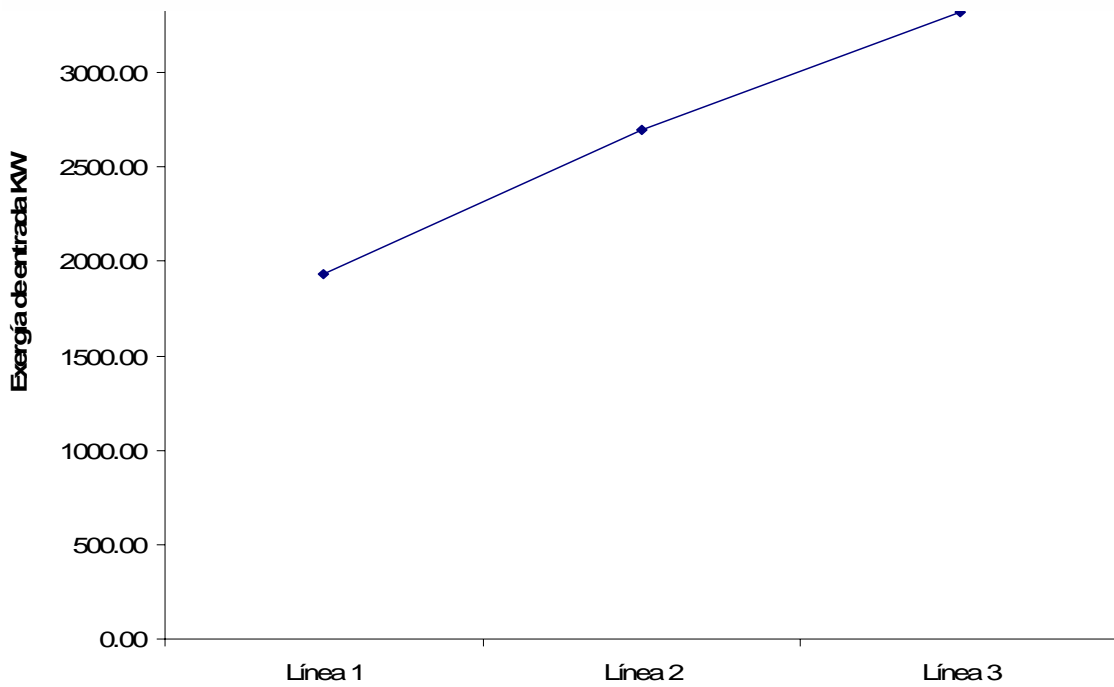


Figura 5.5 Flujo de exergía de entrada a través de las tres líneas de evaporadores

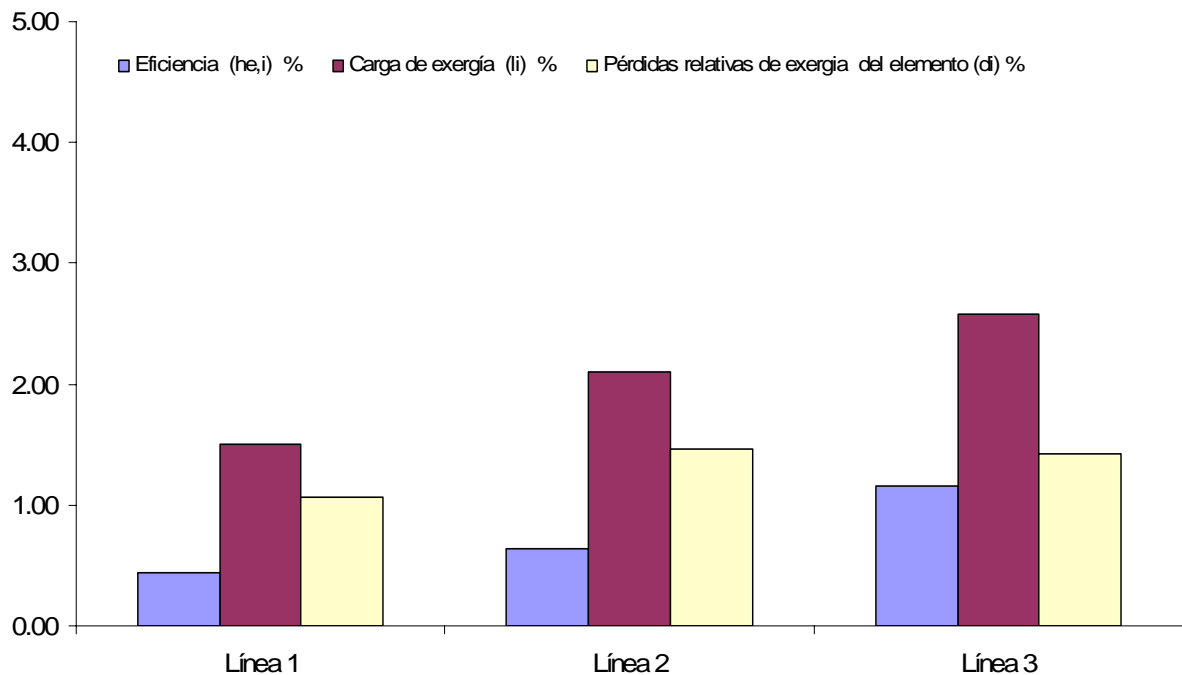


Figura 5.6 Distribución de pérdidas y eficiencias entre las líneas de evaporadores

5.5 Metodología para determinar el número óptimo de efectos

Se inició haciendo un listado de lo que es conocido, desconocido y que debe ser determinado. Tal análisis incluye lo siguiente:

Conocido

- Flujo de producción y análisis del producto
- Velocidad del flujo de alimentación, análisis de la alimentación, temperatura de la alimentación
- Servicios disponibles (vapor, agua, gas, etc.)
- Materiales probables de construcción

Desconocido

- Presiones, temperaturas, sólidos, composiciones, capacidades y concentraciones
- Número de efectos de los evaporadores
- Cantidad de vapor saliendo del último efecto
- Superficie de transferencia de calor

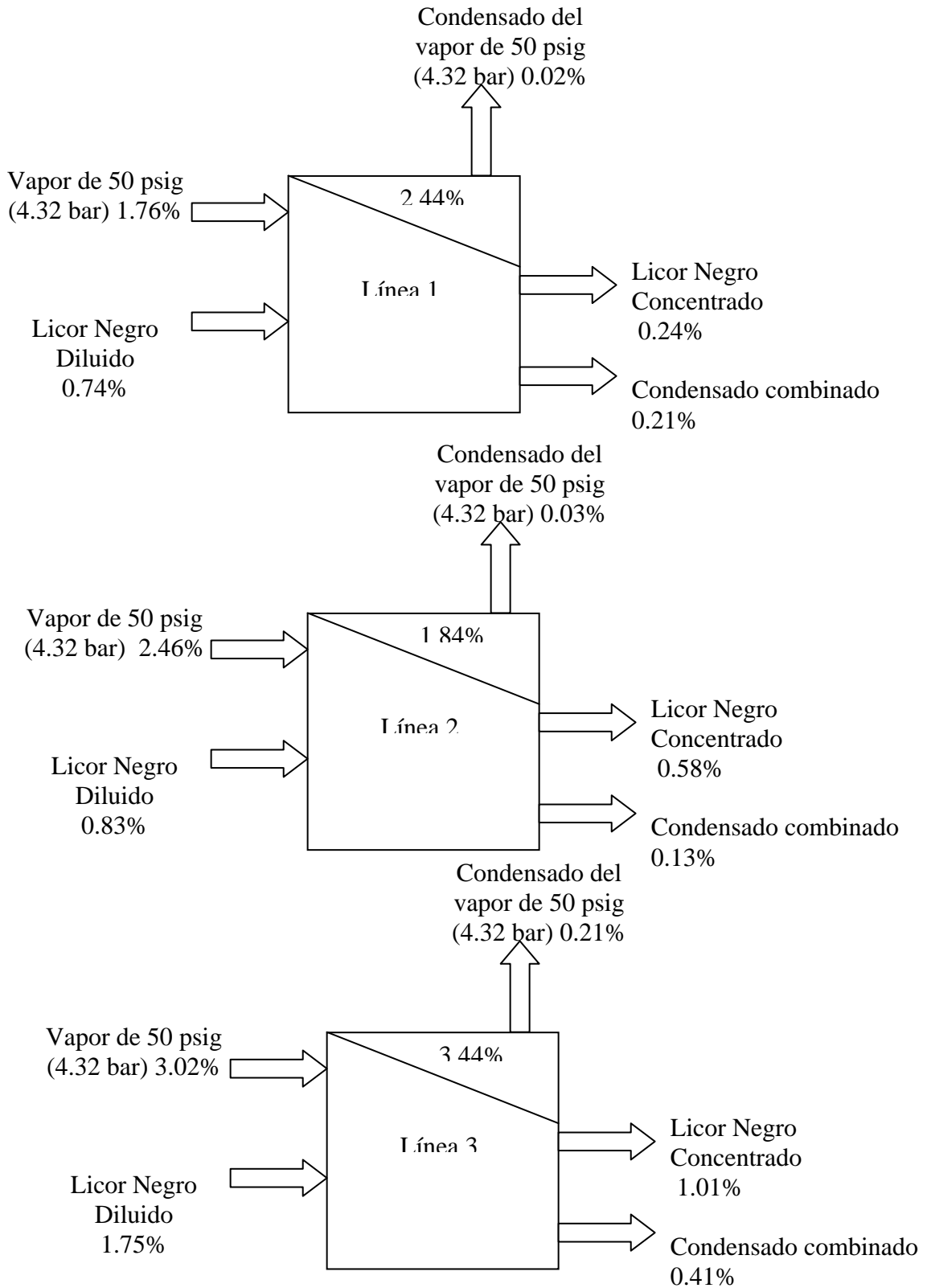


Figura 5.7 Diagrama de Grassman de las tres líneas operando en paralelo

Características a ser determinadas

- Mejor tipo del cuerpo del evaporador y arreglo de los calentadores
- Dimensiones del equipo, arreglo
- Materiales, detalles de fabricación, instrumentación

Servicios (consumo de servicios)

- Vapor
- Energía eléctrica
- Agua

Una vez que se han seleccionado y listado los puntos anteriores, se procedió a desarrollar y el modelo de optimización y una vez determinado el número óptimo de etapas, se diseña el evaporador en donde se determinan la cantidad de vapor de agua consumido, el área de la superficie de calentamiento que se requiere, las temperaturas aproximadas en los distintos efectos y la cantidad de vapor que abandona el último efecto, siguiendo la metodología propuesta por McCabe y col, (1991), cuyos pasos se resumen a continuación (Figura 5.8):

1. Se suponen temperaturas de ebullición en el primer y segundo efectos.
2. A partir de balances de entalpía se obtienen las velocidades de flujo de vapor de agua y de disolución de un efecto a otro.
3. Se calcula la superficie de calefacción que se requiere en cada efecto a partir de las ecuaciones de capacidad.
4. Si las áreas de calefacción así encontradas no son aproximadamente iguales, se estiman nuevos valores para las temperaturas de ebullición y se repiten las partes 2 y 3 hasta que las superficies de calefacción sean iguales.

Estos cálculos se pueden realizar por medios computacionales, debido a lo tedioso y laborioso del cálculo, por lo que se desarrolló un programa en Visual Basic 6.0 (Apéndice D), el cual, formará parte del software global. Teniendo en cuenta que los requisitos de operación para los evaporadores es (1) concentrar la cantidad requerida de licor para mantener la producción de pulpa y (2) realizar lo anterior a un nivel aceptable de consumo de energía.

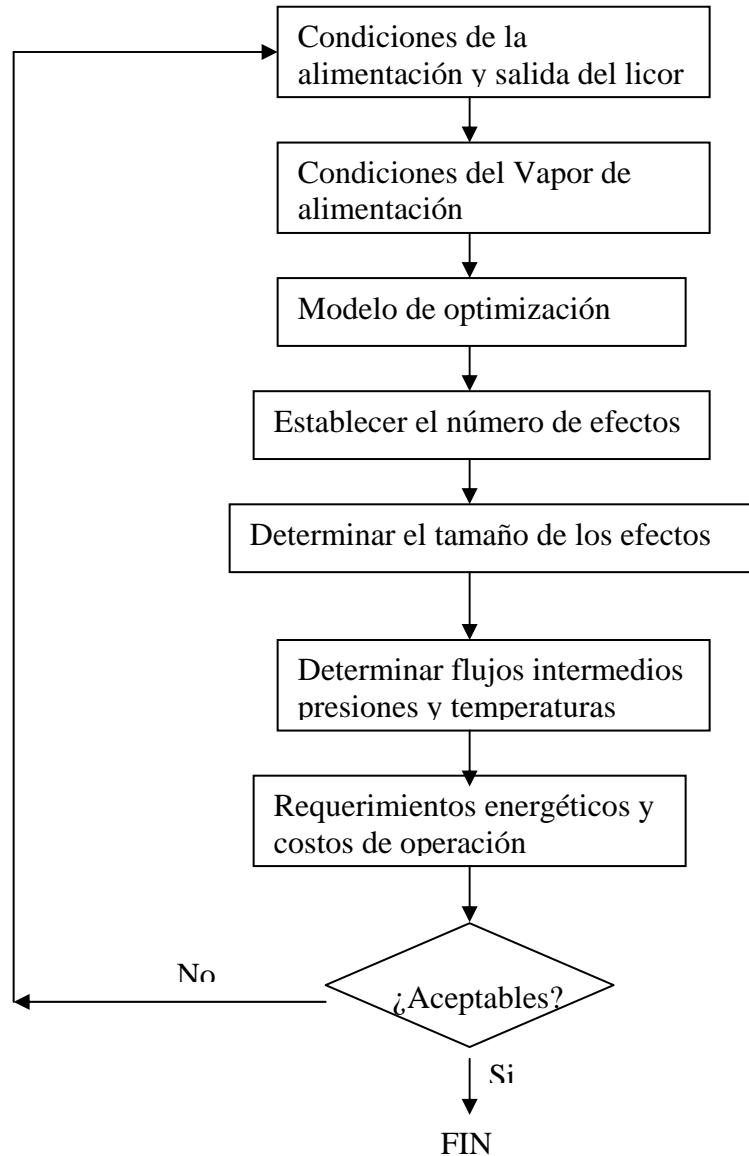


Figura 5.8 Metodología utilizada para la optimización del número óptimo de efectos.

5.6 Ecuaciones para la determinación del número óptimo de efectos

Se inició la determinación del número óptimo de etapas mediante un modelo matemático, para lo cual, se asumió una alimentación en contracorriente debido a la viscosidad del licor y que las condiciones del licor negro diluido de alimentación son: 9% de sólidos, flujo de 213.2 Ton/hr y 355K y las de licor concentrado son: 295K y una concentración de 23%.

En el modelo matemático a desarrollar para determinar el número de efectos, se trata el número de etapas n como una variable continua y se define el gradiente de temperatura para

la transferencia de calor. Por definición se sabe que la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ΔT_{lm} es:

$$\Delta T_{Lm} = \frac{T_i - T_d}{\ln(T_i / T_d)} \quad (5.5)$$

Siendo T_i igual a la constante K para la relación constante de funcionamiento P . Debido a que $T_d = T_i - \Delta T_f/n$

$$\Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_f / n}{\ln\left[\frac{K}{K - (T_f / n)}\right]} \quad (5.6)$$

Siendo A = Áreas de transferencia de calor del condensador, m^2

C_p = Capacidad calorífica del líquido, 3.81kJ/KgK

C_c = Costo por unidad de área del condensador, \$448.1757 dólares

C_E = Costo por evaporador (incluyendo sus partes), \$434170.2388/etapa

C_S = Costo del vapor, \$40/Ton/hr, en el calentador

F_{out} = Flujo de líquido saliente del evaporador (solución concentrada); 84.8Ton/hr

$K = T_i$, una constante ($T_i = \Delta T - T_b$ a la entrada)

N = número de etapas

P = Relación de funcionamiento u operación, Ton de H_2O evaporada/KJ suministrados al calentador.

Q = Rendimiento calórico, 72000000 kJ/hr (una constante)

Q_e = Agua evaporada Ton/hr

Q_r = Vapor usado Ton/hr

S = Vapor suministrado Ton/hr

T_b = Incremento del punto de ebullición, 279.6 K (6.6°C).

ΔT_f = Delta T efectiva, 308K (35°C).

U = Coeficiente global de transferencia de calor (se asume constante), 9888.47 kJ/m²hrK

ΔH_{vap} = Calor de vaporización del agua, aproximadamente

Funciones Objetivos

El número óptimo de etapas es n. Considerando una relación constante de operación, el costo total del evaporador es expresado en la primera función objetivo como:

$$\text{Función Objetivo 1= Costo del evaporador*No. Etapas + Costo del condensador*Area}$$

$$F1 = C_E n + C_C A \quad (5.7)$$

Obtención de la función objetivo 1:

Se despeja el área (A), y se utiliza la ecuación del flujo de calor en un evaporador, para áreas iguales:

$$A = \frac{Q}{U(\Delta T_{1m})\Delta} \quad (5.8)$$

Entonces se diferencia f_1 en la ecuación (5.7) con respecto al número de etapas (n) e igualando la expresión resultante a cero (Q y U son constantes):

$$C_E + C_C \frac{Q}{U} \left[\frac{\partial(\Delta / \Delta T_{1m})}{\partial n} \right]_p = 0 \quad (5.9)$$

Usando la ecuación (5.6)

$$\left[\frac{\partial(1/\Delta T_{1m})}{\partial n} \right]_p = -\frac{1}{nK(1 - \Delta T_f / nK)} - \frac{\ln(1 - \Delta T_f)}{\Delta T_f} \quad (5.10)$$

Sustituyendo la ecuación (5.10) en (5.9) e introduciendo los valores de Q, U, ΔT_f , C_E y C_C se tiene:

$$434170.2388 - \left[\frac{(448.1757)(72000000)}{988.47} \right] \left[\frac{1}{nK(1 - \Delta T_f \ln K)} + \frac{\ln(1 - \Delta T_f \ln K)}{\Delta T_f} \right] = 0$$

Rearreglando

$$\frac{(434170.2388)(9888.47)(35)}{(448.1757)(72000000)} = 0.46567 = \frac{35}{nK - 35} + \ln\left(1 - \frac{35}{nK}\right) \quad (5.11)$$

En la práctica, como el tamaño de la planta de evaporación cambia (para Q constante), la relación del costo del área de condensador por etapa por costo de unidad del evaporador permanece esencialmente constante, así que, el número 0.46567 es tratado como una constante para todos los propósitos prácticos para los datos proporcionados, pero cambia con la variación de los anteriores. La ecuación (5. 11) puede ser resuelta para nK y P constante, de donde se obtiene:

$$nK = 40.2257 \quad (5.12)$$

Se puede eliminar K de la ecuación (5.12) reemplazando K con una función de P para que n sea una función de P. La relación de funcionamiento (con una capacidad calorífica del líquido constante) es definida como:

$$(n)P = \frac{(\Delta H_{vap})(qe)}{(F_{out} C_{PF} \Delta T_{calentador})_{primera\ etapa}} = \frac{2738.6}{3.81(6.6 + K)} \frac{qe}{F_{out}} \quad (5.13)$$

La relación qe/F puede ser calculada de

$$\frac{qe}{F_{out}} = \left(\frac{128.4}{84.4}\right) = 1.52 \quad (5.14)$$

Donde $\Delta H_{vapor\ de\ 50psig} = 2738.6\ kJ/Kg$

$$qe = 128.4\ Ton/hr$$

$$F_{out} = 84.4\ Ton/hr$$

Las ecuaciones (5.12) y (5.14) pueden ser resueltas en conjunto para eliminar K y obtener la relación deseada, es decir, una ecuación que muestra como el incremento del punto de ebullición ($T_b = 279.6$ (6.6°C)) y el número de etapas afecta la relación de operación.

Esta primera función objetivo tiene que ser complementada considerando las condiciones de operación, por lo que se debe de determinar la relación óptima de operación, como se muestra a continuación.

Relación óptima de operación

La relación óptima de operación de la planta puede ser determinada minimizando el costo total de operación, incluyendo costos de vapor, con respecto a P (los costos de bombeo son despreciables)

$$F_2 = [C_{CA} + C_{EN}]r + C_S S \quad (5.15)$$

$$r C_c \frac{\partial A}{\partial P} + r C_E \frac{\partial n}{\partial P} + C_S \frac{\partial S}{\partial P} = 0 \quad (5.16)$$

La cantidad para dA/dP puede ser calculada usando las ecuaciones recientemente desarrolladas, la relación dS/dP puede ser obtenida de las ecuaciones siguientes:

$$P = \frac{qe}{Q} = \frac{qe}{(\Delta H_{vap})S} = \frac{qe}{1000S}$$

$$o \quad S \left(\frac{lb}{hr} \right) = \frac{qe}{1000P} \quad (5.17)$$

$$o \quad S(lb) = \frac{\alpha(8760)}{1000P} qe$$

Donde α es la fracción de horas por año (8760) durante los cuales el sistema opera.

En la ecuación (5.15), se sustituyen los costos y datos conocidos, los cuáles son: Costo por cuerpo del evaporador \$434,170.2388, costo del condensador \$208,401.7147 por m^2 \$448.17 y para el vapor, tenemos que el costo es de \$40/Ton/hr.

5.7 Análisis de resultados

El planteamiento anterior se puede utilizar para diferentes flujos de licor negro diluido y de vapor de alimentación. En el modelo obtenido se sustituyeron los datos y ecuaciones resultados del análisis termoeconómico para determinar el número de efectos y área de los evaporadores, por lo que a partir de las condiciones proporcionadas por el usuario y por medio del modelo se diseña la línea de evaporadores, utilizando lo anteriormente expuesto, se desarrolló un programa en Visual Basic 6.0, (Capítulo 7) el cuál fue de gran utilidad para determinar la mejor configuración que minimice los costos de operación y energéticos anuales con diferentes condiciones de la alimentación del vapor, estas fueron: vapor vivo de 50 psig (4.32 bar), vapor proveniente del tratamiento térmico considerando las condiciones de operación de la propuesta de una compañía de diseño y las de este mismo flujo de vapor con las condiciones de operación que eran actuales.

Al utilizar las condiciones del vapor de alimentación proporcionadas por la compañía de diseño en las ecuaciones anteriormente planteadas, el punto del costo mínimo de adquisición, operación y recuperación de capital (F2) es de \$6,318,066.8 dólares que corresponde a un cuerpo de evaporadores de cinco efectos con un área de 510 m², una diferencia de temperaturas entre los efectos y la del vapor a la entrada del equipo de 15°C (K), y una relación de funcionamiento (P) de 63.91 Ton de H₂O evaporada/KJ suministrados al calentador, como se observa en la Figura 5.9.

Los resultados obtenidos usando como alimentación vapor de 50 psig (4.32 bar) se muestran en la Figura 5.10, en donde se puede observar que el punto del costo mínimo que se relaciona con los costos de compra, operación y recuperación de capital de la planta (F2) de \$5,746,132.4 dólares corresponde al punto de cuatro efectos, con área de 433.5 m², una diferencia de temperaturas entre los efectos y la del vapor a la entrada del equipo de 291K (18°C) (K), y una relación de funcionamiento (P) de 65.65 Ton de H₂O evaporada/KJ suministrados al calentador, existe una diferencia con los resultados anteriores, de un ahorro de \$641,578 dólares utilizando esta alimentación de vapor, además se le daría uso al vapor remanente de la planta de pulpa y papel, contribuyendo al ahorro de energía primaria en el sistema de estudio.

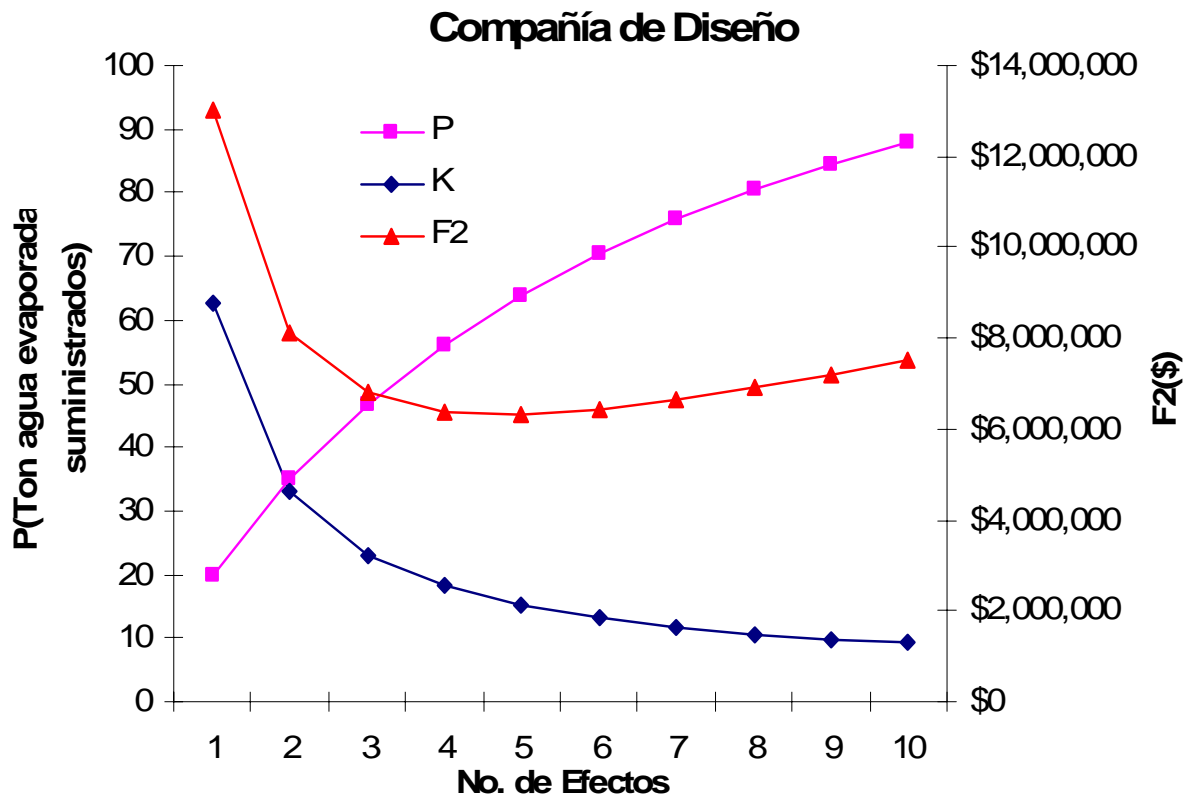


Figura 5.9 Costos y flujo de vapor asociados con la propuesta de diseño

La última configuración del sistema considerada es la utilización del vapor saliente del primer efecto, en las condiciones iniciales cuando se realizó el análisis del caso de estudio, los resultados fueron un costo mínimo de compra y operación de \$6,409,003 dólares, que corresponde al punto de cinco efectos y áreas de 510 m², una diferencia de temperaturas entre los efectos y la del vapor a la entrada del equipo de 292K (19°C) (K), y una relación de funcionamiento (P) de 62.51 Ton de H₂O evaporada/kJ suministrados al calentador , como se muestra en la Figura 5.10.

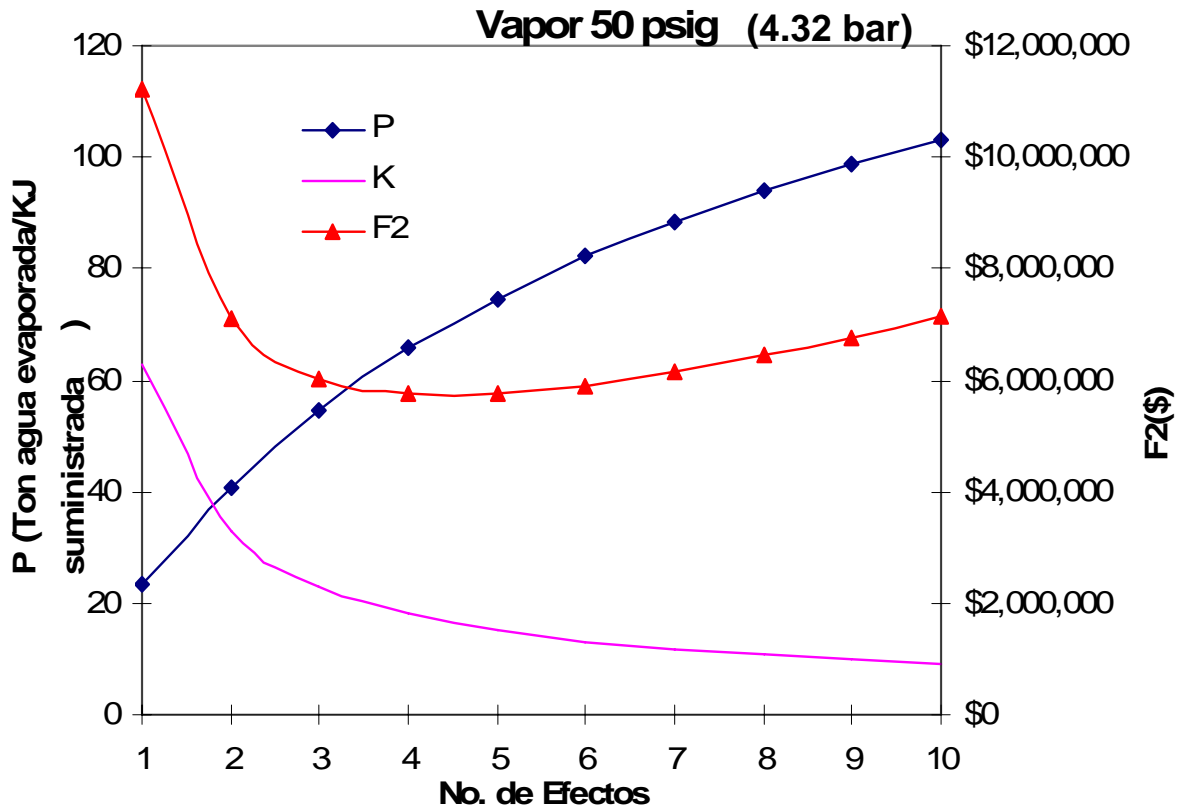


Figura 5.10 Costos y flujo de vapor asociados con la alimentación de vapor de 50 psig (4.32 bar)

La mejor configuración es la que corresponde a la alimentación de vapor de 50 psig (4.32 bar), con un costo de adquisición y operación anual de \$5,746,132.4 comparado con \$6,318,066.8, de la propuesta inicial de la compañía de diseño (Tabla 5.1). Además, la configuración es más sencilla a pesar de que se considera un compresor mecánico y un intercambiador de calor en la alimentación. Así mismo, utilizando las ecuaciones planteadas en el Capítulo 4, se realizó una optimización termoeconómica, cuyos resultados concuerdan con los anteriores, puesto que el número de efectos obtenido por este método fue de 3.43, que sigue siendo 4, con un costo de adquisición y operación anual de

\$5,851,000.00 dólares y eficiencia exergética de 62.25%, comparada con la obtenida por el método anterior para la mejor configuración cuyo valor es de 54.6%. Los costos de adquisición son mayores con esta configuración, pero los costos de operación son menores que la configuración anterior, siendo con área de 462.5 m², una diferencia de temperaturas entre los efectos y la del vapor a la entrada del equipo de 291K (18°C) (K), y una relación de funcionamiento (P) de 67.50 Ton de H₂O evaporada/KJ suministrados al calentador, los resultados obtenidos de la optimización termoeconómica (Figura 5.12).

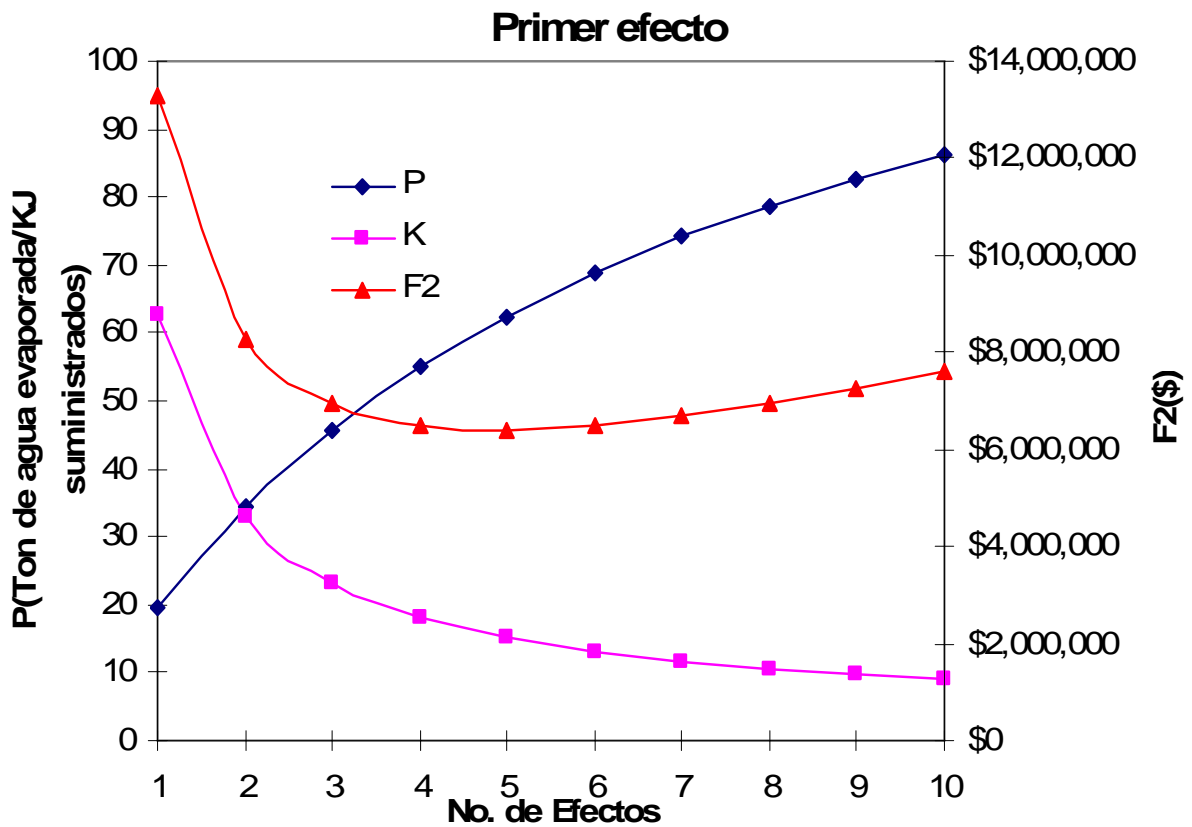


Figura 5.11 Costos y flujo de vapor asociados con el flujo de vapor del 1er. efecto

Tabla 5. 1 Comparación de costos y áreas para las diferentes alimentaciones de vapor.

No. De efectos	Condiciones del vapor	Costos anuales de capital y operación	Ton. agua evaporada/kJ suministrados
4*	Vapor de 50 psig	\$5,851,000.0	67.50
4	Vapor de 50 psig	\$5,746,132.4	65.65
5	Empresa de diseño	\$6,318,066.8	63.91
5	Condiciones del LHT	\$6,409,003.3	62.47

*Optimización Termoeconómica

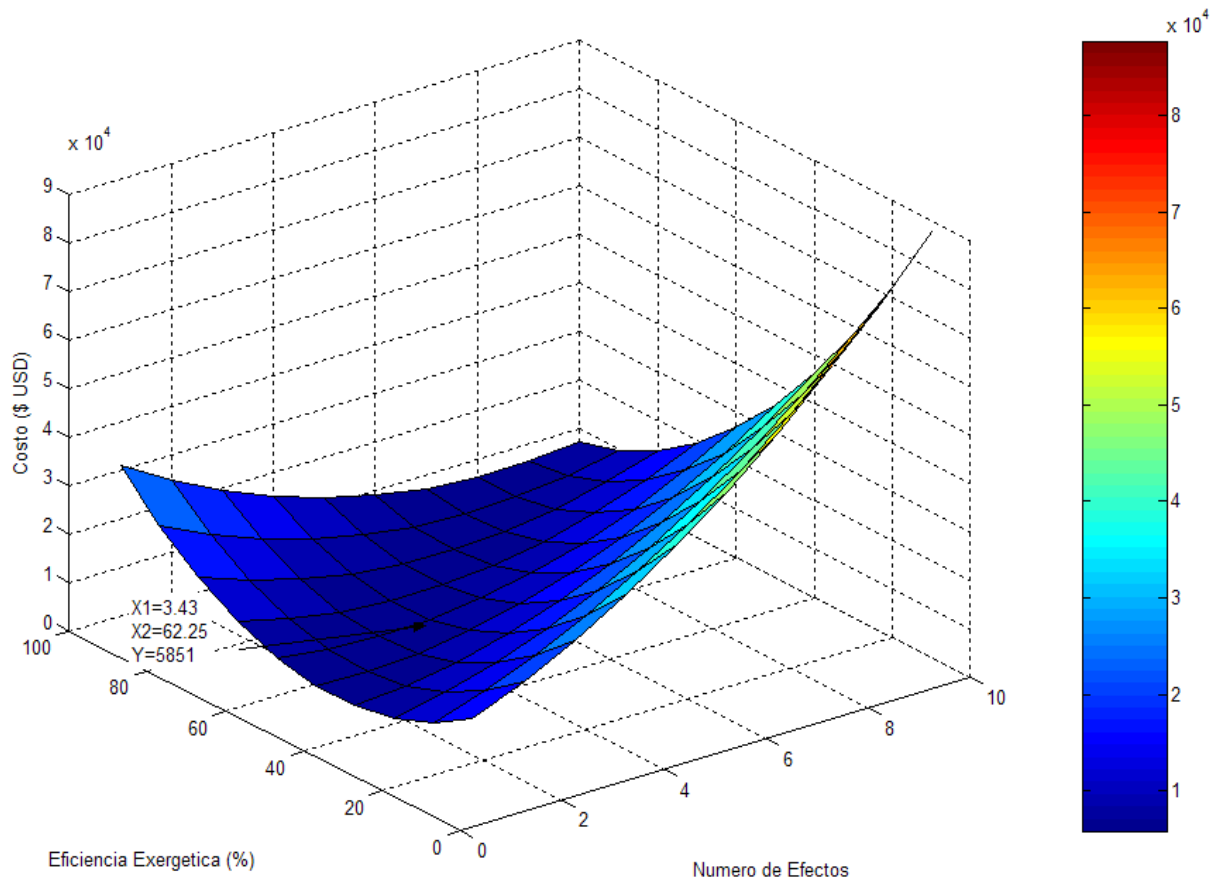


Figura 5.12 Resultados del análisis Termoeconómico

5.8 Conclusiones

El procedimiento anteriormente descrito es usado para varias configuraciones involucrando diferentes números de etapas, previamente determinados por el modelo matemático de optimización, para realizar lo anterior, se elaboró un programa en Visual Basic 6.0 que nos permite realizarlos de manera eficiente y rápida, así mismo, este último forma parte del software global desarrollado (Apéndice D), para realizar una adecuada administración energética de la planta de estudio. Los mejores resultados obtenidos utilizando los métodos tradicionales para diferentes condiciones del vapor de alimentación son: para vapor de 50 psig, el número de efectos determinado es de cuatro con un costo de capital y operación anual de \$5,746,132.4 dólares y eficiencia exergetica de 54.6%, mientras que con la optimización termoeconómica los resultados fueron de \$5,851,000.00 dólares y eficiencia exergetica de 62.25%. Los datos anteriores se encuentran dentro del rango aceptable de efectos requeridos de acuerdo con las reglas heurísticas y de los métodos rigurosos de optimización y termoeconómicos, difieren con los propuestos por la empresa norteamericana, y han tenido mejor aceptación debido a una mayor simplificación en la configuración propuesta y sobre todo porque se obtendría un mayor ahorro energético, exergetico y económico comparado con el sistema actual.

5.9 Referencias Bibliográficas

- Himmelblau D. M., Edgar T. F., y Lasdon L. S., (2001). Optimization of chemical processes. Mc Graw Hill.
- King J. D., (1988). Procesos de separación. Ediciones Repla.
- Lavis G., (1994). Evaporators. Chemical Engineering. Abril:92-102.
- McCabe W. L., Smith J. C., Harriott P., (1991). Operaciones básicas de ingeniería química. Mc Graw Hill
- Ulrich G. D., (1984). A Guide to chemical engineering process design and economics. John Wiley and sons.

Capítulo 6

Integración Energética de la Planta de Pulpa y Papel

6.1 Introducción

El diseño óptimo de unidades individuales de proceso no implica que se obtengan ciclos o sistemas óptimos con su integración. La integración de procesos se ha desarrollado como un área relativamente nueva dentro del diseño en ingeniería. Siendo la aplicación del análisis combinado del punto pinch y el de exergía en la integración de servicios generales de calentamiento y enfriamiento en complejos o sitios industriales una herramienta útil para indicar el uso correcto o incorrecto del vapor en sus diferentes niveles de presión, lo que hace posible definir las pérdidas exergéticas en la transferencia de calor entre los procesos del sitio y los servicios generales.

Hasta este punto se han realizado las optimizaciones exergéticas en las áreas de las calderas y los evaporadores, sin embargo, esto no implica que el funcionamiento del sistema general de servicios sea energética y exergéticamente óptimo.

Por lo cual en este capítulo, se analiza el sistema de generación de vapor de la planta de pulpa y papel, de una planta de caldera de fuerzas y de la caldera de recuperación utilizando el análisis termoeconómico y el análisis del pinch a la situación actual del sistema y los flujos involucrados, así mismo, se consideraron dos posibles escenarios del mismo implementando las modificaciones a la caldera de recuperación y evaporadores ambos previamente optimizados individualmente, y el uso de una bomba de calor situada antes del deaerador de acuerdo con la gran curva compuesta obtenida. Para concluir con esta investigación se determinaron las condiciones óptimas de operación del sistema de generación de vapor de acuerdo con la carga de vapor requerida por la planta de pulpa y papel de la situación actual de los mismos. Logrando con esto una optimización global del sistema de generación de vapor, bajo diferentes condiciones y escenarios propuestos.

6.2 Análisis Global del sitio

El análisis global del sitio identifica la estructura óptima del sitio de servicios de calentamiento y enfriamiento en un sistema de proceso, necesaria para abastecer a los diferentes procesos individuales. En particular, la demanda de los servicios de calentamiento pueden ser optimizados maximizando la cogeneración y analizando y comparando los sistemas alternativos propuestos no solo desde el punto de vista económico ni energético, sino también desde el punto exergético, ya que dentro de los ahorros económicos y energéticos se debe de estimar la cantidad de la calidad del combustible que esta siendo consumido, es decir, considerar y mostrar el retorno de energía primaria con respecto al resto de la energía secundaria y comparar las diferentes eficiencias de las alternativas utilizando la termoeconomía con lo que se puede lograr un balance entre el estudio termodinámico y económico (Bealing y Hutton, 2002).

Las demandas mínimas de energía del sitio global pueden ser determinadas, pero lo más importante es que la técnica utilizada permite hacer elecciones que pueden ser realizadas entre la optimización de procesos individuales y mejoras en la infraestructura del sitio. De esta forma un mapa de mejoras del sitio puede ser desarrollado para definir una estrategia de inversión para el mismo.

Cualquier optimización total del sitio debería considerar muchos parámetros tales como:

- Ubicación óptima de los niveles de servicio
- Integración de interunidades ya sean servicios directos o intermedios
- Oportunidades de cogeneración
- Costo real del vapor
- Mejoramiento en el proceso vs. Integración de interprocesos

Las técnicas del sitio total proporcionan un adecuado esquema del sitio en cuestión en el cual todos los parámetros anteriormente mencionados pueden ser probados.

El último resultado es un mapa de mejoras de energía que modifica al sitio de su configuración actual a un nivel operativo de optimización de energía.

La estructura del estudio total del sitio se realiza en dos fases: En la primera fase se establecen y determinan donde se localizan los mejores ahorros de energía, en la segunda fase se desarrolla el proyecto. Esta última fase asegura el uso más eficiente de la energía de

los recursos limitando el estudio en esta última solo en las áreas críticas mediante el análisis combinado de la tecnología pinch y el análisis exergético y de la simulación de los servicios involucrados que conducen a un esquema de ahorros propuesto.

Los perfiles de los sumideros de los servicios del sitio representan los requerimientos de calentamiento y enfriamiento. La construcción usada para producir estos perfiles reconoce la autonomía de cada proceso individual y debido a la separación de fuentes y sumideros de calor, solo permite una integración vía un servicio intermedio.

Así mismo, los perfiles son usados para calcular la generación de vapor y los objetivos de consumo y también para direccionar el efecto del cambio de las presiones de vapor o de la adición de nuevos generalmente localizados niveles de presión.

El modelo del sistema de servicios es un componente esencial de cualquier proyecto total del sitio. El modelo puede simular el efecto de cambios ya sea en las demandas de servicio de los procesos o la configuración de un sistema de servicios. El impacto en el balance del sistema de servicios total es calculado en términos de cambios en la cantidad de servicios primarios (generalmente combustible, energía eléctrica y agua). Los ahorros económicos pueden ser calculados para todos los proyectos mejorados y las interacciones entre estos proyectos pueden ser evaluadas (El -Sayed, 2003).

6.3 Tecnología Pinch y Análisis de Exergía

El análisis Pinch es una ramificación del análisis de exergía, pero con cálculos que son convenientemente reemplazados por medios gráficos.

El análisis Pinch puede ser efectivamente usado para la evolución y optimización termodinámica de una red de intercambiadores y su interacción con componentes tales como un ciclo de generación de potencia, una bomba de calor o una columna de destilación, en donde establece la posición relativa con respecto al pinch de la red que conduzca a lograr la integración termodinámicamente más ventajosa comparado con la opción de la colocación por si solos.

Otros procesos, particularmente cuando se involucran reacciones químicas, no pueden ser evaluados usando el análisis pinch tan efectivamente como se usa el análisis de exergía. Además de que, debido a las limitaciones tales como que el efecto de la caída de presión es

ignorado, requiere el conocimiento del flujo másico, calor específico promedio y las temperaturas de entrada y salida de cada flujo involucrado, mientras que en el diseño de un sistema térmico, sin embargo, la temperatura y flujos másicos de los flujos involucrados son tratados como variables de decisión y entonces los valores de estas variables podrían ser desconocidos en el inicio del diseño del proceso. Por consiguiente un análisis circular inherente en el método pinch. Esto es resuelto en la práctica haciendo suposiciones acerca de las cantidades desconocidos y relajando las suposiciones selectivamente conforme el diseño se desarrolla iterativamente. El análisis pinch podría detectar algunas oportunidades para mejorar el diseño del sistema. Tales oportunidades podrían ser traídas a la luz por un análisis de exergía, por lo que, este es una herramienta más general y poderosa. Por lo que el análisis pinch y el de exergía deberían ser considerados como métodos complementarios y no competitivos para el diseño y optimización de sistemas térmicos (Ricci y Bealing, 2003).

6.4 La Gran Curva Compuesta

El análisis Pinch es un planteamiento riguroso, estructurado que determina el consumo mínimo de energía de una unidad de proceso y guía al usuario en el diseño de una red de intercambiadores de calor para alcanzar este objetivo. Una de las principales características del análisis Pinch es que determina el conjunto más apropiado de combinación de intercambiadores de calor. Entonces, reduce los costos de servicios fríos y calientes minimizando la cascada de calor de la región de alta temperatura la cual tiene un costo económico elevado, hacia la región del ambiente y, dependiendo del proceso a las temperaturas subambientales, las cuales resultan también de un costo económico elevado. El principal propósito de este análisis es el encontrar la diferencia mínima de temperatura en el pinch (ΔT_{\min}), el cuál es una medida de las fuerzas termodinámicas del proceso de transferencia de calor en el intercambiador de calor y entonces del área requerida. Así mismo, la diferencia de temperaturas es también una medida de las cargas térmicas de servicio requeridas, es decir, a menor (ΔT_{\min}) los costos de operación y combustible asociados con los servicios de enfriamiento y calentamiento disminuyen, mientras que los costos de capitales totales generalmente se incrementan. El problema de optimización es

encontrar el valor de (ΔT_{\min}) que minimiza la suma de los costos de capital, de combustible y de operación para el sistema global.

Para poder realizar lo anteriormente expuesto se utilizan diferentes herramientas dentro del análisis Pinch, como las curvas compuestas y la Gran Curva Compuesta, cuya construcción comienza una vez que han sido identificadas las fuentes de calor (denominadas corrientes calientes) y los sumideros (denominadas corrientes frías). La construcción de las curvas compuestas implica combinar las características de temperatura de todas las corrientes calientes en una sola curva de corrientes calientes compuesta y combinar las corrientes frías en una sola curva compuesta fría. Cuando ambas curvas son dibujadas en un diagrama de diferencia de temperatura–entalpía, el proceso pinch puede ser identificado: la localización de la mínima diferencia de temperatura (ΔT_{\min}) entre las dos curvas. Así como los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento (o los preestablecidos como objetivos) y es posible la recuperación de calor del proceso donde las curvas compuestas caliente y fría se traslapan. Los requerimientos de enfriamiento y calentamiento faltantes son suministrados por servicios externos.

La representación del proceso con las curvas compuestas indica (para una ΔT_{\min}) la cantidad total de calor a ser suministrada o eliminada por los servicios, los cuales se supone que se colocan a las temperaturas extremas del proceso (la más alta para calentar y la más baja para enfriar). Sin embargo, si se desea hacer un análisis más refinado de los servicios y definir cargas térmicas y temperaturas a niveles intermedios, se necesita representar el proceso de otra manera. Para este propósito se utiliza otra herramienta denominada Gran Curva Compuesta, la cual, se construye a partir del balance de calor entre las corrientes del proceso en diferentes intervalos de temperatura (definidos por las temperaturas de las corrientes). Se considera, además, que el calor puede aprovecharse internamente al fluir en cascada de un intervalo con exceso de calor (balance de entalpía positivo) a otro intervalo con necesidad de calor (balance de entalpía negativo) a temperatura inferior.

La gran curva compuesta es una herramienta que sirve para identificar no únicamente la cantidad de energía que requiere el proceso sino para identificar también los niveles de temperatura en que se necesita energía; esto permite ajustar adecuadamente la carga térmica

(cantidad) de los servicios y su nivel de temperatura (calidad) para evitar su degradación prematura al utilizar gradientes de temperatura excesivos entre servicios y proceso.

El análisis de pinch convencional identifica el consumo de energía más económico en términos de cargas térmicas, dando guías prácticas de diseño para conseguir este objetivo. Sin embargo, para el análisis de sistemas que involucran calor y potencia como sistemas de refrigeración, plantas de potencia, bombas de calor, sistemas de cogeneración, etc., el análisis en términos de calor es insuficiente. Para estos sistemas se aplica el tratamiento combinado del análisis de pinch y del análisis exergético. Se emplea la gran curva compuesta de exergía (GCCE) para fijar los objetivos de calor y potencia. Dicha curva se obtiene reemplazando el eje vertical de temperatura de la gran curva compuesta con la eficiencia de Carnot $\eta_c = (1 - T_o/T)$, donde T_o es la temperatura ambiente y T la temperatura de proceso. Una característica de la GCCE es que las áreas bajo esta curva son directamente proporcionales a las pérdidas exergéticas, es decir, al trabajo ideal equivalente perdido (Pacheco y col., 2005).

Las herramientas anteriormente descritas se pueden aplicar en la integración de complejos o sitios industriales (conjunto de varios procesos), en el contexto de la infraestructura de servicios generales del sitio. Con ayuda de estas curvas del perfil total del sitio se muestra el suministro y déficit acumulativo de energía para cada temperatura, así mismo, indica la calidad y tipo de servicios requeridos. Su alcance asiste en la selección del tipo apropiado de servicio e indica la destrucción de exergía que es evitable e inevitable en el sitio.

6.5 Transformadores de calor

Unos de los dispositivos más interesantes para el ahorro de energía en los procesos industriales son los transformadores de calor. Los transformadores de calor son equipos que tienen la capacidad de utilizar calor de desecho a temperatura intermedia (entre 50 y 110 °C) para transformarlo en calor útil a una temperatura mayor utilizando para ello una cantidad de energía despreciable de alta calidad (Rivera, Cerezo y col., 2003).

6.5.1 Transformador de calor de una etapa

La figura 6.1 muestra los elementos principales de un transformador de calor de una etapa dentro de unos ejes presión-temperatura. En esta figura se puede ver que el suministro de calor se da en el generador y evaporador a temperatura intermedia mientras que el calor se produce en el absorbedor a una temperatura mayor.

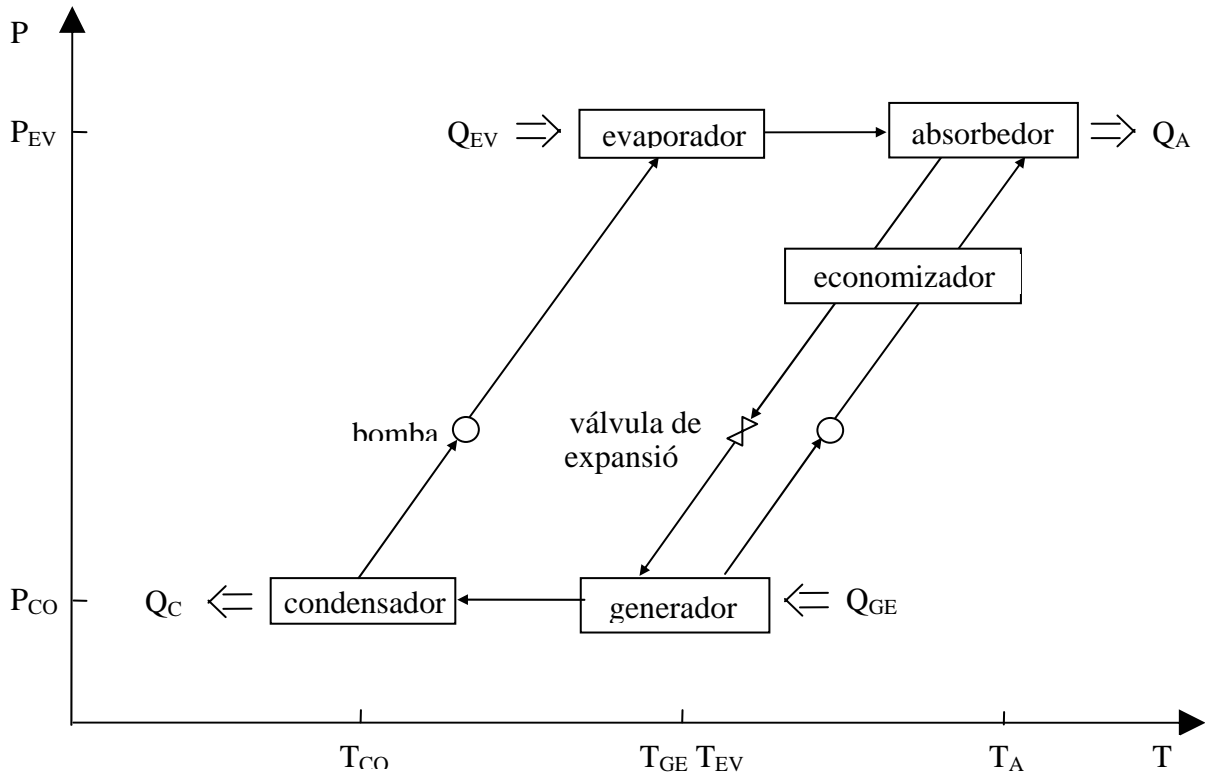


Fig. 6.1. Transformador de calor de una etapa dentro de unos ejes presión-temperatura (Rivera, Cerezo y col., 2003)

Una mezcla fluido de trabajo-absorbente se introduce en el generador, donde se le suministra una cantidad de calor Q_{GE} para separar el vapor del fluido de trabajo del absorbente a una temperatura intermedia T_{GE} . Posteriormente, los vapores son licuados en el condensador disipando una cantidad de calor Q_{CO} hacia el exterior a la temperatura más baja del sistema T_{CO} . Una vez en forma líquida, el fluido pasa a través de una bomba y de ahí al evaporador, donde para evaporarse se le suministra una cantidad de calor Q_{EV} a

temperatura intermedia T_{EV} . Por último, los vapores del fluido de trabajo son absorbidos en el absorbedor por la solución proveniente del generador, disipándose una cantidad de calor Q_{AB} hacia los alrededores a la temperatura más alta del sistema T_{AB} . La solución así formada, pasa hacia el generador dando inicio nuevamente el ciclo.

De esta forma se puede decir que los transformadores de calor son equipos cuya característica principal es la de utilizar calor de desecho a temperaturas intermedias para transformarlo en calor útil a una temperatura mayor utilizando para ello una cantidad mínima de energía de alta calidad. La eficiencia de estos equipos o mejor conocido como coeficiente de operación (COP) esta dado como el calor útil obtenido en el absorbedor (Q_{AB}) entre el calor suministrado en el generador y evaporador ($Q_{GE} + Q_{EV}$) (Rivera, Cerezo y col., 2003).

6.5.2 Transformador de Calor de Doble Absorción

Un transformador de calor de doble absorción está formado básicamente por un absorbedor (AB), condensador (CO), evaporador (EV), absorbedor-evaporador (AE), intercambiador de solución (SE) y generador (GE) como se puede ver en la figura 6.2.2. Se hace pasar una cantidad de calor de deshecho a través del generador Q_{GE} para separar el fluido de trabajo (agua) de la solución absorbente (Carrol). Una vez que se ha vaporizado el fluido de trabajo, éste pasa a través del condensador donde se libera cierto calor Q_{CO} y el vapor se condensa a una baja presión. El agua que sale del condensador se divide en dos líneas una de las cuales se bombea a alta presión P_{AB} y llega al absorbedor-evaporador y es ahí donde se evapora con un calor Q_{AE} . El agua de la otra línea se bombea al evaporador con una presión intermedia P_{EV} y se evapora mediante una cantidad de calor Q_{EV} . El flujo de agua vaporizada en el absorbedor-evaporador pasa hacia el absorbedor donde es absorbida por la solución concentrada, de concentración X_{GE} proveniente del generador, por lo que se libera cierto calor útil Q_{AB} . Con este tipo de transformadores de calor es posible lograr incrementos de temperatura hasta de 90°C , en lugar de los 50°C que se pueden obtener con un transformador de una etapa (Best y Rivera, 1997).

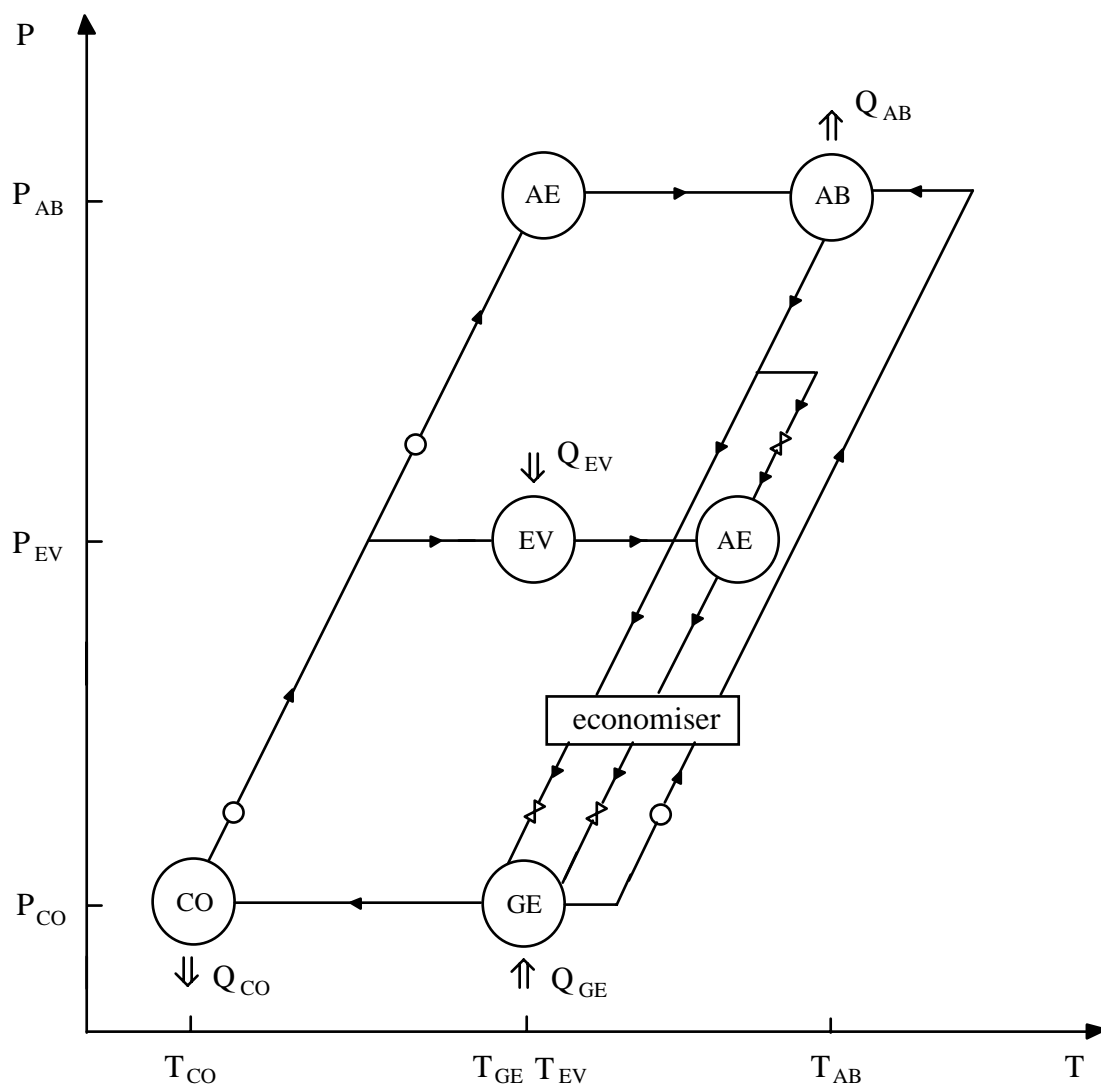


Fig. 6.2 Transformador de calor de doble absorción (Best y Rivera, 1997).

6.5.3 Evaluación Económica

Actualmente existe un creciente interés en el uso de las bombas y transformadores de calor debido a una presión económica y social para disminuir el consumo de combustible, reduciendo costos y emisiones al medio ambiente. Las bombas y transformadores de calor son efectivas en términos energéticos pero no son ampliamente usadas en la recuperación

de calor industrial. La razón principal es su poca difusión y su elevado costo de capital. Para cualquier aplicación en particular, las bombas y transformadores de calor deben ser evaluados comparándolos con respecto a los otros sistemas para determinar si ofrece una ventaja económica. La evaluación debe permitir la comparación de diferentes eficiencias de sistemas alternativos usando diferentes combustibles y para costos totales, incluyendo cargos de capital y mantenimiento. En el presente capítulo se analiza el uso de un transformador de calor de doble absorción acoplado al proceso industrial en estudio para demostrar las ventajas del uso de ese tipo de equipos.

6.6 Comportamiento fuera de diseño debido a la variación de carga

La operación inestable de una unidad de proceso es causada por una variedad de causas y crea problemas desde simples hasta complejos. La variación de cargas debido a la demanda variable del producto y/o suministro variable de la alimentación, procedimientos de arranque, mal funcionamiento dentro de un sistema y perturbaciones ambientales en los límites del sistema son ejemplos de las diferentes causas. Un sistema de cogeneración de demanda variable de potencia y procesos alimentados con calor y energía solar son ejemplos de carga variable de interés.

Un sistema opera mejor en su punto de diseño en un estado estable. Su eficiencia global es la eficiencia establecida por diseño. De otro modo, su eficiencia global es menor. La mejor manera de evitar una pérdida en la eficiencia del sistema es en una operación en estado estable. Si los productos del sistema son productos materiales almacenados, y las variaciones en la demanda pueden ser absorbidos por bajo costo de almacenaje, entonces el sistema tiene la oportunidad de afectar en o acerca de su punto de diseño. Si los productos del sistema no están directamente almacenados tales como potencia o calor y la demanda es variable, entonces las mediciones deberían ser realizadas para minimizar la ineficiencia de una operación fuera del diseño (El -Sayed, 2003).

6.6.1 Operación óptima de un sistema de servicios de un mismo producto

La operación de carga parcial de una planta química que tiene un subsistema especificado de control no tiene grados de libertad de diseño. Sin embargo, cuando un grupo de plantas

participan en la producción, nuevos grados de libertad aparecen y los diseños de las plantas pueden ser optimizados. Los grados de libertad ofrecen muchas posibilidades de carga, permitiendo que se conozcan las demandas variables para sus productos como función del tiempo. La función objetivo es entonces la minimización de los costos de operación (gran consumo de combustible) mientras se conocen los productos requeridos dependientes del tiempo. La operación óptima predice de mezcla óptima de sistemas que operan a un tiempo específico durante un periodo preestablecido. La predicción no solo es útil para la operación óptima en general, sino también para la predicción del costo de la eficiencia del ahorro de combustible de un nuevo diseño, si este fuera parte de un sistema de servicios existente.

Para plantas de un solo producto que es costoso almacenar, tales como plantas de potencia, la operación de cada planta en el grupo puede ser condensada en una sola ecuación como función de la relación de carga en términos de combustible o en un parámetro de eficiencia. Una relación lineal o cuadrática es generalmente adecuada dentro de la relación de carga mínima permitida y carga total.

$$Q_F = A + B * X_L^2 \quad \text{o} \quad (6.1)$$

$$\frac{Q_F}{P} = a + b * X_L^2 \quad (6.2)$$

Las ecuaciones anteriores son formas convenientes expresadas en términos del combustible y combustible por unidad de energía. En la siguiente expresión se considera una forma más simple es considerada:

$$Q_f = A + B * X_L^2 \quad (6.3)$$

donde Q_f es la tasa de consumo de combustible y X_L^2 es la relación de carga (carga/carga total). El consumo de combustible en carga total es $A + B$. La ecuación (6.3) indica cuan eficiente opera un sistema en carga parcial. Cada sistema en los servicios es caracterizado por la potencia nominal P_n^o y la operación descrita por la ecuación cuadrática (6.3), cuya forma facilita la optimización. El grupo como un todo satisface una demanda de energía variable. El objetivo sobre un periodo de tiempo es:

$$J = \underset{\{X_{L(t,n)}\}}{\text{Mínimo}} \sum_{t=0}^{\tau} \sum_{n=1}^N Q_f(t,n) \quad (6.4)$$

Dividiendo el periodo de tiempo en intervalos t de cargas constantes $\{P_t\}$, el objetivo es la minimización del consumo de combustible en cada intervalo, por ejemplo:

$$J = \underset{\{X_{Ln}\}_t}{\text{Mínimo}} \left(\sum_{n=1}^N A_n + B_n * X_{Ln}^2 \right) \quad (6.5)$$

en cada intervalo la suma de las salidas de energía igual la carga dentro de los límites de $\{X_{Ln}\}$, por ejemplo:

$$\sum_{n=1}^N X_{Ln} * P_n^o = P_t \quad (6.6)$$

$$\{X_{Ln}\} \geq X_{\min} \quad y \leq 1 \quad (6.7)$$

Para el intervalo de tiempo t, donde la carga es P_t , el lagrangiano es:

$$L = \left(\sum_{n=1}^N A_n + B_n * X_{Ln}^2 \right) + \lambda * \left(\sum_{n=1}^N X_{Ln} * P_n^o - P_t \right) \quad (6.8)$$

$\partial L / \partial \lambda = 0$ proporciona la restricción de la ecuación (6.6) y $\partial L / \partial X_{Ln} = 0$ a su vez proporciona:

$$X_{Ln} = \lambda * P_n^o / (2 * B_n) \quad (6.9)$$

La ecuación (6.9) establece los valores relativos de X_{Ln} que podrían conducir al mínimo combustible. El problema se reduce al encontrar el valor de λ que satisface la ecuación (6.9) para todos los N sistemas mientras se conoce la carga P_t de la ecuación (6.6) y los límites 0-1 en todos $\{X_{Ln}\}$ de la ecuación (6.7). Este valor particular de λ maximiza J de la ecuación (6.5) o L de la ecuación (6.8). El multiplicador λ es limitado por su valor cuando todos los $\{X_{Ln}\}$ son 0 y sus valores cuando todos son 1. Estos valores son $\lambda = 0$ y $\sum 2 * B_n / \sum P_n^o$. Una subrutina iterativa de Newton Raphson proporciona el valor apropiado por medio de cálculos computacionales (El -Sayed, 2003).

6.7 Metodología

La clave para un estudio del sitio total adecuado es el realizar un planteamiento lógico de optimización desde el centro (de cada planta) y trabajar hacia los extremos, sin embargo, esto rara vez es realizado de tal forma en la práctica, de entre las diferentes razones se encuentran:

- Falta de datos en algunas unidades
- Mayores inversiones se descartan en algunas plantas por razones de negocios (vida útil de la planta, bajas ventas, etc).
- El tamaño de la planta no garantiza un estudio detallado
- El no alcanzar la máxima recuperación de calor dentro de plantas de proceso puede ser a veces compensado por medio de relativa integración inter procesos individuales
- El lograr la idealidad en una planta puede ser muy costoso

Consecuentemente, cada análisis total del sitio depende de los requerimientos de la empresa, los cuáles establecen el nivel del análisis y el modelo termodinámico a realizar. Por lo que de acuerdo con lo anteriormente expuesto, este análisis como se indica en los capítulos anteriores, se inició en detalle desarrollando los balances de materia y energía y utilizando el análisis de exergía y la optimización termoeconómica solo para la planta de cogeneración y los equipos aledaños a esta, constituyendo una parte central del sistema de generación de vapor, sin embargo, debido a los requerimientos del análisis mismo, la disponibilidad de los datos obtenidos durante este primer análisis, y a la importancia que tienen estos equipos dentro de la planta de pulpa y papel, se consideró anexar el resto de los equipos de la planta de generación de vapor, es decir, las calderas de fuerza y los principales consumidores de vapor del proceso en cuestión, adicionando a la metodología utilizada el uso de la Tecnología Pinch para generar las curvas compuestas, las cuáles que mostraron el perfil del sistema y sus necesidades de calentamiento y enfriamiento desde el punto de vista energético, pero como se necesitaba un estudio más detallado, se utilizó la gran curva compuesta y la gran curva compuesta de exergía, las cuáles nos indicaron el nivel y calidad de energía requerida en el proceso; las herramientas anteriores indicaron la ubicación de un equipo auxiliar como lo es una bomba de calor previa al deaerador, cuya

función consiste en el aumento de temperatura del agua de alimentación a las calderas de fuerza, así como la disminución del oxígeno disuelto en la misma; con el propósito de disminuir el vapor utilizado en este equipo. Además, de acuerdo con los resultados de este análisis y a los rangos de operación de los equipos, se decidió realizar un estudio de comportamiento de variación de carga del sistema. Finalmente, de acuerdo con los resultados obtenidos de cada estudio en particular, se presentan y eligen dentro de las alternativas propuestas (Ver figura 6.3).

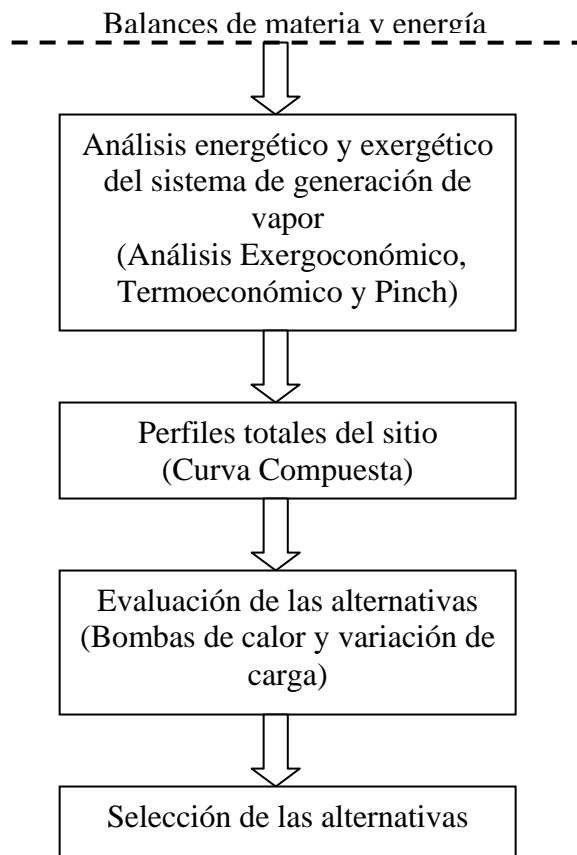


Figura 6.3 Metodología utilizada en el análisis global del sitio

6.8 Resultados

6.8.1 Estudios preliminares

Una vez que se establecieron las condiciones óptimas de operación y en los balances de materia y energía de los diferentes subsistemas, se pueden determinar tanto los excedentes de energía, como las corrientes con las cuáles realizar la integración de energía. Mismos que se muestran en las Figuras (6.4) y (6.5) respectivamente. En la Figura (6.4) se observa que existe un excedente de 15-20 Ton de vapor de 50 psig, lo que provoca un sobrecalentamiento del sistema global de la planta de pulpa y papel, reflejado en una elevación de la temperatura en la cisterna del agua de enfriamiento de un 50-80°C. En la Figura (6.5), se observan las corrientes calientes con su contenido de calor en KW, que se integrarán energéticamente.

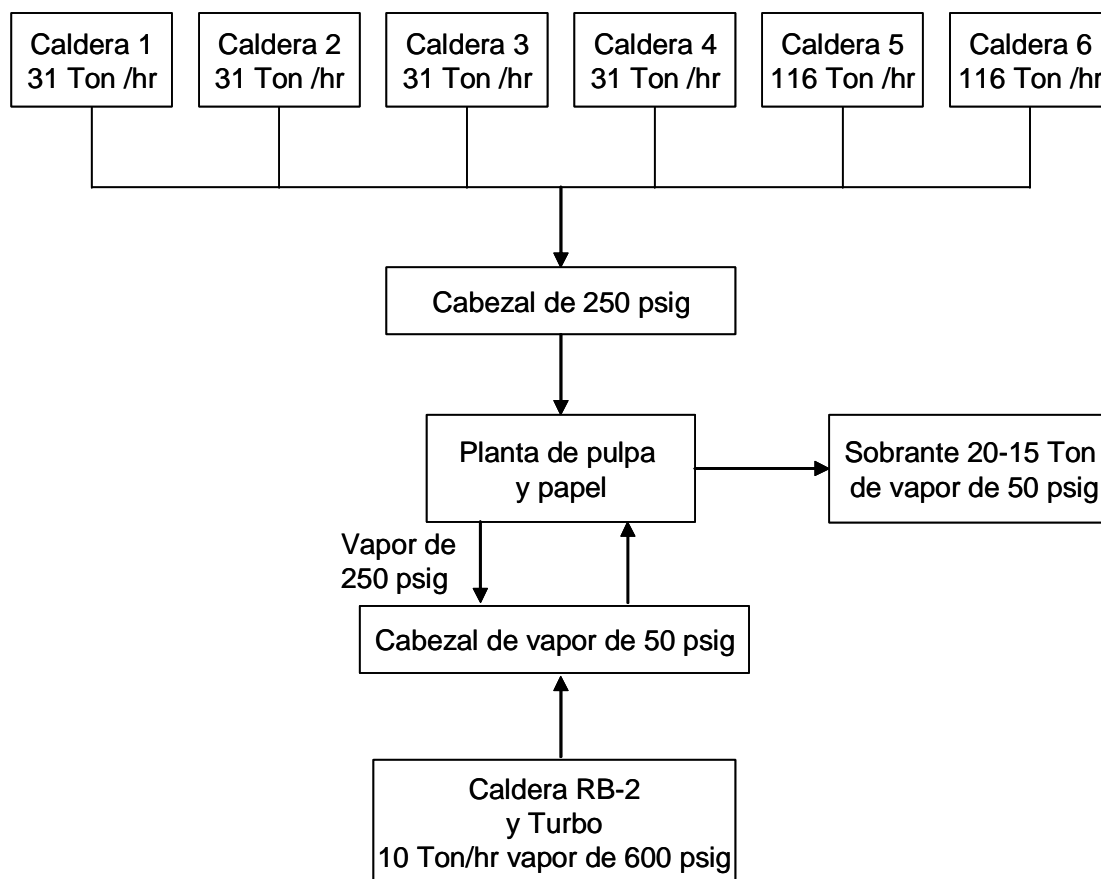


Figura 6.4 Interacciones del sistema de generación de vapor y la planta de pulpa y papel

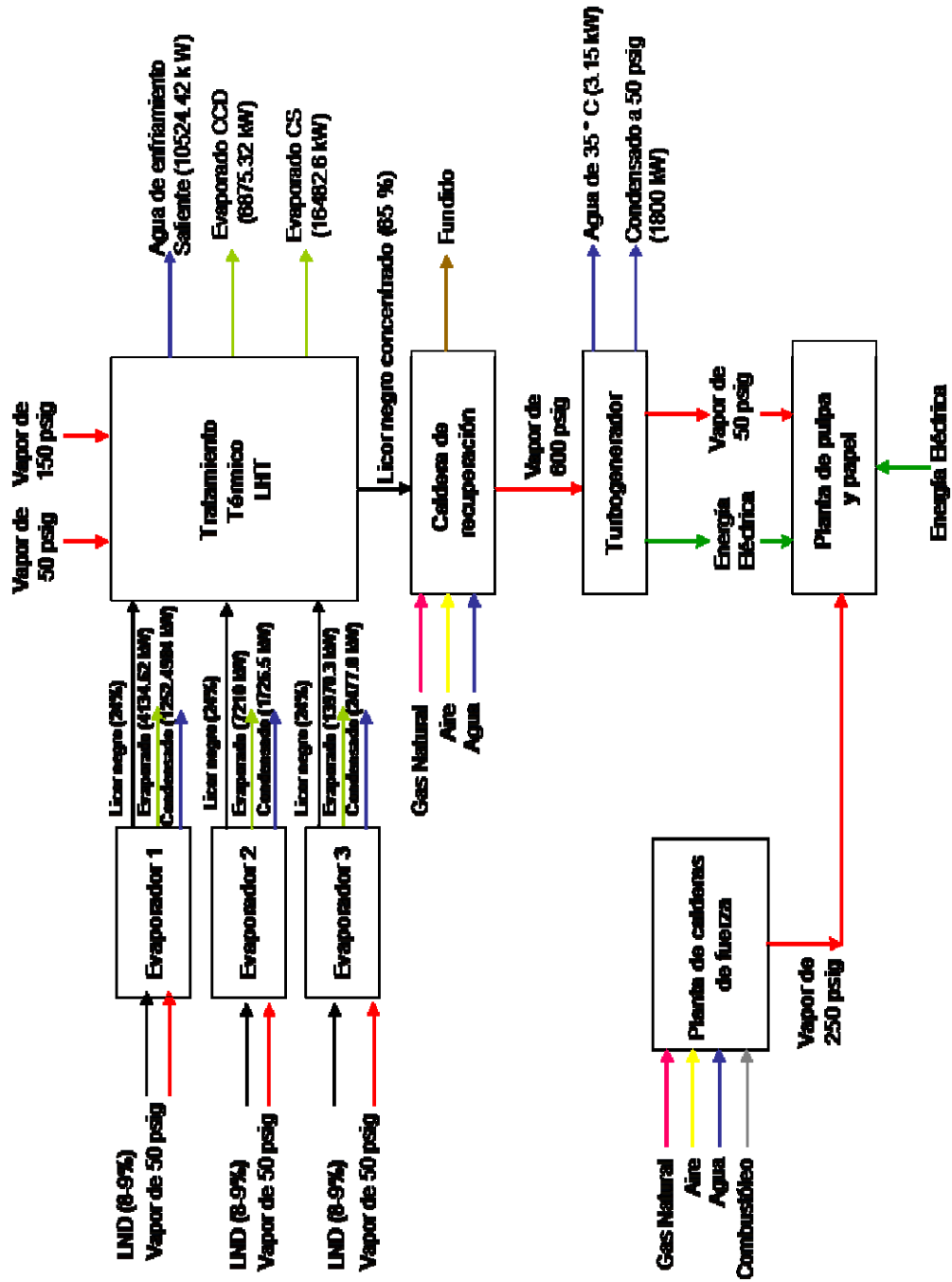


Figura 6.5 Corrientes Potenciales para el análisis energético

6.8.2 Optimización Termoeconómica

Se utilizó la programación lineal para el sistema de generación de vapor incluyendo a las plantas de cogeneración y de fuerza. A partir de datos reales de la planta de proceso y de los determinados en los capítulos anteriores. El sistema cuenta con una caldera de recuperación, sobre al cual se realizaron los cálculos anteriormente descritos, que utiliza como combustibles gas natural (GN) y licor negro concentrado (LNC) produce vapor de 600 psig que es enviado al cabezal de 600 psig (CV600), una pequeña parte de este es utilizado en los sopladores y economizadores de la misma, y la cantidad restante es enviada hacia la turbina, la cual produce parte de la electricidad que se consume en proceso y vapor de 50 psig que es enviado al cabezal de 50 psig (CV50) para su uso. Las calderas de fuerza producen vapor de 250 psig una parte se envía al cabezal de 250 psig (CV250) y la restante se reduce en el cabezal de 50 psig (CV50).

Para satisfacer la demanda de energía eléctrica, la energía eléctrica podría ser comprada de otro productor con una base mínima de 30000 Kwh. Si la energía eléctrica requerida para satisfacer la demanda del sistema es menor que esta base, la energía que no es usada será cobrada en una multa. En la Figura 6.6 se muestra este sistema.

El sistema se modeló con perturbaciones lineales y combinado con una función lineal objetivo. El objetivo es minimizar los costos de operación del sistema seleccionando los flujos de vapor y la energía generada o comprada, sujeto a las demandas y restricciones del sistema. La función objetivo es el costo de operación del sistema por hora, llamada la suma del vapor de 600 psig y 250 psig producidos, la energía comprada requerida y el exceso de energía o penalización. Los datos del sistema se resumen en las tablas siguientes.

Tabla 6.1 Datos de la turbina		
	Mínimo	Máximo
Terminales eléctricos de salida KWH	5,000	10,000
Extracción	50 psig	

Tabla 6.2 Datos del cabezal de vapor		
Cabezal	Presión (psig)	Temp.
CV600	600	378°C
CV50	50	155°C

Valor de la Función con los resultados
 Función objetivo - valor
 F = 29,666 \$/hora

	Resultados
EV1	4500 $\frac{Kg}{hr}$ mínimo
EG	9,852.35 KWH
SV3	60,000 $\frac{Kg}{hr}$ mínimo
EV2	90000 $\frac{Kg}{hr}$ máximo
SV2	40,000 $\frac{Kg}{hr}$ mínimo
EC	30,000 $\frac{Kg}{hr}$ demanda
EP	0 no hay penalizaciones

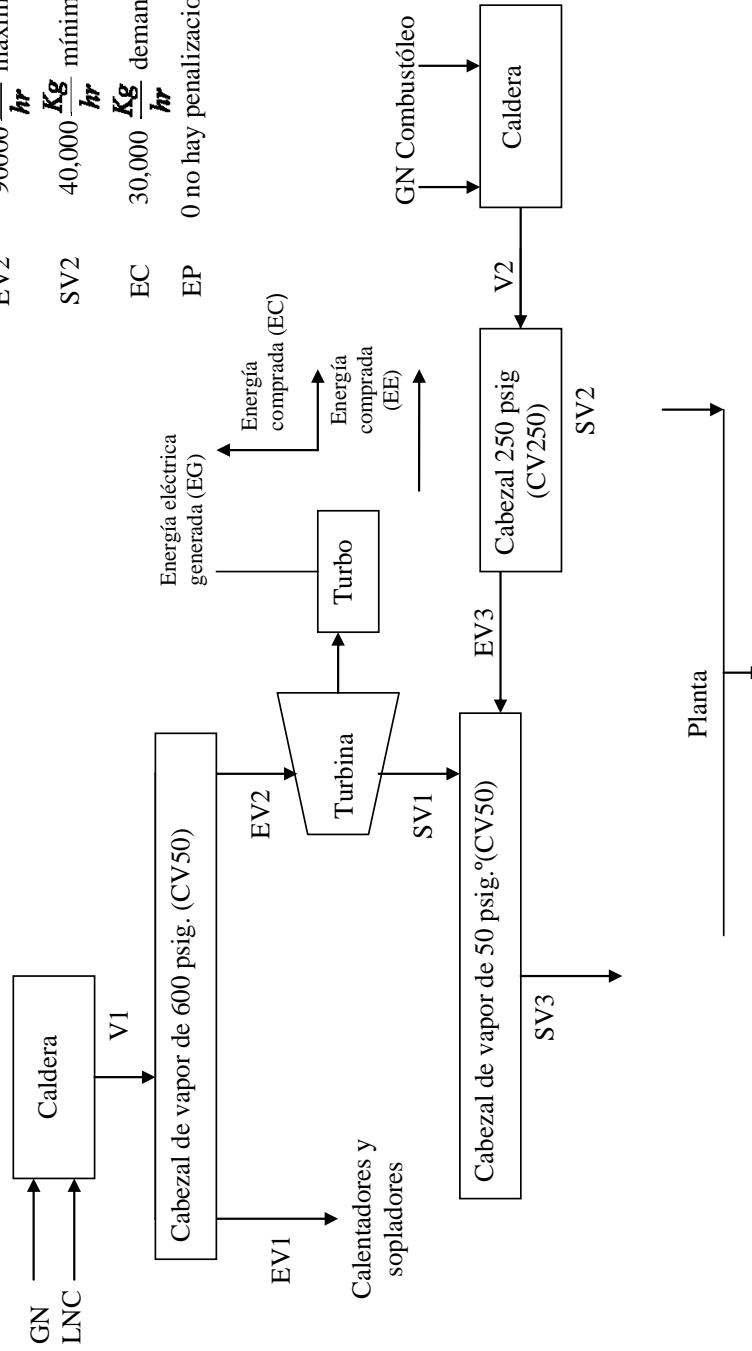


Figura 6.6 Sistema de Generación de Vapor

Tabla 6.3 Datos de entalpía	
Entalpía	KJ/Kg
Recalentado vapor 612.7 psigs	3155.60
Recalentado vapor 62.7 psigs	2761.03

Tabla 6.4 Demandas del sistema		
	Mínimo	Máximo
Vapor 600 psig(Kg/h) EV1	4500	5000
Vapor 50 psig (Kg/h) SV3	60000	120000
Energía eléctrica(KWH)	30000	
Vapor 250 psig (Kg/h) SV2	45,000	90,000

Tabla 6.5 Datos energéticos	
Costo del combustible	
Gas natural	1.58 \$/m ³
Combustoleo	1.59 \$/m ³
Eficiencia de las calderas	
RB – 2	0.78
De fuerza	0.85
Costo del vapor	
600 psig	0.15401 \$/Kg
250 psig	0.2243 \$/Kg

Restricciones de desigualdad

$$4500 \frac{Kg}{hr} \leq EV1 \leq 5000 \frac{Kg}{hr}$$

$$5000KWH \leq EG \leq 10000KWH$$

$$60000 \frac{Kg}{hr} \leq SV3 \leq 120000 \frac{Kg}{hr}$$

$$45000 \frac{Kg}{hr} \leq EV2 \leq 90000 \frac{Kg}{hr}$$

$$40000 \frac{Kg}{hr} \leq SV2 \leq 85000 \frac{Kg}{hr}$$

Energía comprobada

$$EC + EP \geq 30,000 KWH$$

Restricciones de igualdad

Balance de energía

$$3155.60 \text{ EV2} - 2761.026 \text{ SV1} - 3600 \text{ EG} = 0$$

$$394.57 \text{ EV2} - 3600 \text{ EG} = 0$$

Balance de materia

Cabezal 600

$$\text{CV 600} - \text{EV1} - \text{EV2} = 0$$

Cabezal 250

$$\text{CV 250} - \text{EV3} - \text{SV2} = 0$$

Turbina

$$\text{EV2} - \text{SV1} = 0$$

Cabezal de 50

$$\text{SV1} + \text{EV3} - \text{SV3} = 0$$

Función objetivo:

Minimizar costo de operación de la planta de generación de vapor

$$F = \text{Costo del vapor 600} + \text{Costo del vapor 250} + \text{Energía comprada} + \text{Penalización}$$

$$F = 0.154015 \text{ CV600} + 0.22439 \text{ CV250} + 0.4290 \text{ EC} + 0.9715 \text{ EP}$$

Del balance de energía

$$\text{EV2} = \frac{3600 \cdot \text{EG}}{394.57} = 9.1238 \cdot \text{EG}$$

Sustituyendo en el balance de materia del cabezal de 600

$$\text{CV600} - \text{EV1} - 9.1238 \text{ EG} = 0$$

$$\text{CV600} = \text{EV1} + 9.1238 \text{ EG}$$

Del cabezal de 50

$$\text{SV1} + \text{EV3} - \text{SV3} = 0$$

$$\text{EV3} = \text{SV3} - \text{SV1}$$

Pero $\text{SV1} = \text{EV2}$ así

$$\text{EV3} = \text{SV3} - \text{EV2}$$

Sustituyendo en la ecuación del balance del cabezal de 250

$$CV250 = EV3 + SV2$$

Sust EV3

$$CV250 = SV3 - EV2 + SV2$$

Sust CV2 y CV600 en la función objetivo

$$F = 0.154015 (EV1 + 9.1238 EG) + 0.22439 (SV3 - EV2 + SV2) + 0.4290 EC + 0.9715 EP$$

$$F = .154015 EV1 + 1.405 EG + 0.22439 SV3 - 0.22439 EV2 + 0.22439 SV2 + 0.4290 EC + 0.9715 EP$$

Tabla 6.6 Matriz de coeficientes

EV1	EG	SV3	EV2	SV2	EC	EP	
1	0	0	0	0	0	0	5000
-1	0	0	0	0	0	0	-4500
0	1	0	0	0	0	0	10,000
0	-1	0	0	0	0	0	-5,000
0	0	1	0	0	0	0	120,000
0	0	-1	0	0	0	0	-60,000
0	0	0	1	0	0	0	90,000
0	0	0	-1	0	0	0	-45000
0	0	0	0	1	0	0	85,000
0	0	0	0	-1	0	0	-40,000
0	0	0	0	0	-1	-1	-30,000

Tabla 6.7 Resultados

EV1	$4500 \frac{Kg}{hr}$ mínimo
EG	9,852.35 KWH
SV3	$60,000 \frac{Kg}{hr}$ mínimo
EV2	$90000 \frac{Kg}{hr}$ máximo
SV2	$40,000 \frac{Kg}{hr}$ mínimo
EC	$30,000 \frac{Kg}{hr}$ demanda
EP	0 no hay penalizaciones

Función objetivo - valor

$$F = 29,666 \text{ \$/hora}$$

Como se muestran los resultados el modelo obtenido cumple con plantear las restricciones dadas, pero sobre todo con la de cero penalizaciones. Se analizó el modelo contra diferentes situaciones y resultó ser de baja sensibilidad, es decir, no es alterado por la mayoría de los parámetros, por lo que es necesario tener valores precisos de estos valores para poder encontrar los valores óptimos y enriquecerlo con lo que se desarrolle en el planteamiento de los modelos de las restantes optimizaciones.

6.8.3 Análisis Pinch, Termoeconómico y Exergoeconómico

La evaluación del comportamiento del sistema de generación de vapor existente fué realizada de una forma paralela utilizando los Análisis Pinch y Termoeconómico. El primer análisis fue desarrollado a partir de los datos obtenidos resultado de los capítulos anteriores (Figura 6.5) y el uso del software ASPEN Pinch 11.1 ©, para la construcción de las curvas compuestas caliente y fría, la gran curva compuesta y la gran curva compuesta de exergía. Considerando que la entalpía de cada corriente involucrada depende solo de la temperatura, que la transferencia de calor hacia los alrededores es despreciable, que todos los cambios de energía cinética y potencial son despreciables y que el calor específico promedio de cada corriente de materia es constante. Los datos calculados para cada intervalo de temperatura de las corrientes calientes son usados para graficar la curva compuesta caliente, la cual cubre un rango de temperatura de 294K a 423K, con un ΔT_{\min} de 302.2K (29.2°C). La curva compuesta fría es calculada de forma similar considerando las corrientes frías, la cual cubre un rango de temperatura de 294K y 357K. Las curvas compuestas caliente y fría al ser trazadas en el diagrama Temperatura-Entalpía, en ASPEN, hasta que una diferencia de temperatura mínima entre las dos curvas es obtenida a un valor de 302.2°K. Siendo el punto Pinch en 403.1K para la curva compuesta caliente y 312.3°K para la curva compuesta fría. Con la mínima carga de servicios de calentamiento $Q_{c,\min} = 0$ KW y la de enfriamiento $Q_{i,\min} = 16159.7$ KW. Estos valores representan el óptimo termodinámico (mínimo uso de servicios) en el sistema. Por lo que un incremento en la carga mínima de calentamiento $Q_{c,\min}$ desplaza la curva compuesta fría hacia la derecha y resulta en un incremento igual en la carga de enfriamiento $Q_{i,\min}$ (Figura 6.7).

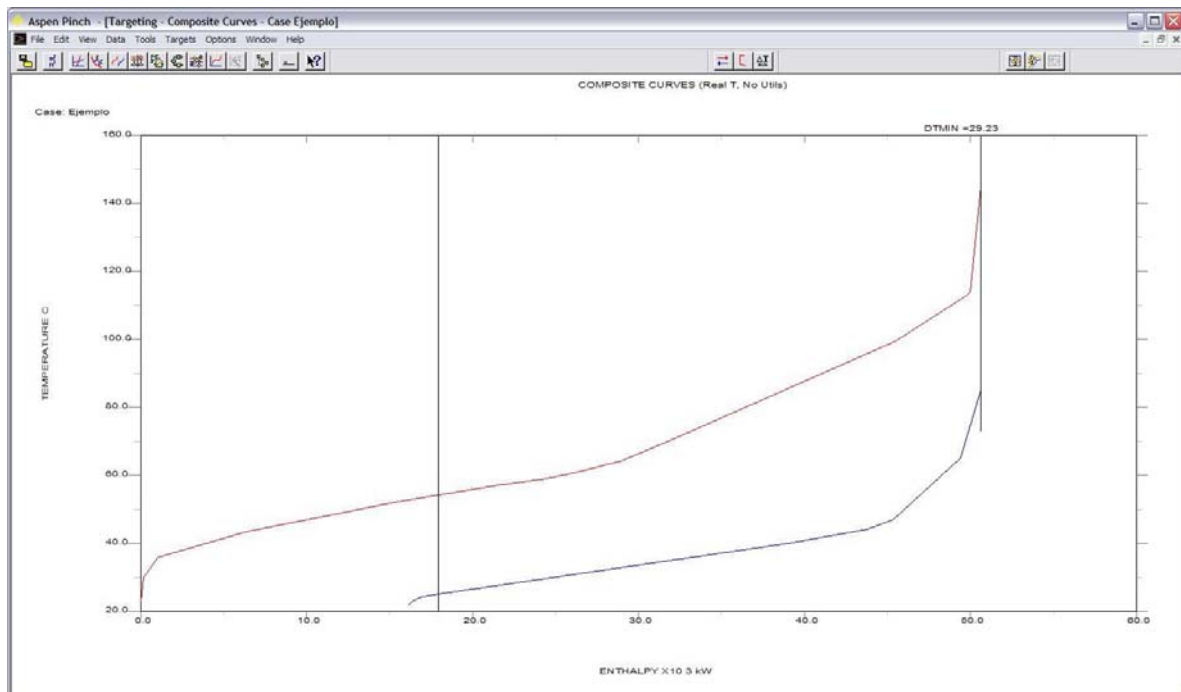


Figura 6.7 Curvas Compuestas del sistema de generación de vapor

Con el fin de realizar un análisis más detallado de los servicios y definir cargas térmicas y temperaturas en los niveles intermedios, se utiliza la Gran Curva Compuesta, la cual muestra la calidad y tipo de servicios requeridos, como se observa en la Figura 6.7 los requerimientos de servicios de calentamiento entre 313K (40°C) y 388K (115°C), pueden ser cubiertos internamente por medio del enfriamiento de las corrientes frías, los servicios de calentamiento no tienen que ser suministrados a la temperatura más alta del proceso 403K (130°C), sino a una temperatura menor. Para satisfacer el requerimiento de una ΔT_{\min} de 302.2K (29.2°C), los servicios de calentamiento deben de estar disponibles a una temperatura mínima de 327.6K (69.2°C), la cual es la suma de la temperatura mínima y la mitad del ΔT_{\min} . Esta temperatura mínima determina la calidad del servicio de calentamiento. Sin embargo, en este caso, el requerimiento mínimo de servicios de calentamiento es 0.0 kW, como se indica en la Figura 6.8 y lo confirman los resultados obtenidos en ASPEN. Así mismo, como se observa en la figura 6.7, solo se requieren servicios de enfriamiento, siendo estos de magnitud de 16159.7 KW los que corresponden a una temperatura de 283K (10°C) y 323K (50°C). Por lo que el agua de enfriamiento

utilizada cubre los requerimientos mínimos e inclusive como se puede observar cubre parte de la sección de calentamiento, lo cual corrobora los datos del sobrecalentamiento del agua de enfriamiento que frecuentemente ocurre en el proceso, el cual constituye un mayor requerimiento del agua de enfriamiento, lo que implica un mayor costo del agua de enfriamiento y por consiguiente aumenta la irreversibilidad del sistema, como se muestra en los resultados posteriores.

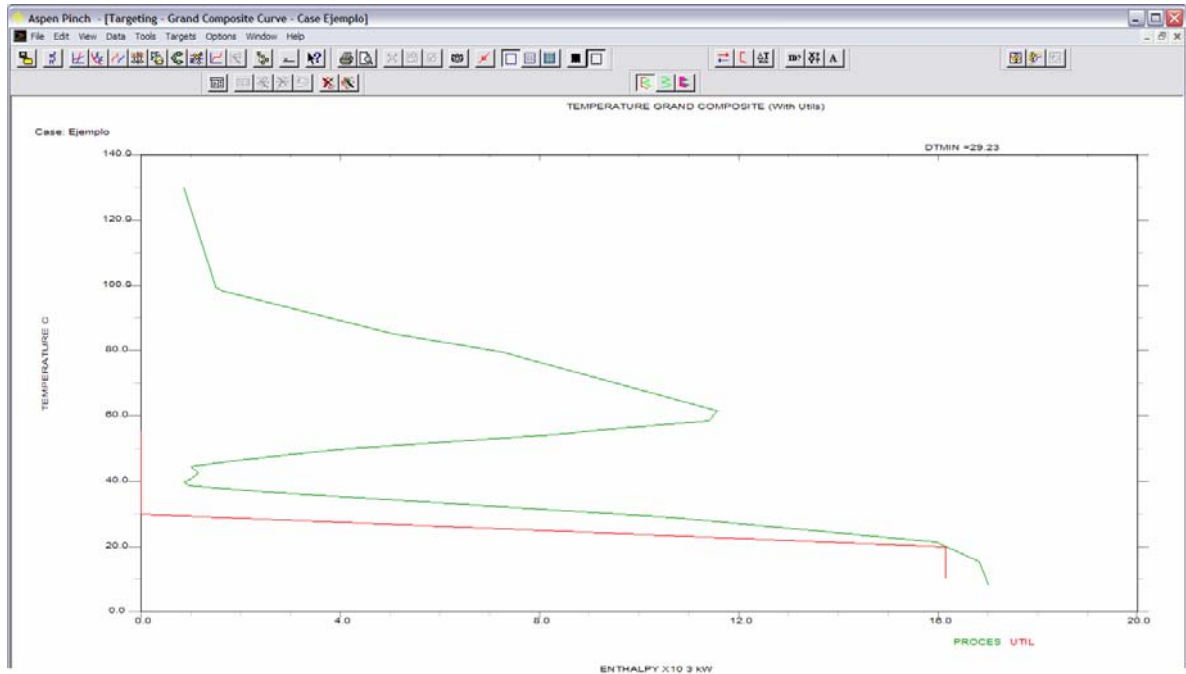


Figura 6.8 Gran Curva Compuesta del sistema de generación de vapor

La Gran Curva Compuesta de Exergía es usada para estimar las pérdidas de exergía del sistema global considerado y no de los procesos individuales que lo conforman, puesto que está delimitada por el proceso y los servicios de enfriamiento utilizados, indicando en su área interior las pérdidas de exergía del sistema, la cual, es obtenida también mediante el uso de Aspen Pinch 11.1© (Figura 6.9). En este caso, el valor de la pérdida de exergía del sistema de generación de vapor, en conjunto con el LHT y los evaporadores es de 4871.42×10^3 KW (Figura 6.9). Existiendo un área en la cual la eficiencia de Carnot es menor de 0%, lo que indica que en una parte del proceso y de los servicios de enfriamiento esta

ocurriendo una pérdida de exergía que requiere su revisión y modificación, concordando con la curva compuesta. Así mismo, los resultados indican que la mayor irreversibilidad se localiza en la corriente correspondiente al agua de enfriamiento (AF en la Figura 6.9) que alimenta al deaerador por lo que, se consideró necesario realizar el análisis de exergía de igual forma que en los sistemas anteriores, es decir, la parte restante del sistema de generación de vapor y al deaerador. Los resultados del análisis de exergía indican que la mayor pérdida de exergía se localiza en las calderas que utilizan combustóleo, es decir, las calderas 1, 2, 3 y 6, siendo causada principalmente por la ineficiente combustión del mismo, debida a su alto contenido de impurezas y descargas contaminantes, también recibe la mayor carga de exergía de entrada y tiene las mayores pérdidas relativas en el sistema.

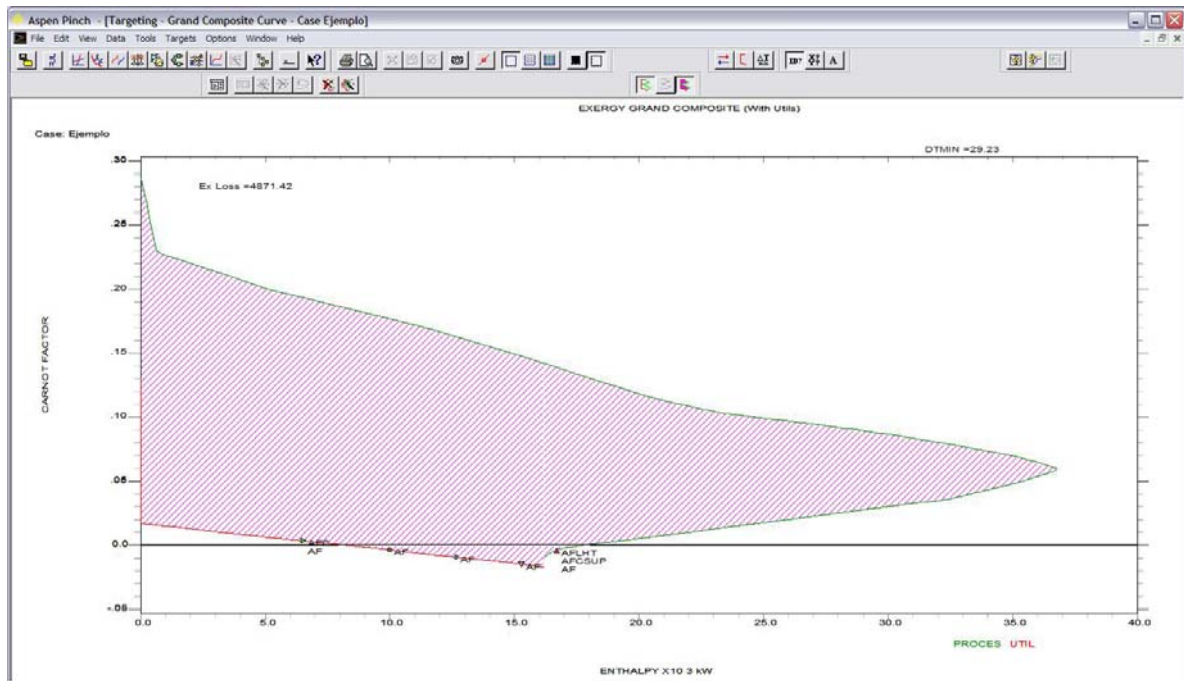


Figura 6.9 Gran Curva de Exergía Compuesta del sistema de generación de vapor

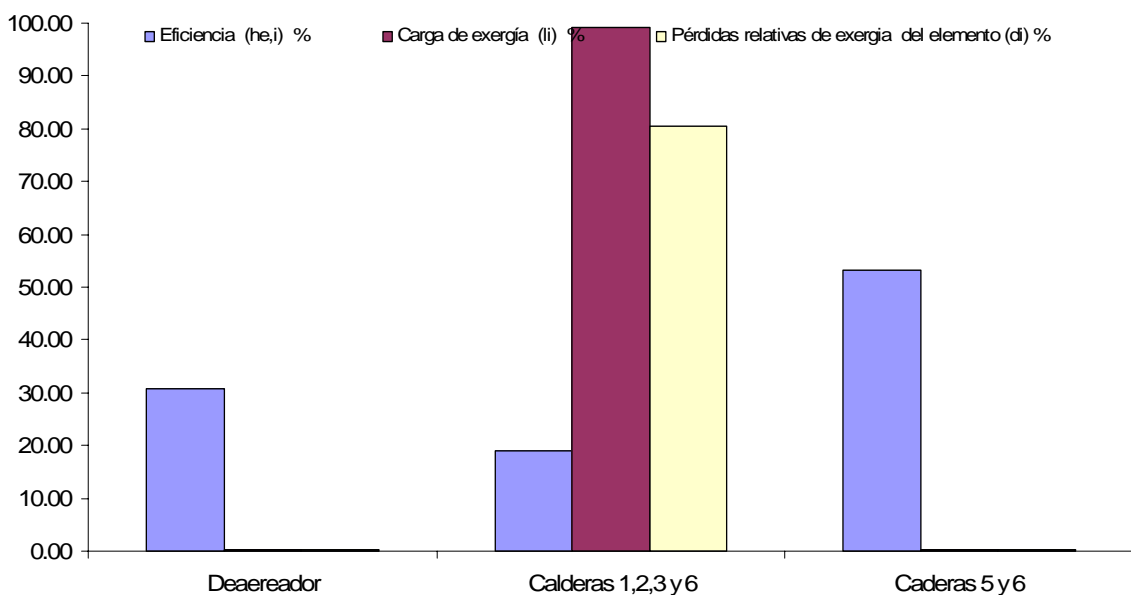


Figura 6.10 Cambios de eficiencia, carga y pérdidas de exergia en la Planta de fuerza y Deaerador- Condiciones iniciales

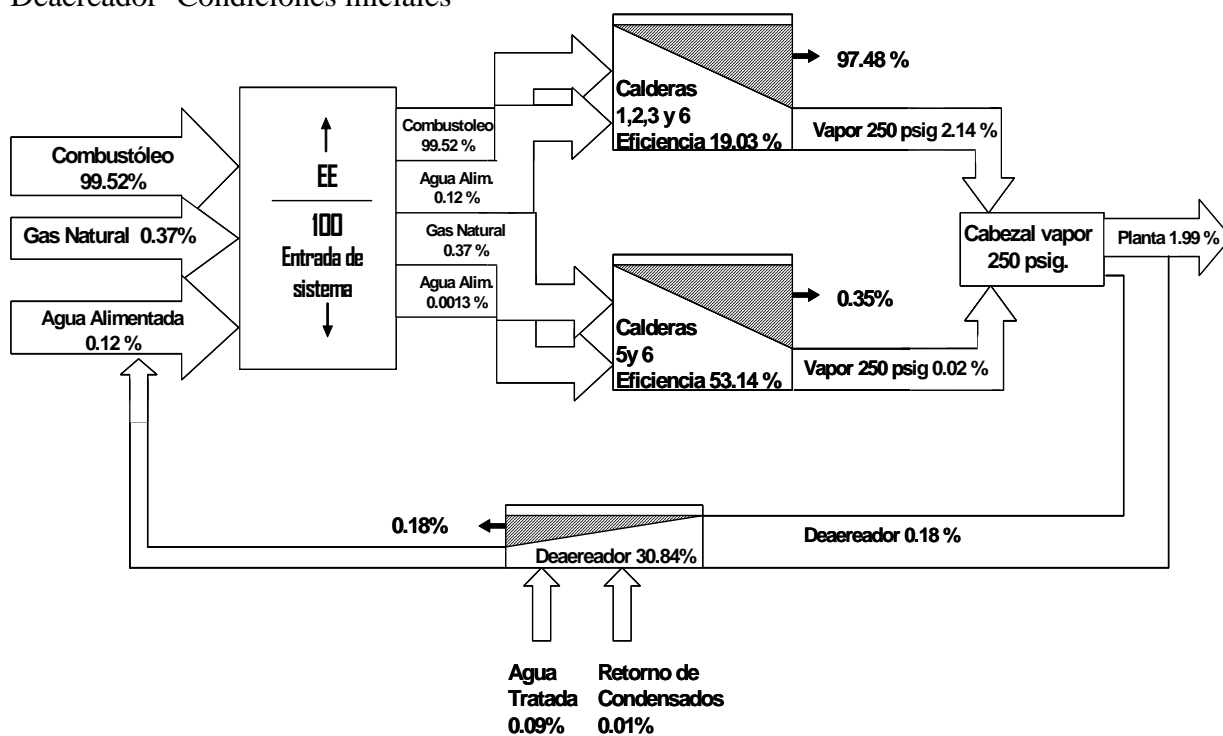


Figura 6.11 Diagrama de Grassman de la Planta de fuerza y Deaerador - Condiciones iniciales

Las calderas 4 y 5 utilizan gas natural y por lo consiguiente su eficiencia es la mayor, presentado mínimas pérdidas, el deaerador es el que presenta la menor eficiencia y carga dentro del sistema, pero sin dejar de ser una parte importante dentro del mismo, ya que este equipo recibe el agua tratada de la planta desmineralizadora que alimenta a todas las calderas incluyendo a la de recuperación, y elimina por medio de vapor de 250 psig (11.38 bar), parte del oxígeno del agua a la vez que eleva su temperatura de 20-25°C (293-298K) a 100-110°C (373-383K). Esta parte del sistema fue nuevamente analizada mediante un Diagrama de Grassman, en el cual, se pueden observar lo anteriormente mencionado más a detalle y con la interconexión existente de las corrientes de exergía y materia (Figura 6.11). El resto del sistema fue analizado, y puesto que los demás equipos de la planta dependen del equipo anterior, así como por su rango de temperaturas de operación nos pareció el más adecuado e idóneo para analizar la implementación dentro del sistema de una bomba de calor, la cual tendrá como función elevar la temperatura del agua desmineralizada disminuyendo el consumo de vapor de 250 psig (11.38 bar) lográndose una disminución en la producción de vapor y del uso de combustible en la planta de calderas de fuerza.

El modelo utilizado se obtuvo de Best, Rivera y col., (1997) para un transformador de calor de doble absorción utilizando una mezcla de fluidos agua-carrol utilizando el calor residual proveniente de los evaporadores (evaporados) a una temperatura de 70-80°C (343-353K) siendo la temperatura del agua alimentada de 20-25°C con una temperatura de salida del absorbedor de 90-120°C (363-393K) con una eficiencia del economizador de un 90% (Figura 6.12 y 6.15). Utilizando los datos anteriores, nuevamente se realiza el análisis de exergía, termoeconómico y exergoeconómico del sistema utilizando los planteamientos y fórmulas descritas en los capítulos anteriores, considerando la elevación de la temperatura del agua entrante al deaerador, debido al uso del transformador de calor anteriormente mencionado, con una disminución el uso del combustible en un 20% tanto para el gas natural como para el combustóleo, sin embargo, a pesar de que la irreversibilidad del deaerador aumentó, la del sistema disminuye, aumentando la eficiencia del sistema global (Figura 6.13), es decir, los sistemas tienden a un equilibrio y se debe elegir entre aumentar la irreversibilidad en puntos claves de forma tal que a pesar de que su irreversibilidad aumente, ocasionan el incremento de la eficiencia y disminución de irreversibilidad en el

resto del sistema o en los equipos que tienen la mayor carga dentro del mismo (Figura 6.14). En la Figura 6.15 se observa el acoplamiento del transformador de calor al sistema de Generación de Vapor de una forma más clara y esquemática.

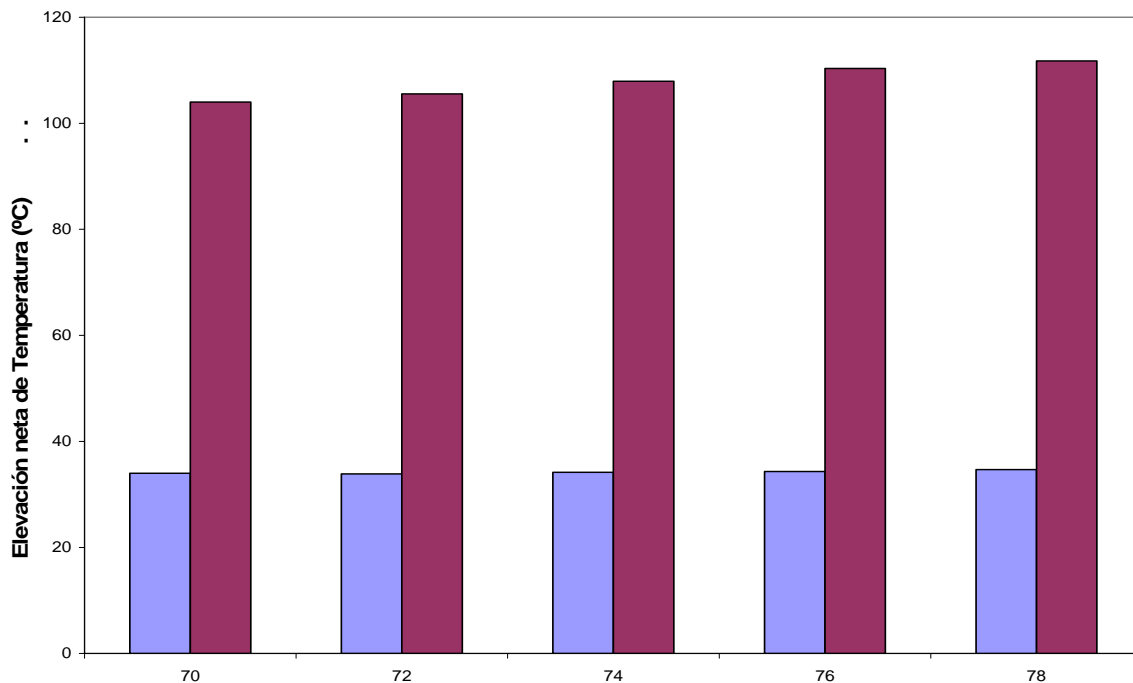


Figura 6.12 Elevación neta de temperatura para el transformador de calor operando con la mezcla agua/carrol en el rango de temperatura de 70-80°C.

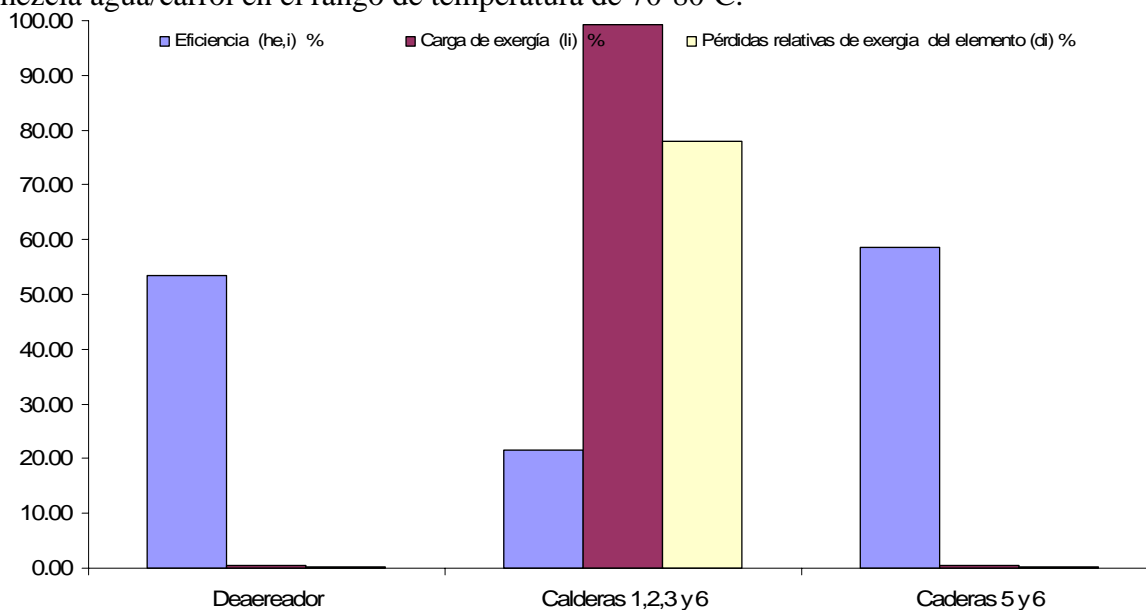


Figura 6.13 Cambios de eficiencia, carga y pérdidas de exergía en la Planta de fuerza y Deaerador- Condiciones finales

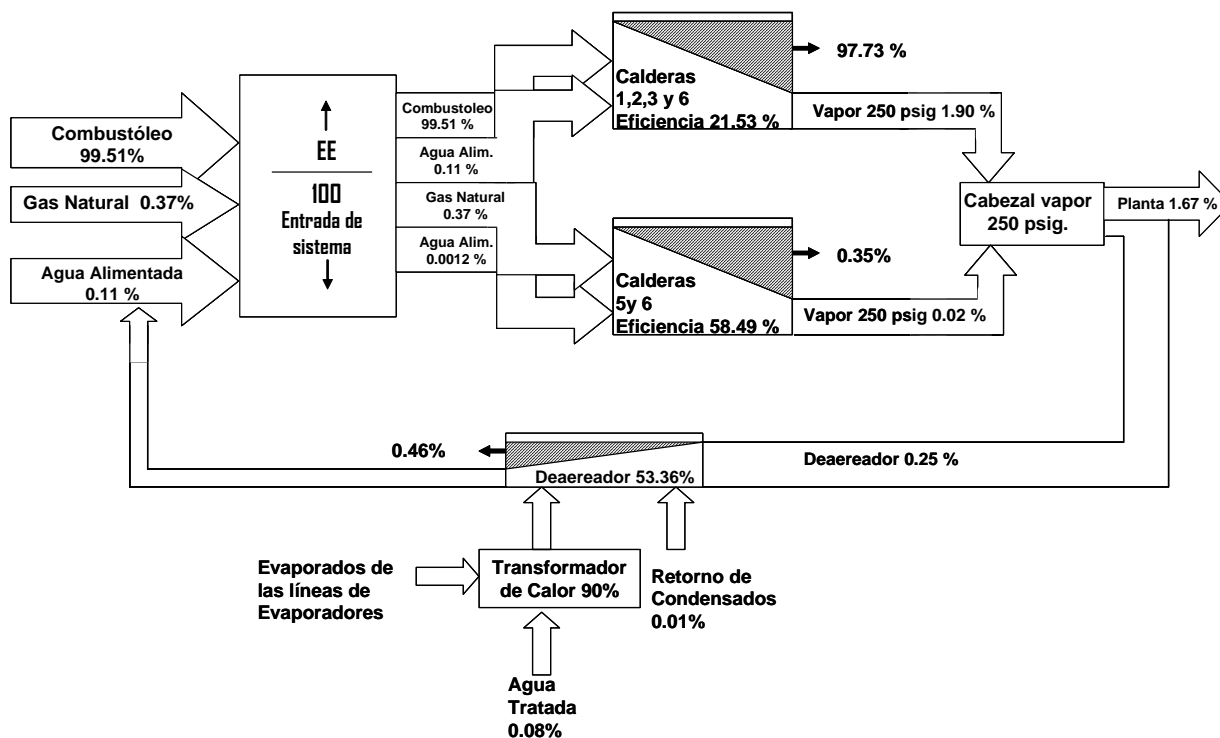


Figura 6.14 Diagrama de Grassman de la Planta de fuerza y Deaerador - Condiciones finales

Tabla 6.8 Resultados del análisis Exergoeconómico

Condiciones	iniciales	finales
Flujos	Costos \$/Kg	Costos \$/Kg
Vapor de 250 psig	202.20	178.68
Agua de alimentación	7.31	9.97
Retorno de condensados	91.68	55.63
Irreversibilidades	3.05	0.60

Los resultados del análisis Exergoeconómico (Tabla 6.8) indican que existe un importante ahorro en los costos de las irreversibilidades del sistema, pero sobre todo una disminución de los costos del retorno de condensados ya que como se indicaba anteriormente dentro de la planta existe un grave problema con el sobrecalentamiento de los condensados, con este escenario, se disminuye considerablemente lo anteriormente planteado, existiendo fugas de vapor que inevitablemente desfogon en los condensados, por lo que se recomienda ahora un estudio del estado físico de las tuberías y operación del sistema.

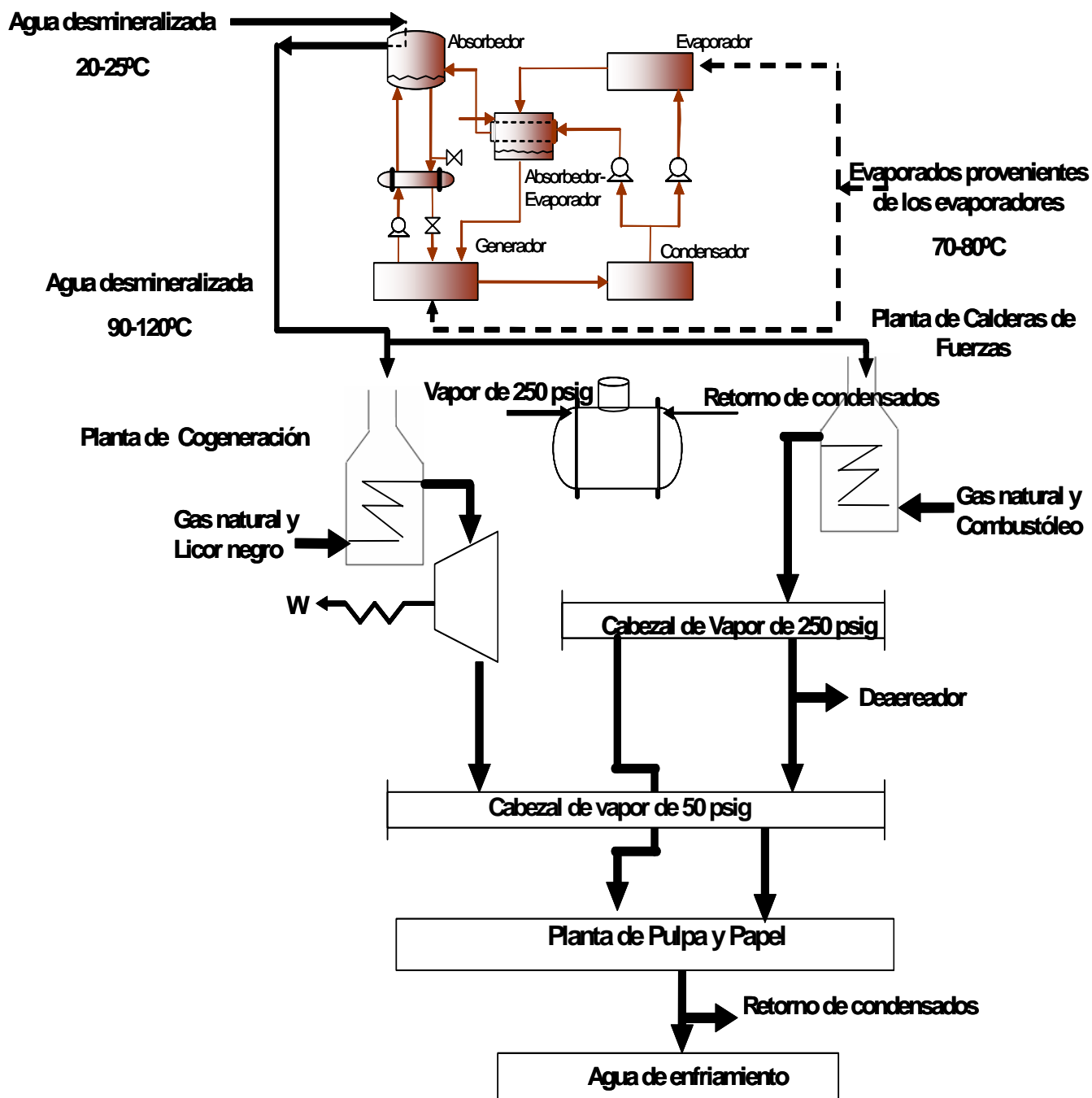


Figura 6.15 Figura que muestra el acoplamiento del transformador de calor en el sistema de generación de vapor

En la ingeniería de procesos industriales, la capacidad de encontrar el diseño óptimo para componentes individuales no implica que se obtengan ciclos o sistemas óptimos con su integración. Por lo que aplicando las formulas descritas en este capítulo, para la variación de la carga de elementos de un sistema con un solo producto, en este caso es la planta de fuerza, y el producto es el vapor que generan, obteniendo una curva de operación que relaciona la carga de diseño (óptima) de 2500 Ton/hr con la de operación, existiendo un punto óptimo en una eficiencia de 89% con respecto a una relación de 1 (ver fig. 6.15). Este estudio constituye una de las partes finales de esta investigación ya que habiendo analizado y optimizado parte del sistema de generación de vapor como lo es la caldera de recuperación, se considera que para exista una adecuada operación se debe considerar al sistema en general y no solo una parte del mismo, esperando que estos resultados obtenidos constituyan parte de la operación diaria de la planta de pulpa y papel y no solo de la planta de cogeneración.

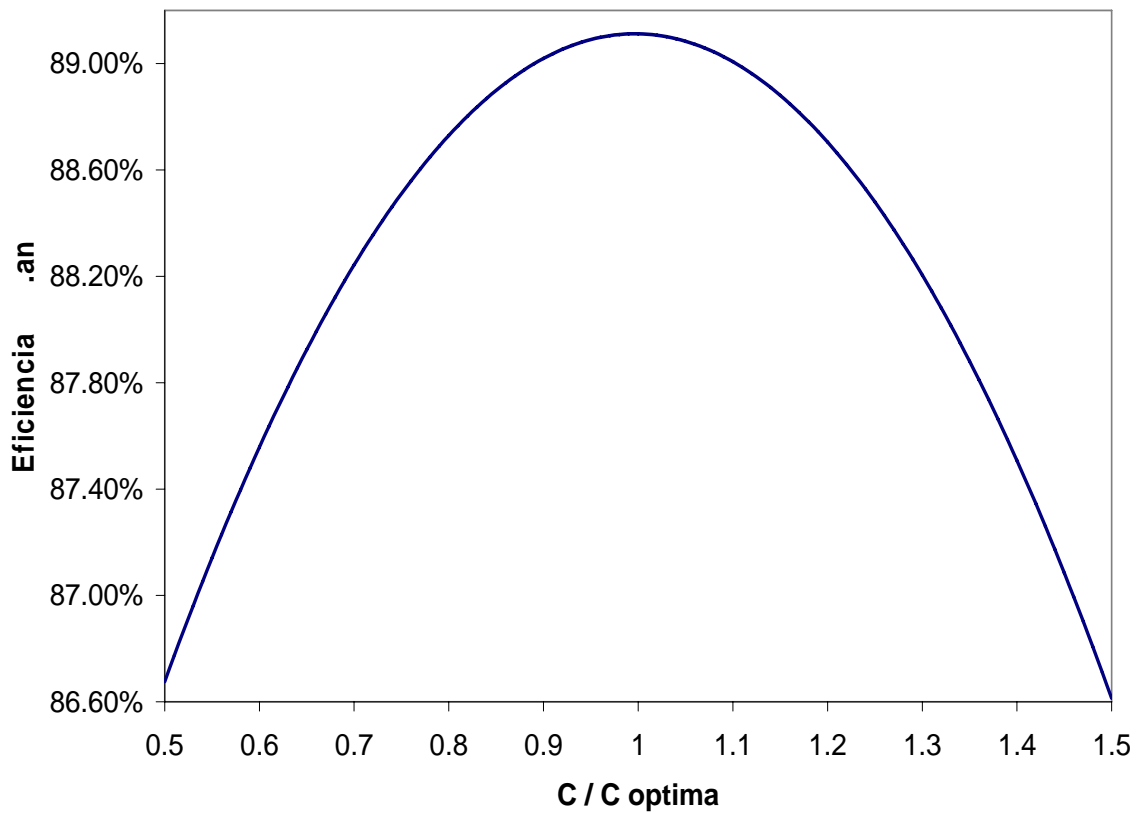


Figura 6.16 Eficiencia Global de la Planta de las Calderas de Fuerza

En la industria un gran número de elementos son considerados cuando se determina la viabilidad económica de cualquier proyecto, sin embargo, un gran número de elementos y escenarios son considerados cuando se determina la viabilidad económica de cualquier proyecto, por lo que un conocimiento detallado es requerido de la termodinámica del proceso y de las prácticas de ingeniería involucradas.

Siendo el uso de una bomba otro de los escenarios obtenidos, por último se plantea la posibilidad de implementar el uso de la nueva línea de evaporadores anteriormente diseñada en conjunto con las optimizaciones de la caldera de recuperación, cuyos resultados arrojan un ahorro de \$524,800.00 dólares anuales con respecto a la operación actual (Figura 6.16).

6.9 Conclusiones y recomendaciones

En el caso del transformador de calor, el énfasis es demostrar la cantidad de energía ahorrada que es derivada por el uso de éste, se debe analizar y comparar con los sistemas y escenarios alternativos no solo desde el punto del económico ni energético, sino también desde el punto de vista exergético, ya que dentro de los ahorros económicos y energéticos se debe de estimar la cantidad de la calidad del combustible que esta siendo consumido, es decir, considerar y mostrar el retorno de energía primaria con respecto al resto de la energía secundaria y comparar las diferentes eficiencias de las alternativas utilizando la termoeconomía y exergoeconomía se puede lograr un balance entre el estudio termodinámico y económico.

Es por lo anteriormente expuesto que en este capítulo, se analizó la implementación de un transformador de calor desde dos puntos de vista aparentemente diferentes, pero a la vez complementarios en un análisis del uso de la energía, como lo son el método Pinch y el análisis de exergía y termoeconomía y exergoeconomía. La implementación del escenario a utilizar dentro de la planta de pulpa y papel, obedece a las necesidades que el equipo técnico y administrativo consideren pertinentes, por nuestra parte hemos cumplido con los objetivos planteados completando con este análisis el estudio.

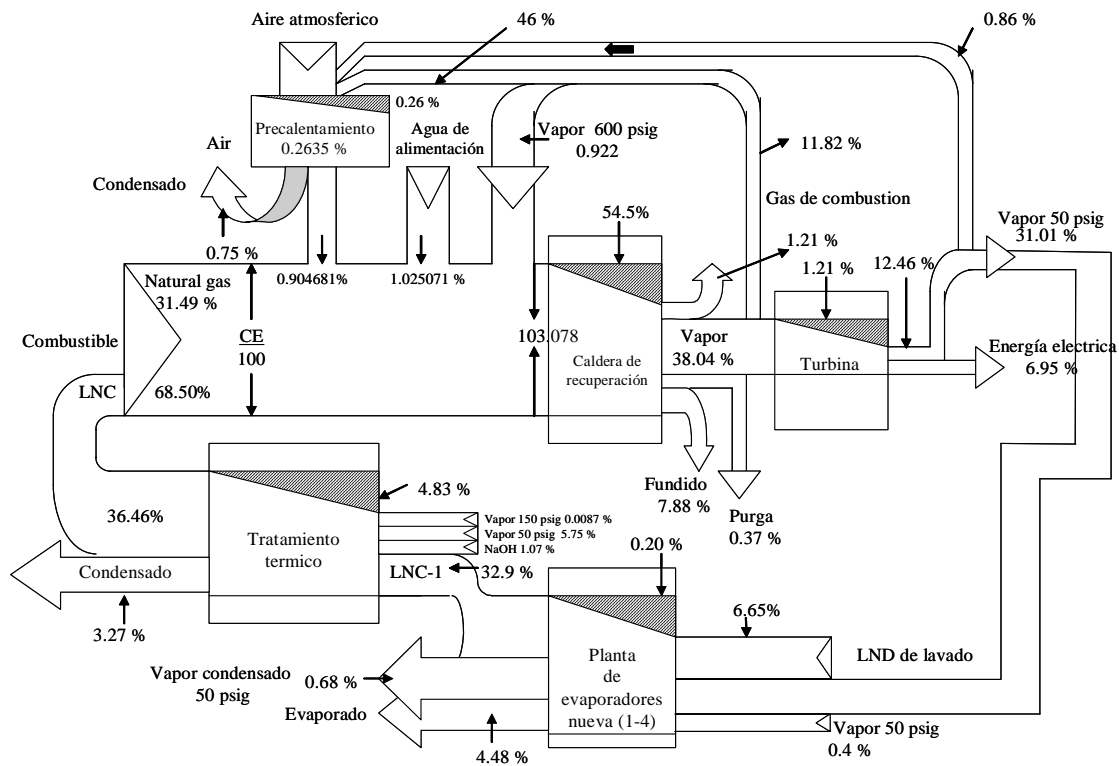


Figura 6.17 Diagrama de Grassman con la nueva línea de evaporadores y modificaciones en la caldera de recuperación

6.10 Referencias Bibliográficas

- Bealing C. y Hutton D., (2002). Optimal Hydrogen output. *Hydrocarbon Engineering*. March: 25-28.
- Best R., Rivera W., y col., (1997). Modelling of Single-Stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/carrol mixture. *Applied Thermal engineering*. Vol. 17. No.11:71111-1122.
- El-Sayed, Y.M. (2003) *The Thermoconomics of Energy Conversions*. Hungary, Elsevier.
- Pacheco M. y col., (2005). PMSA feels the positive pinch. *Energy and Power*. February:33-37.
- Ricci G. y Bealing C. (2003). Using an integrated approach conserves energy and hydrogen. *Hydrocarbon Processing*. December:76-81.
- Rivera W., Cerezo J., y col., (2003). Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane. *International Journal of Energy Research*. Vol 27:1279-1292.

Apéndice A

Datos de Operación

A.1 Introducción

Antes de realizar el análisis y simulación de un proceso químico es necesario recopilar información acerca de los parámetros de operación del sistema de estudio, con el propósito de establecer los datos necesarios para poder desarrollar los balances de materia, energía y exergía, por lo que, en este apéndice se presentan los datos de operación de los equipos analizados.

A.2 Evaporadores

A.2.1 Línea No. 1

Tabla A.1. Datos de Operación de la Línea de Evaporadores No. 1

Corriente	VARIABLES	Valor	Unidades	Simbología
Línea 1-Quintuple efecto-Contracorriente				
Licor negro diluido (Fe) procedente del lavado	Flujo Másico	844.21	ton/día	Fe
	Concentración de sólidos	9.50%		Xef
	Temperatura	79.00	°C	Tef
	Densidad	1.02	Kg/lt	De
Vapor de 50 psig (We)	Presión	50.00	psig	Pwe
Licor negro semi concentrado (Se) saliente	Concentración	22.60%		Xes5
Efecto 1	Presión de la cámara	34.60	psig	Pc1
	Presión del intercambiador	57.10	psig	Pi1
Efecto 2	Presión de la cámara	18.10	psig	Pc2
	Presión del intercambiador	31.60	psig	Pi2
Efecto 3	Presión de la cámara	19.40	psig	Pc3
	Presión del intercambiador	32.60	psig	Pi3
Efecto 4	Presión de la cámara	7.64	psig	Pc4
	Presión del intercambiador	9.06	psig	Pi4
Efecto 5	Presión de la cámara	2.78	psig	Pc5
	Presión del intercambiador	7.20	psig	Pi4
Separador del evaporado Ee1	Presión	25.00	psig	PE1
Separador de la solución Se1	Presión	40.00	psig	PS1
Separador del condensado Ce1	Presión	30.00	psig	PC1
Presión atmosférica		12.60	psia	Patm

A.2.2 Línea No. 2

Tabla A.2. Datos de Operación de la Línea de Evaporadores No. 2

Corriente	VARIABLES	Valor	Unidades	Simbología
Línea 2-Alimentación Mixta				
Flujo Másico de la alimentación (F)	Flujo Másico	1530.00	lt/min	F
Concentración de la alimentación	Concentración de sólidos	8.40	%	Xf
Temperatura de la alimentación	Temperatura	79.00	°C	Tf
Concentración de la solución final	Concentración de sólidos	25.50	%	Xs4
Presión del vapor de alimentación	Presión	3.45	bar	Pf
Temperatura del vapor de alimentación	Temperatura	147.60	°C	Tw
Temperatura de la cámara del efecto 1	Temperatura de la cámara	125.08	°C	Ts1
Temperatura de la cámara del efecto 2	Temperatura de la cámara	117.10	°C	Ts2
Temperatura de la cámara del efecto 3	Temperatura de la cámara	109.43	°C	Ts3
Temperatura de la cámara del efecto 4	Temperatura de la cámara	107.18	°C	Ts4
Presión de la cámara del efecto 1	Presión de la cámara	1.32	bar	Pc1
Presión de la cámara del efecto 2	Presión de la cámara	0.80	bar	Pc2
Presión de la cámara del efecto 3	Presión de la cámara	0.39	bar	Pc3
Presión de la cámara del efecto 4	Presión de la cámara	0.28	bar	Pc4
Densidad del Licor Negro:	Densidad	1.02	Kg/lt	D
Presión del intercambiador del efecto 1	Presión del intercambiador	3.94	bar	Pi1
Presión del intercambiador del efecto 2	Presión del intercambiador	2.82	bar	Pi2
Presión del intercambiador del efecto 3	Presión del intercambiador	1.71	bar	Pi3
Presión del intercambiador del efecto 4	Presión del intercambiador	0.60	bar	Pi4

A.2.3 Línea No. 3

Tabla A.3. Datos de Operación de la Línea de Evaporadores No. 3

Corriente	VARIABLES	Valor	Unidades	Simbología
Línea 3- Cuatro efectos- Alimentación en Paralelo				
Licor negro diluido (F) procedente del lavado	Flujo volumétrico	1930.00	lt/min	FV
	Flujo Másico	1968.60	Kg/min	F
	Concentración de sólidos	9.80%		Xf
	Temperatura	80.70	°C	Tf
	Densidad	1.02	Kg/lt	D
	Capacidad Calorífica a p. cte	3.81	KJ/Kg°C	Cp
Licor negro concentrado saliente (S4)	Concentración	24.00%		XS4
Vapor de 50 psig (W)	Flujo Másico	286.67	Kg/min	F
	Presión	50.00	psig	PW
	Temperatura	142.50	°C	TW
Condensado del Vapor de 50 psig (W)	Temperatura	123.50	°C	Tw1
Agua de enfriamiento al condensador (AF)	Flujo volumétrico	9450.00	lt/min	AFV
	Flujo Másico	9450.00	Kg/min	F
	Temperatura de entrada	24.00	°C	TAF
	Temperatura de salida	44.00	°C	TAF´
	Densidad	1.00	Kg/lt	DAF
Efecto 1	Temperatura de la cámara	108.00	°C	T1
Efecto 2	Temperatura de la cámara	105.00	°C	T2
Efecto 3	Temperatura de la cámara	88.00	°C	T3
Efecto 4	Temperatura de la cámara	59.00	°C	T4
Evaporado del cuarto efecto saliente del condensador (E4)	Temperatura	36.00	°C	T4´
Presión atmosférica		0.87	bar	Patm

A.3 Tratamiento Térmico (LHT)

Tabla A.4. Datos de Operación del Tratamiento Térmico

Corriente	Variables	Valor	Unidades	Simbología
Licor negro proveniente de evaporadores (F):	Temperatura	50.00	°C	Tf
	Cp	3.81	KJ/kg°C	Cpf
	Densidad	1.10	Kg/lt	df
	Concentración de sólidos	24.10	%	Xf
	Concentración de agua	75.90	%	Xfa
Solución de NaOH al 50 % en peso (N):	Temperatura	30	°C	Tn
	Cp	11.44	KJ/kg°C	Cpn
	Densidad	1.518	Kg/lt	dn
	Flujo	1260.00	lt/hr	N
	Concentración de sólidos	50.00	%	Xn
Mezcla de licor negro - sosa (S1) saliente del mezclado con sosa:	Concentración de agua	50.00	%	Xna
	Temperatura	70	°C	Ts1
	Flujo	68160.00	lt/hr	S1
	Concentración de sólidos	25.30	%	Xs1
	Densidad	1.17	Kg/lt	Ds1
Mezcla de licor negro - sosa (S2) saliente del primer efecto:	Densidad	1.16	Kg/lt	Ds2
	Cp	3.61	KJ/kg°C	Cps2
	Temperatura	102.80	°C	Ts2
	Concentración	35.00%		Xs2
Agua desmineralizada entrante (L1) al condensador DI:	Flujo	1238.00	Ton/día	L1
	Temperatura	22.00	°C	TL1ent
Agua desmineralizada saliente (L1) del condensador DI:	Flujo	1238.00	Ton/día	L1
	Temperatura	85.00	°C	TL1sal
Agua de enfriamiento entrante (L2) al condensador de superficie:	Flujo	3339.00	Ton/día	L2
	Temperatura	22.00	°C	TL2ent
Agua de enfriamiento saliente (L2) del condensador de superficie:	Flujo	3339.00	Ton/día	L2
	Temperatura	65.00	°C	TL2ent
Mezcla de evaporados (E11) de los evaporados del tanque de alm y 2° efecto:	Presión	0.99	kg/cm ²	PE11
Mezcla de evaporados (E14) de los evaporados del CCD y de la 1a. División:	Presión	0.99	kg/cm ²	PE14

Corriente	Variables	Valor	Unidades	Simbología
Alimentación de Vapor(W7)al tanque de almacenamiento:	Presión	50	psig	Pw7
	Temperatura	144	°C	Tw7
Licor concentrado (S9) saliente del primer efecto:	Sólidos	65.00%		Xs9
Licor hacia el mezclador 2 (S10) saliente del tanque de almacenamiento:	Temperatura del licor	129	°C	Ts10
Evaporado del licor(E9)saliente del tanque de alm:	Presión	1.10	kg/cm ²	Pw9
Mezcla de evaporados hacia el 2o. Efecto(E10)proveniente del mezclado de los evaporados del primer efecto y del tanque flash:	Presión	1.57	bar abs.	PE10
Licor saliente del mezclador (S11) Licor negro-vapor vivo (2):	Temperatura	130	°C	Ts11
	Solidos	66.60%		Xs11
	Flujo	653.00	Ton/día	S11
	Densidad	1.20	Kg/lt	D11
Vapor de 150 psig(W8)utilizado en el mezclador licor negro - vapor vivo (2):	Presión	10.55	kg/cm ²	PW2

Corriente	Variables	Valor	Unidades	Simbología
Licor saliente del CCD (S3):	Temperatura	134	°C	Ts3
	Densidad	1.12	Kg/lt	Ds3
	Cp	3.74	KJ/kg°C	Cps3
Evaporado del tanque flash (E3):	Presión	2.18	kg/cm ²	PE3
Evaporado del CCD (E2):	Presión	2.17	kg/cm ²	PE2
Licor saliente del mezclador (S4) vapor vivo-licor negro (1):	Temperatura	175	°C	Ts4
	Densidad	1.10	Kg/lt	Ds4
	Cp	3.81	KJ/kg°C	Cps4
Vapor de 250 psig (W2) utilizado en el mezclador licor negro - vapor (1):	Presión	17.58	kg/cm ²	PW2
Licor saliente del reactor (S5):	Temperatura	175	°C	Ts5
	Presión	9.60	kg/cm ²	PS5
Licor saliente del flash (S6):	Temperatura	138	°C	Ts6
	Cp	3.71	KJ/kg°C	Cps6
	Concentración	33.00%		Xs6
Vapor saliente del flash (E3):	Presión	2.18	kg/cm ²	PE3
Alimentación de Vapor (W3) al primer efecto:	Flujo másico	17.2	ton/hr	W3
	Presión	50	psig	Pw3
	Temperatura	144	°C	Tw3
Alimentación de licor (S6) al primer efecto:	Temperatura	145	°C	Ts6
	Densidad	1.13	Kg/lt	Ds6
Licor concentrado (S9) saliente del primer efecto:	Temperatura	130	°C	Ts9
Sección de descarga del licor concentrado (A)-Flujo de salida (S9):	Temperatura del licor	130	°C	Ts9
	Incremento del punto de eb.	16	°C	Bpr9
	Concentración de sólidos	65.00	%	Xs9
Sección Intermedia (B) - Flujo de salida (S8):	Temperatura del licor	121	°C	Ts8
	Incremento del punto de eb.	14	°C	Bpr8
	Densidad	1.17	Kg/lt	Ds8
	Concentración de sólidos	45.00	%	Xs8
Sección de alimentación © - Flujo de salida (S7):	Temperatura del licor	118	°C	Ts7
	Incremento del punto de eb.	12	°C	Bpr7
	Densidad	1.15	Kg/lt	Ds7
	Concentración de sólidos	35.00	%	Xs7

Tabla A.5 Condiciones de operación del LHT

Equipo	Variables	Valor	Unidades	Simbología
Segundo Efecto:	Presión absoluta en el domo	-0.28	kg/cm ²	Pd
Primer Efecto secciones intermedias:				
Sección de descarga del licor concentrado:	Presión del vapor alimentado	2.5	kg/cm ²	PwA
Sección Intermedia:	Presión del vapor alimentado	2.2	kg/cm ²	PwB
Sección de alimentación:	Presión del vapor alimentado	1.8	kg/cm ²	PwC
Domo del primer efecto:	Presión en el domo	0.31	kg/cm ²	Pdomo
Tanque de condensados de vapor vivo (tc):	Volumen total	0.70	m ³	Vtc
	Temperatura de operación	113.00	°C	Ttc
	Presión de operación	0.00	kg/cm ²	Ptc

A.4 Caldera de Recuperación (RB-2)

Tabla A.6. Datos de Operación de la RB-2

Corriente	Variables	Valor	Unidades	Simbología	
Licor negro proveniente del LHT:	Poder calorifico	13258.00	KJ/kg	Pc1	
	Flujo	314.43	lt/min		
		376.12	ton/día	F1	
	Densidad	1.30	Kg/lt	D1	
	Temperatura	128.80	°C	T1	
	Porciento de solidos	63.90%		Psol	
Gas Natural	Porciento de Agua	36.10%		Pagua	
	Poder calorifico	35755.27	KJ/m3/std	Pc2	
		2163336977.1	KJ/día		
Aire para Combustión	Flujo	60504.00	m3 std/día	F2	
		36.79	Ton/día		
	Densidad	0.61	Kg/m3	D2	
	Presión atmosférica	651.6	mmHg		
	Temperatura atmosférica	25	°C		
	humedad relativa	70.00%			
	<i>Nivel Primario</i>	Temperatura	206.2	°C	
		Presión	0.0095	bars	
	<i>Nivel Secundario</i>	Flujo total de aire humedo	1206.72	Ton/día	Fprim
		Temperatura	120.56	°C	
	Presión	0.0146	bars		
<i>Nivel Terciario</i>	Flujo total de aire humedo	1094.4	Ton/día	Fsec	
	Temperatura	25	°C		
	Presión	0.0232	bars		
Gases de Combustión	Flujo total de aire humedo	15.84	Ton/día	Fter	
	Temperatura	350	°C	Tg	
	Presión	0.0008	bar		
	<i>Análisis en base seca</i>	CO ₂	7.70%	XCO2	
		O ₂	7.30%	XO2	
Cámara de combustión	CO	0.23%		XCO	
	Presión en el horno	0.89	bar	P4	
	Temperatura de fusión	1100.00	°C	T4	
Agua desmineralizada	Flujo	2124.96	ton/día	F3	
	Temperatura	118.60	°C	T3	
	Presion	46.14	bar	P3	
Vapor recalentado a	Presión	600.00	psig		
	Temperatura	379.24	°C		
	Flujo	2011.2	ton/día		

Apéndice B

Balances de Materia y Energía de la Caldera de Recuperación y el Tratamiento Térmico

B.1 Introducción

El análisis y simulación de un proceso químico es usado para interpretar diagramas de flujo, localizar malos funcionamientos y predecir el comportamiento de un sistema. El corazón del análisis es el modelo matemático, una colección de ecuaciones que relacionan las variables del proceso, tales como temperaturas de las corrientes, presión, flujo másico y composición, entre otras, conocidas como balances de materia y energía. Las propiedades físicas y termodinámicas difieren, pero no así las ecuaciones, por lo que es posible desarrollar uno o más algoritmos de resolución de las ecuaciones, para cada unidad de proceso con el propósito de resolverlas.

Los procesos de pulpa y papel como todos los demás tienen particularidades en el planteamiento de las ecuaciones de los balances de materia y energía, por lo que en este apéndice se presentan los aspectos esenciales en el desarrollo de los balances en la caldera de recuperación y tratamiento térmico.

B.2 Balances de materia y energía

B.2.1 Balance de materia y energía de la caldera de recuperación (RB-2)

Los balances de materia y energía de una caldera de recuperación son bastante complejos debido a las múltiples corrientes de entrada y salida, las conversiones químicas que ocurren dentro de estas unidades, y la inconsistencia en los métodos de medición y reporte de varios parámetros. La selección del sistema y de los límites del mismo en los balances de materia y energía son importantes y el método a seguir en los cálculos y consideraciones que se describen posteriormente es el método corto de TAPPI(TAPPI, 1979), el cuál, a pesar del tiempo, es por excelencia, el único que ha demostrado ser de utilidad y de resultados más cercanos a la realidad. Sin embargo, algunos de los cálculos de los flujos menores serán

directamente evaluados haciendo uso de ciertos resultados y consideraciones que se mencionan en párrafos posteriores. El sistema es la caldera de recuperación y dentro de los límites se encuentran el economizador, el tanque de mezclado y adición de sosa al 50%, el calentador de contacto directo, el turbogenerador y el gas de entrada y salida del precipitador electrostático. No incluye la parte eléctrica del precipitador ni de los ventiladores, tampoco el tren de evaporadores. El sistema y los límites se muestran en la figura B.1 (Adams y col., 1997).

B.2.2 Balance de materia

La combustión del licor para destruir el contenido de materia orgánica y recobrar la inorgánica es el corazón de prácticamente todos los sistemas de recuperación de reactivos. En muchos aspectos, esta operación ha permanecido y se ha considerado en un arte, y hay todavía mucho acerca del proceso de combustión que se desconoce. Sin embargo, existe un creciente conocimiento de lo que ocurre en la combustión y este se traduce en mejoras en las operaciones de combustión.

El análisis de la combustión del licor negro inicia con balances básicos de calor y masa. La estequiometría de combustión (balance de masa) determina las relaciones entre el licor quemado, el aire y los productos de combustión. Estos cálculos son llevados a cabo de la misma manera que los cálculos estequiométricos para combustibles convencionales con las debidas consideraciones hechas por la naturaleza diferente del licor negro y los diferentes productos de combustión (Casey, 1990).

Estequiometría

La combustión del licor puede ser considerada como una reacción química entre los sólidos del licor y el aire para dar los productos de combustión. Los cálculos estequiométricos proporcionan las relaciones cuantitativas entre las cantidades de productos formados con las de los reactantes consumidos. La estequiometría no indica nada acerca de que productos están presentes. Estos deben ser determinados de la experiencia actual. La estequiometría está solamente relacionada con las cantidades de cada producto.

Los cálculos estequiométricos para la combustión de licores negros pueden estar basados en un análisis elemental de los sólidos del licor. Esta es una descripción cuantitativa de las cantidades relativas de cada elemento presente. Estas definen una de las principales entradas al sistema (reactantes). En un análisis elemental del licor negro se expresan los contenidos de sólidos como porcentaje de sólidos secos, este se muestra en la tabla B.1.

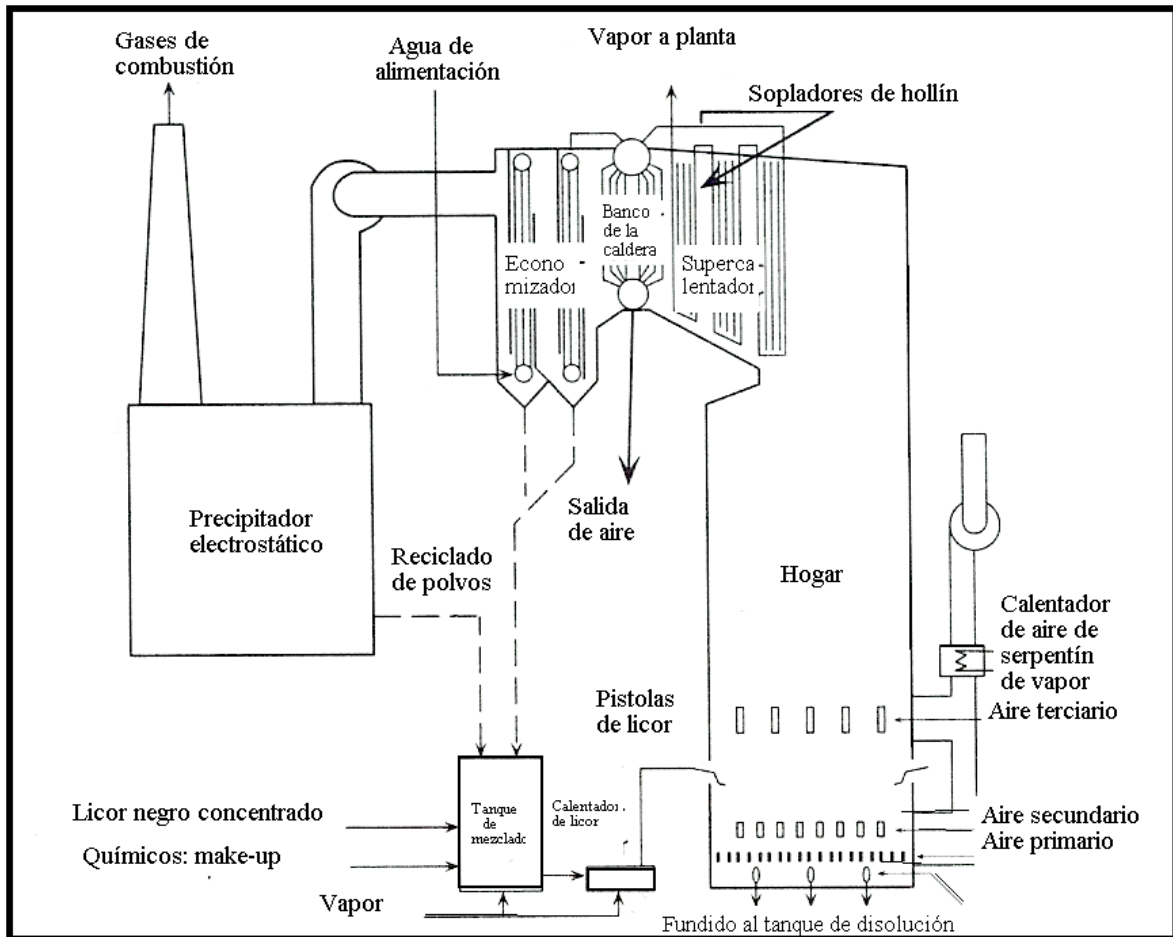


Figura B.1 Límites del balance de materia y energía de la caldera de recuperación (Adams y col., 1997)

Lo que distingue al licor negro de los combustibles ordinarios es el alto contenido de sodio y azufre. Afortunadamente el análisis del licor negro no cambia mucho y análisis frecuentes

no son generalmente requeridos. Los análisis elementales deben siempre ser reportados en base de sólidos secos.

Tabla B.1 Análisis elemental del licor negro (producto del concentrador) (KCM, 2002)

Elemento	% en peso de sólidos secos
Na	18.60
H	4.11
C	37.20
O	34.50
S	0.69
Cl	0.14
N	0.17
Inertes (Si, Al, Fe, Ca, etc)	4.59

El agua que entra al sistema de combustión con los sólidos del licor puede ser considerada como un inerte en la medida en que a los cálculos de combustión concierne. Pero debe ser incluida en el balance global debido a su impacto en la utilización de la energía en las distribuciones de temperaturas locales.

La otra principal entrada de materia es el aire (y reactante). Para un licor de un análisis elemental dado y para un conjunto dado de productos de combustión, hay una cantidad única de aire necesaria para formar estos productos. Si más aire es usado, algún O₂ sobraré. Si menor aire es usado, algunos de los productos serán de una combustión incompleta, (debido a que la combustión es una reacción de oxidación). Esta cantidad única de aire necesaria para un conjunto dado de productos puede ser definida como “el aire teórico” o “aire estequiométrico” (Grace y Malcom, 1989). Ahora consideremos los productos del hogar. Si un licor contiene los siguientes siete elementos,

Sodio	– Na
Azufre	– S
Carbono	– C
Hidrógeno	– H

Oxígeno	– O
Cloro	– Cl
Nitrógeno	– N

Y es quemado en una atmósfera oxidante, existen los siguientes productos de combustión:

Sulfato de sodio	– Na ₂ SO ₄
Carbonato de sodio	– Na ₂ CO ₃
Dióxido de carbono	– CO ₂
Agua	– H ₂ O
Cloruro de sodio	– NaCl
Dióxido de nitrógeno	– NO ₂

Además, existe una relación única entre el análisis elemental del licor y de las cantidades de cada uno de estos productos. El contenido de azufre determina la cantidad del sulfato de sodio y el sodio remanente determina la cantidad de carbonato de sodio. El carbono remanente determina el contenido del dióxido de carbono, el contenido de hidrógeno fija la cantidad de agua formada y el nitrógeno determina el dióxido de nitrógeno. El agua que entra a la caldera, como tal, con los sólidos del licor negro no está involucrado en estos cálculos. Las relaciones descritas se resumen en la Figura B.2, mostrada a continuación Houg, (1985).

Para tener un mejor entendimiento acerca de la formación del fundido y de las partículas arrastradas por los gases de combustión, hacia el precipitador electrostático, se describen a continuación las reacciones involucradas de los principales elementos del licor negro, como son sodio y azufre, las cuáles se describen en la Figura B.3. La primera reacción es la oxidación del sulfuro de hidrógeno en dióxido de azufre. Esta toma lugar en el nivel del aire terciario.

La oxidación completa depende solo de la eficiencia de mezclado del aire con los gases de combustión. Cualquier sulfuro de hidrógeno no puede ser oxidado en este punto, pero será oxidado en el flujo de gases de enfriamiento. En lugar de eso, permanecerá como parte del flujo de gas y formará el principal componente de los gases de combustión de la caldera.

El dióxido de azufre producido como resultado de la oxidación del sulfuro de hidrógeno reacciona con los compuestos de sodio en un ambiente de oxidación en la parte superior del

hogar para producir sulfato de sodio. En esta parte del hogar, el sulfato de sodio estará en el estado de fundido, pero se solidificará conforme los gases de combustión se enfríen. Después de esta reacción, la química de los gases de combustión depende de los excedentes de azufre o sodio.

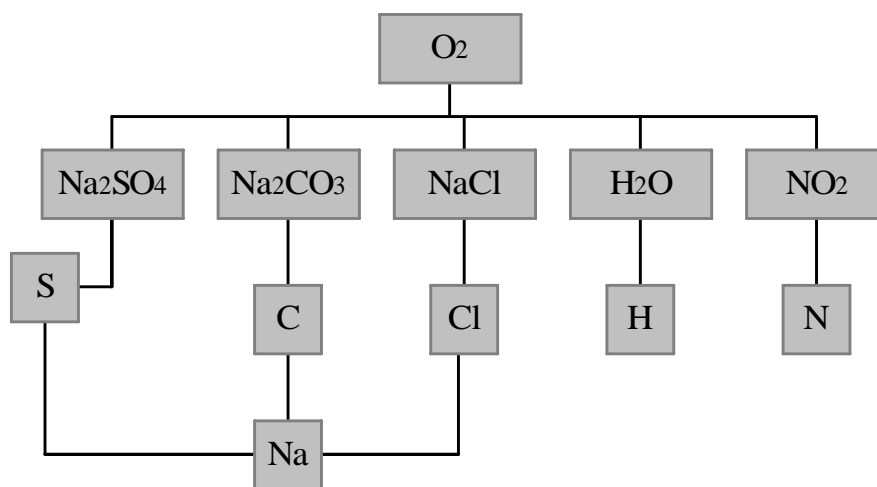


Figura B.2 Principales compuestos formados en la combustión del licor negro (Hough, 1985)

La reacción que produce sulfato de sodio consume prácticamente todo el dióxido de azufre y los excedentes de sodio reaccionan con el dióxido de carbono para formar carbonato de sodio. En este caso, la emisión de dióxido de azufre será muy poca. Y los ácidos sulfhídricos no serán producidos en este caso. Un lecho de combustión caliente asegura una alta producción de sólidos secos fundidos. Bajo estas condiciones, el contenido de dióxido de azufre en el gas de combustión será por debajo del límite de detección (< 1 ppm) y el contenido de carbonato en las partículas arrastradas en el gas se incrementan por encima de un 10% (Adams y col., 1997).

Vapor de agua en los gases de combustión

Existen diferentes fuentes de vapor de agua en los gases de combustión. La mayor fuente es el agua que hay en el licor negro y el hidrógeno en los sólidos del licor negro, pero el vapor

del sistema de sopladores puede ser una gran fuente. Esto podría afectar la composición de los gases de combustión (Hamilton y col., 1987).

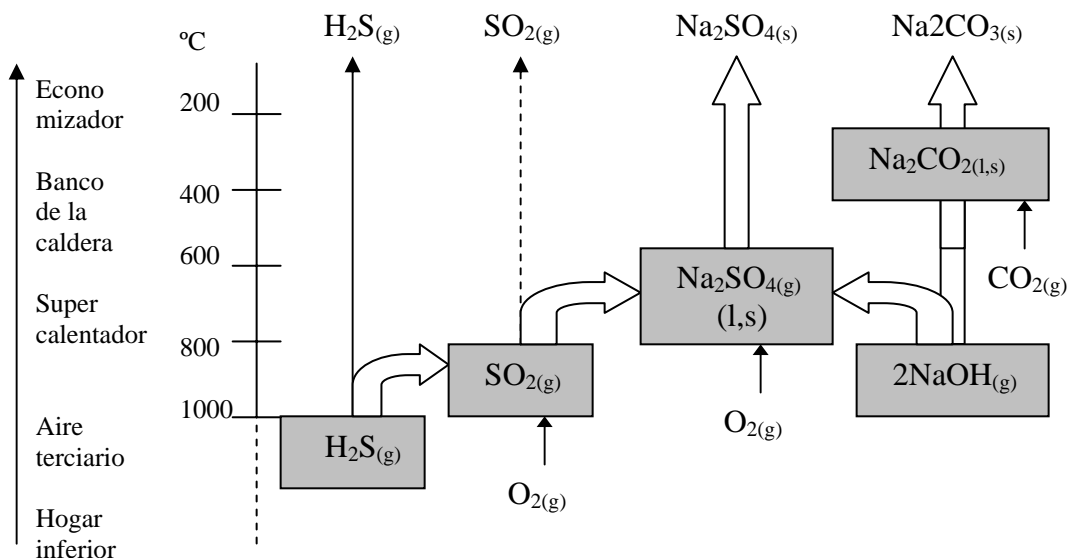


Figura B.3 Reacciones del azufre y sodio en la caldera de recuperación y el flujo de gases (Adams y col., 1997)

Composición de los gases de combustión

La composición de los gases de combustión medidos se muestra en la Tabla B.2. La cantidad de oxígeno en los gases de combustión refleja la cantidad del exceso de aire usado en la combustión. Todos los sistemas de combustión usan algún exceso de aire para evitar un mezclado incompleto y alcanzar una combustión completa. Los dos análisis básicos para la medición de oxígeno son: en base seca y en base húmeda, difieren en los valores reportados. En la medición del análisis seco, una muestra de los gases de combustión es tomada en la caldera. Esta muestra es enfriada y la mayor parte del agua es removida, así, el oxígeno en los gases secos de combustión es proporcionalmente mayor que en los gases de combustión húmedos. La medición en base húmeda del oxígeno es generalmente una medición in-situ del oxígeno en los gases de combustión (Severns y col., 1980).

Tabla B.2 Análisis en base seca de los Gases de Combustión de la RB-2 (KCM, 2002)

Gas	Por ciento
CO ₂	6.90
O ₂	9.63
CO	(564 ppm)

B.2.3 Balance de energía

Los balances de energía son usados para determinar la energía liberada por la combustión y para determinar el flujo de energía a través del sistema. Pueden usarse para determinar la eficiencia de la unidad y para establecer los lugares en donde ocurren pérdidas. Un adecuado manejo de la estequiometría de combustión es esencial para calcular los balances de energía (Severns y col., 1980).

Equilibrio térmico en el horno de recuperación

La eficiencia del horno de recuperación desde un punto de vista energético puede expresarse como la relación entre la salida de calor en forma útil (tal como vapor o energía eléctrica) y el total de las entradas de calor al horno, incluyendo el calor sensible y el poder calorífico del licor negro. La eficiencia del horno en cuanto a la recuperación del calor potencial para su nueva utilización implica consideraciones tanto químicas como de intercambio de calor. Químicamente, la combustión deberá convertir efectivamente los distintos componentes del licor gastado para lograr los productos finales deseados, Na₂S y Na₂CO₃ en el producto fundido, y CO₂, H₂O y SO₂, en el gas de escape. La formación de estos materiales se estudió desde un punto de vista termodinámico, habiéndose identificado las condiciones que favorecen su formación. El equipo para intercambio de calor, por el que pasan los gases después de la combustión, se diseña para llevar a cabo el uso más eficaz del contenido energético del gas.

La entrada de calor al horno es igual a la suma de (Babcock and Wilcox, 1981):

1. El calor sensible presente en el licor negro fuerte que sale del tanque de almacenamiento.

2. El calor agregado en el calentador del licor, que sigue al evaporador por contacto directo.
3. El valor térmico bruto de los sólidos del licor negro que va al horno.
4. El calor sensible en el aire de combustión que entra en el horno.

Parte de este calor se pierde en el sistema a consecuencia directa de:

1. El calor sensible en el gas seco de escape.
2. El calor latente y sensible en la pérdida de humedad del sistema, incluyendo el agua que originalmente se encontraba en la alimentación del licor al horno, el agua que se forma del hidrógeno de los sólidos del licor y la humedad en el aire que va al horno.
3. Calor en el producto fundido.
4. Calor de reducción de la torta de salida y del carbonato que se recupera.
5. Las pérdidas por radiación.

Si estas diversas pérdidas de calor, más una pequeña tolerancia correspondiente a otras no previsibles se deducen de la entrada de calor, las diferencias dan el calor disponible para generar vapor.

El valor térmico del licor negro tiene una función muy importante al determinar la entrada de calor al sistema de recuperación. Este valor se determina normalmente mediante medición directa con un calorímetro de bomba. Sin embargo, deberán llevarse a cabo correcciones del valor medido de esta forma, porque los productos formados en el calorímetro de bomba no son los mismos que los del horno. Para corregir el valor del calorímetro de bomba se lleva a cabo un análisis elemental del licor negro. Los calores de formación de los productos reales (o supuestos) de la combustión del horno pueden calcularse a continuación. Los calores de formación de los productos de la combustión calorimétrica pueden calcularse en forma análoga. La diferencia en la formación total de calor en los juegos de productos se denomina “calor de la corrección de reacción”, siendo éste el valor que habrá que deducir del valor obtenido en el calorímetro para corregirlo, obteniendo el de los productos reales de la combustión.

La entrada de calor en el horno procedente del licor negro depende de la cantidad de sólidos que queman, así como de su valor térmico. El peso de los sólidos producidos durante la producción de pulpa varía con el rendimiento de pulpa, la eficiencia en el lavado, y la carga

química. Puede recuperarse un calor adicional bajo la forma de agua caliente si ésta puede encontrar uso en otros departamentos de la fábrica. El calor neto disponible del sistema de recuperación, después de tener en cuenta el soplado de hollín, el calentamiento del aire, y la operación del licor negro, puede suministrar una parte considerable de las necesidades de vapor de la fábrica de pulpa. El horno de recuperación se opera a una temperatura y presión suficientemente elevadas para impulsar una turbina que genera energía eléctrica, y suministre una parte considerable de las necesidades de la fábrica (Casey, 1990).

Resultados

Los datos necesarios, recopilados para el cálculo de los balances de materia y energía, se muestran en la Tabla A.3 del apéndice A, así mismo, en la Figura B.4, se presentan en el diagrama de bloques de la Caldera de Recuperación, los resultados del balance de materia y en la Tabla B.3, de forma más detallada por compuestos y en la Tabla B.4 los del balance de energía. Cabe señalar que estos datos se refieren a las condiciones actuales de operación de la Caldera, y para la realización de los balances, se utilizaron los manuales de operación y diseño de la misma, realizando una pequeña base de datos que nos permitió analizar el sistema bajo diferentes condiciones.

B.2.4 Conclusiones

El primer paso en cualquier análisis de un sistema, implica el conocimiento y recopilación de información, los cuáles conducen a la realización de los balances de materia y energía necesarios para la realización del análisis de exergía. En base a los anteriores, se desarrolló un software que contiene las ecuaciones utilizadas en estos cálculos, que fue y es de utilidad para un mejor entendimiento por parte de los operarios del sistema, ya que no existían análisis de este tipo en la caldera, los cuáles permiten una mejor operación del sistema.

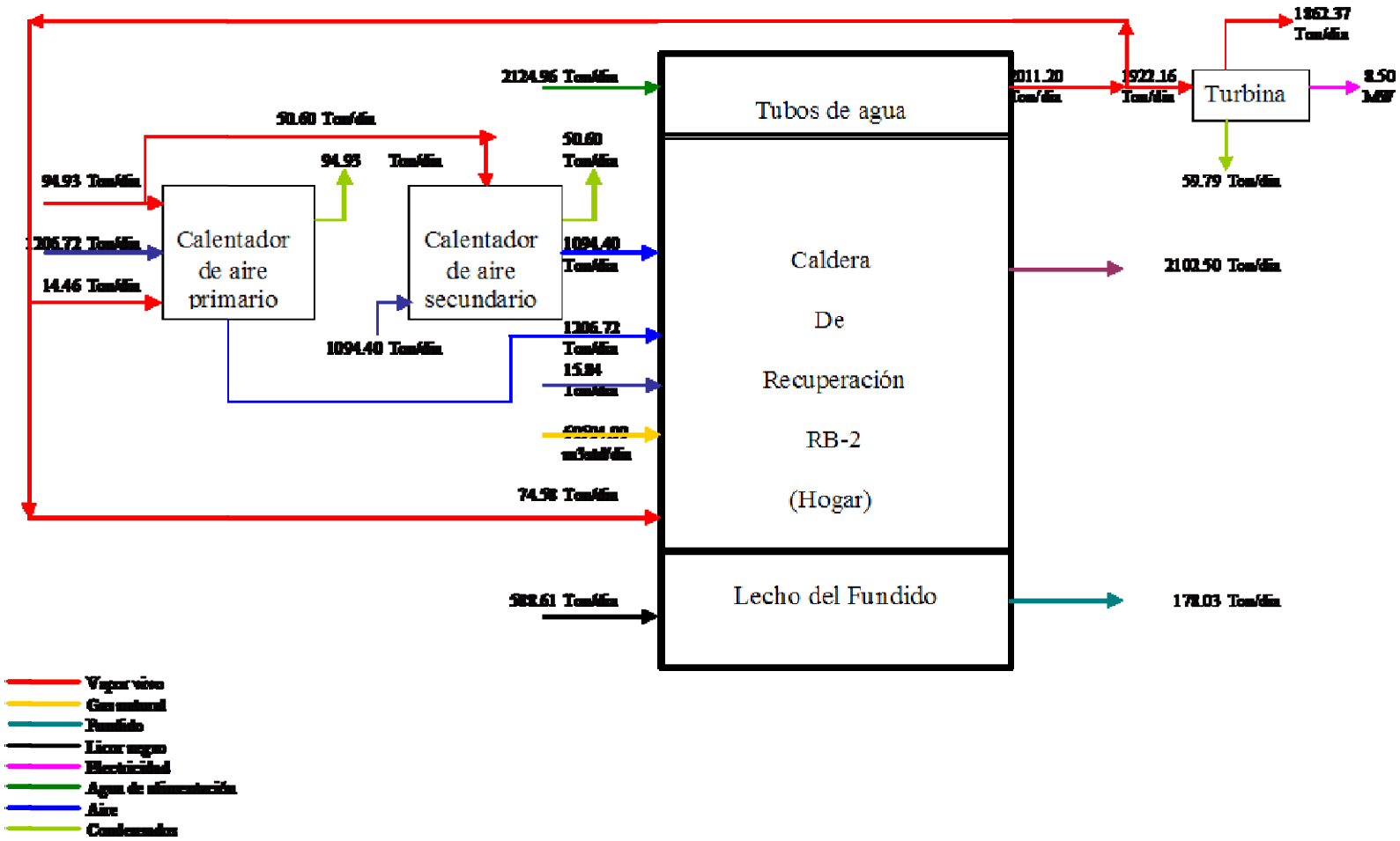


Figura B.4 Diagrama de bloques del balance de materia

Tabla B.3 Datos obtenidos por compuestos y especies químicas del balance de materia

	Base: Toneladas por día										
	Sólidos									Líquidos	Total
	Na ₂	H ₂	C	O ₂	S	Cl	K ₂	N ₂	Inertes(Si,Al,F)	H ₂ O	Ton/día
Alimentación	69.96	15.46	139.92	129.76	2.60	0.53	1.88	0.64	15.38	212.49	588.61
Pérdidas en el horno	0.07			0.08	0.05						0.20
Hacia el hogar	69.89	15.46	139.92	129.68	2.55	0.53	1.88	0.64	15.38	212.49	588.41
Gas natural		8.60	27.67	0.45				0.06			36.79
Total a quemado	69.89	24.06	167.59	130.13	2.55	0.53	1.88	0.70	15.38	212.49	625.20
Compuestos Fundido											
Na ₂ S	3.30				2.30						5.60
Na ₂ SO ₄	0.29			0.41	0.20						0.91
Na ₂ CO ₃	65.95		17.20	68.81							151.97
K ₂ S					0.04		0.09				0.12
K ₂ SO ₄				0.01	0.01		0.01				0.03
K ₂ CO ₃			0.27	1.09			1.78				3.15
NaCl	0.34					0.53					0.87
Inertes (Si,Al,Fe,Ca,etc.)									15.38		15.38
Fundido Total	69.88	0.00	17.48	70.33	2.54	0.53	1.88	0.00	15.38	0.00	178.03
Gases de combustión	0.00	24.06	150.11	59.80	0.00	0.00	0.00	0.70	0.00	212.49	447.17
Sopladores(5496H₂O)										74.58	74.58
Gases de combustión	0.00	24.06	150.11	59.80	0.00	0.00	0.00	0.70	0.00	137.91	372.59
Compuestos Gases de combustión											
CO ₂			145.81	388.84							534.65
CO			4.30	5.73							10.03
H ₂ O del H ₂ del LN y GN		24.06		192.48						137.91	354.44
N ₂								0.70			
O ₂ en el licor y gas				59.80							
O ₂ en el aire				531.24							
N ₂ en el aire								1748.68			
H ₂ O en el aire de comb										37.04	
Gases - total peso	0.00	24.06	150.11	4.00	0.00	0.00	0.00	1749.38	0.00	174.94	2102.50
Exceso de aire											3.77%

Tabla B.4 Resultados del balance de energía

A. Entradas de calor		KJ/día %	B. Salidas de calor		KJ/día %
1. Combustión del licor negro	7,803,805,804.70	65.11%	1. Reducción del sulfato de sodio y potasio	72,665,039.73	0.61%
2. Contenido de calor del licor negro	244,260,048.88	2.04%		1,328,518.38	0.01%
3. Contenido de calor del aire de combustión			2. Evaporación del agua del licor negro	559,968,538.94	4.67%
Primario	301,701,764.56	2.52%	3. Combustión del hidrógeno del LN y del gas natural	570,638,532.77	4.76%
Secundario	178,126,439.64	1.49%	4. Humedad del aire suministrado	13,221,568.63	0.11%
Terciario	1,035,907.58	0.01%	5. Gases de combustión	451,083,149.32	3.76%
4. Combustión del gas natural	2,163,336,977.09	18.05%	6. Combustión incompleta	101,319,400.65	0.85%
5. Contenido de calor del agua desmineralizada	1,057,731,989.38	8.83%	7. Calor de fusión de la masa fundida	52,076,958.30	0.43%
6. Sopladores	235,590,747.64	1.97%	8. Calor sensible de la masa fundida	356,018,166.90	2.97%
Total	11,985,589,679.47	100.0%	9. Calor absorbido por el vapor	6,352,881,191.82	53.00%
			10. Pérdidas debidas a las purgas de agua en los domos	125,406,085.17	1.05%
			11. Radiación e imponderables	239,711,793.59	2.00%
			12. Margenes de los diseñadores	179,783,845.19	1.50%
			13. Pérdidas indeterminadas	2,909,486,890.07	24.27%
Diferencia =	0.00		Total	11,985,589,679.47	100.0%

B.3 Tratamiento Térmico

Para iniciar con el desarrollo de esta sección, se caracterizó al tratamiento térmico mediante el cual se obtiene el Licor Negro Concentrado. Sin embargo para este sistema solo se conocen las variables de entrada y salida, como son el flujo de licor negro proveniente de los evaporadores (F) y el de sosa al 50% en peso (N) y la composición de ambos flujos de entrada. Y el Flujo de salida del tratamiento térmico usado en los quemadores de licor en la caldera de la planta de cogeneración (S11) y la composición del mismo. Así mismo se conocen los flujos y temperaturas del agua calentada (L1 y L2) en los condensadores por las diferentes mezclas de vapores producidos por el sistema. Para analizar este sistema se utilizó una de las técnicas de descomposición de grandes sistemas empleando matrices booleanas y de incidencia (Himmelblau y Bischoff, 1992), las obtenidas para este sistema junto con los diagramas de bloques y de nodos que representan el sistema del tratamiento térmico, se muestran en las figuras B.4 y B.5 respectivamente. A partir de los diagramas se plantean las matrices que nos conduce a descomponer el sistema a partir de los equipos de los extremos hacia el centro, como lo muestra el diagrama de flujo de información en la Figura B.6 y en la Tabla B.5, se muestran las matrices de incidencia. Siendo un punto clave el primer efecto, cuyos flujos de energía y materia se muestran en la Figura B.7. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura B.8.

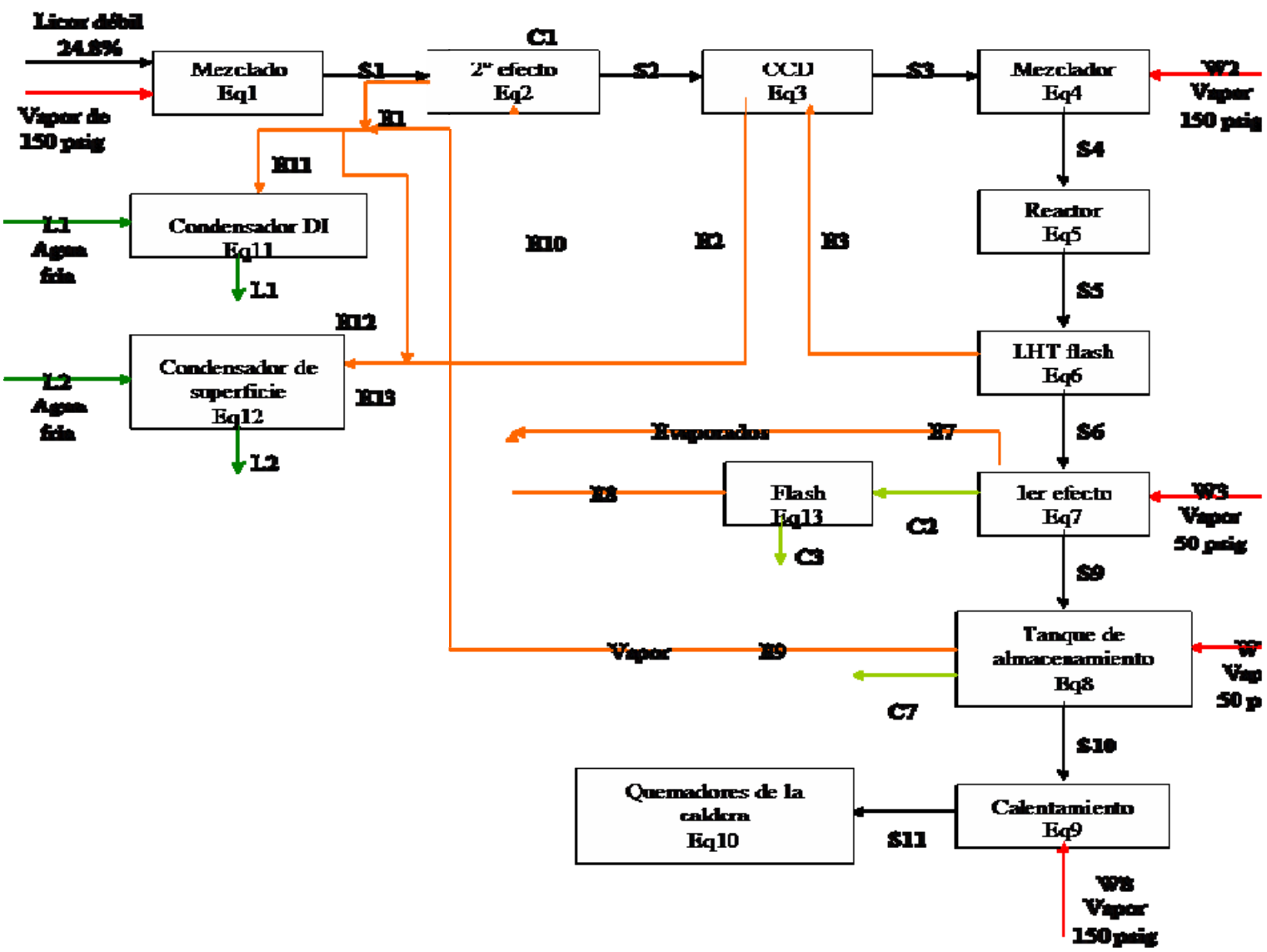


Figura B.5 Diagrama de bloques del Tratamiento Térmico (LHT).

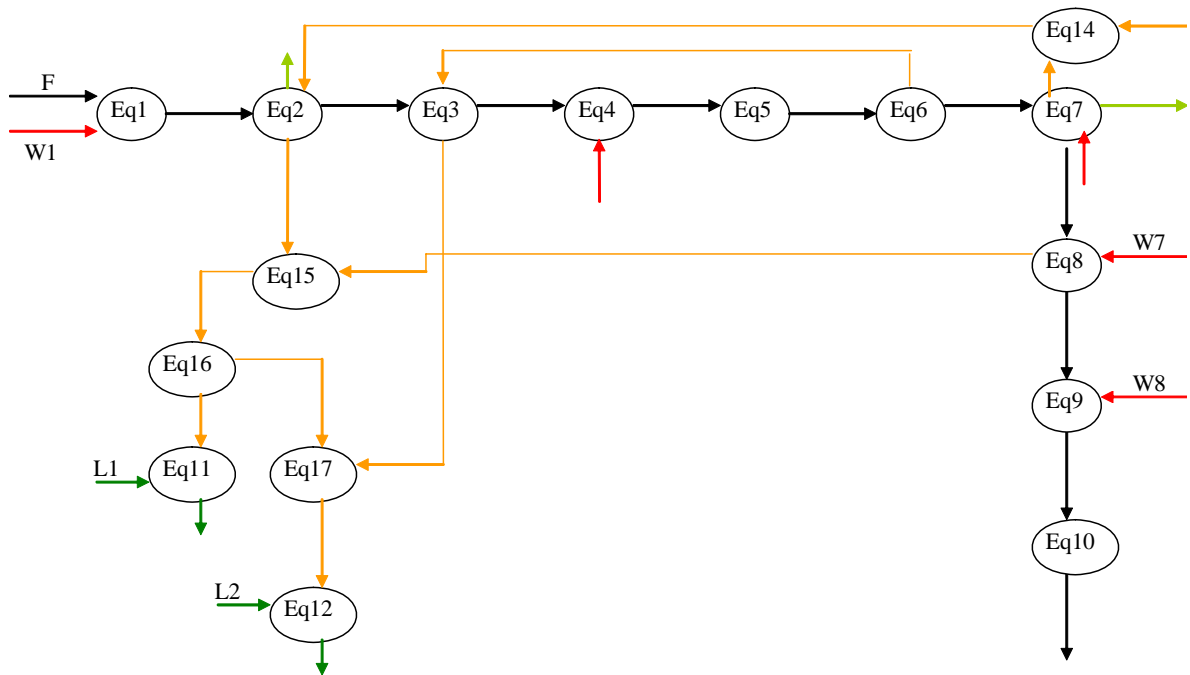


Figura B.6 Representación del LHT para la matriz booleana

Vapor de 50 psias (W3)

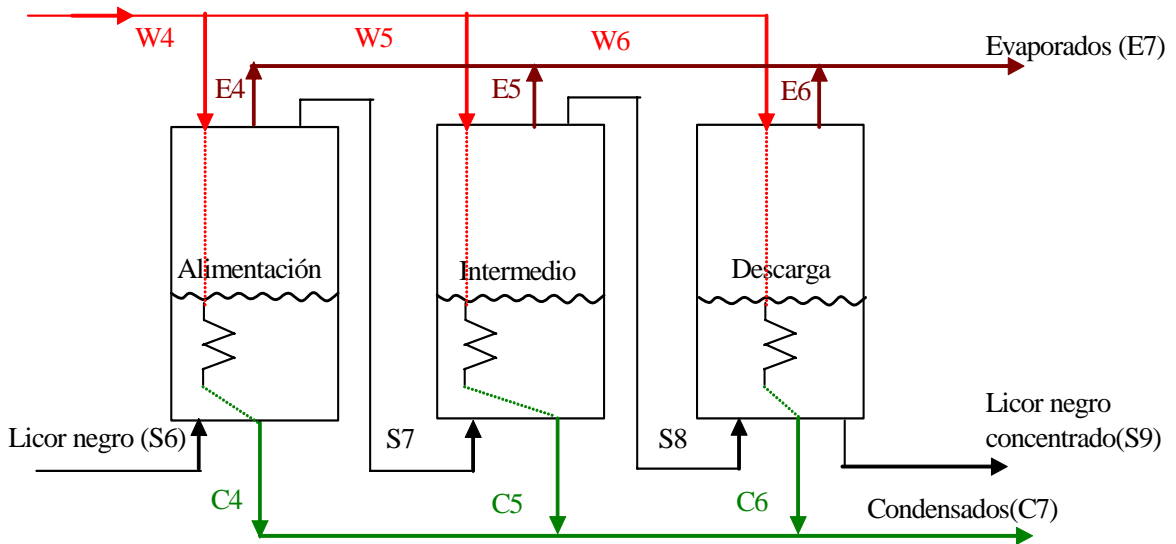


Figura B.7 Secciones del Primer Efecto

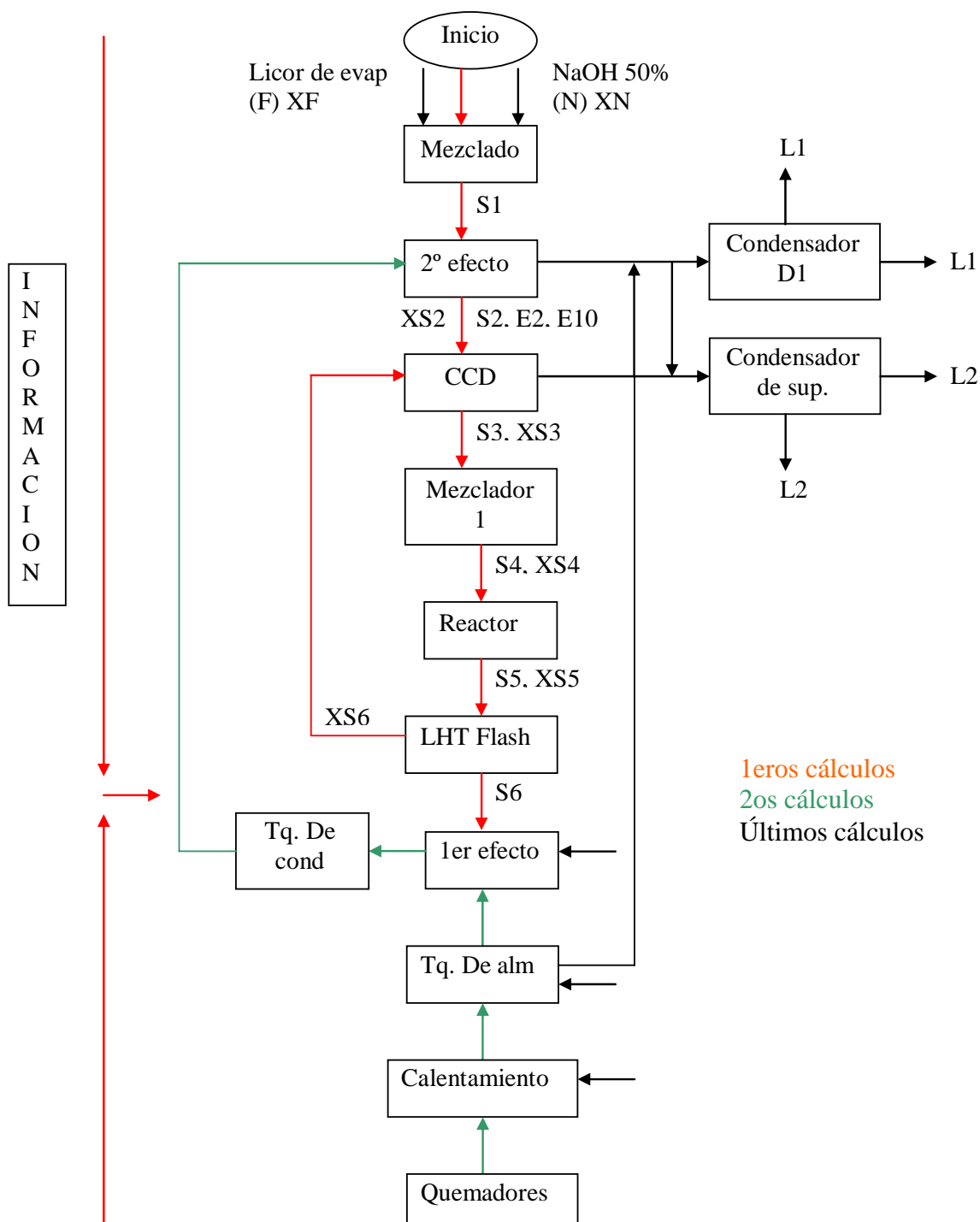


Figura B.7 Flujo de información de la descomposición del tratamiento térmico

B.3.1 Conclusiones

Los resultados obtenidos concordaron satisfactoriamente con los datos reales medidos, no existiendo diferencias entre ellos, e inclusive sirvieron de base para sugerir algunos medidores en el sistema como son refractómetros en línea para el licor en el tanque flash y en el primer efecto.

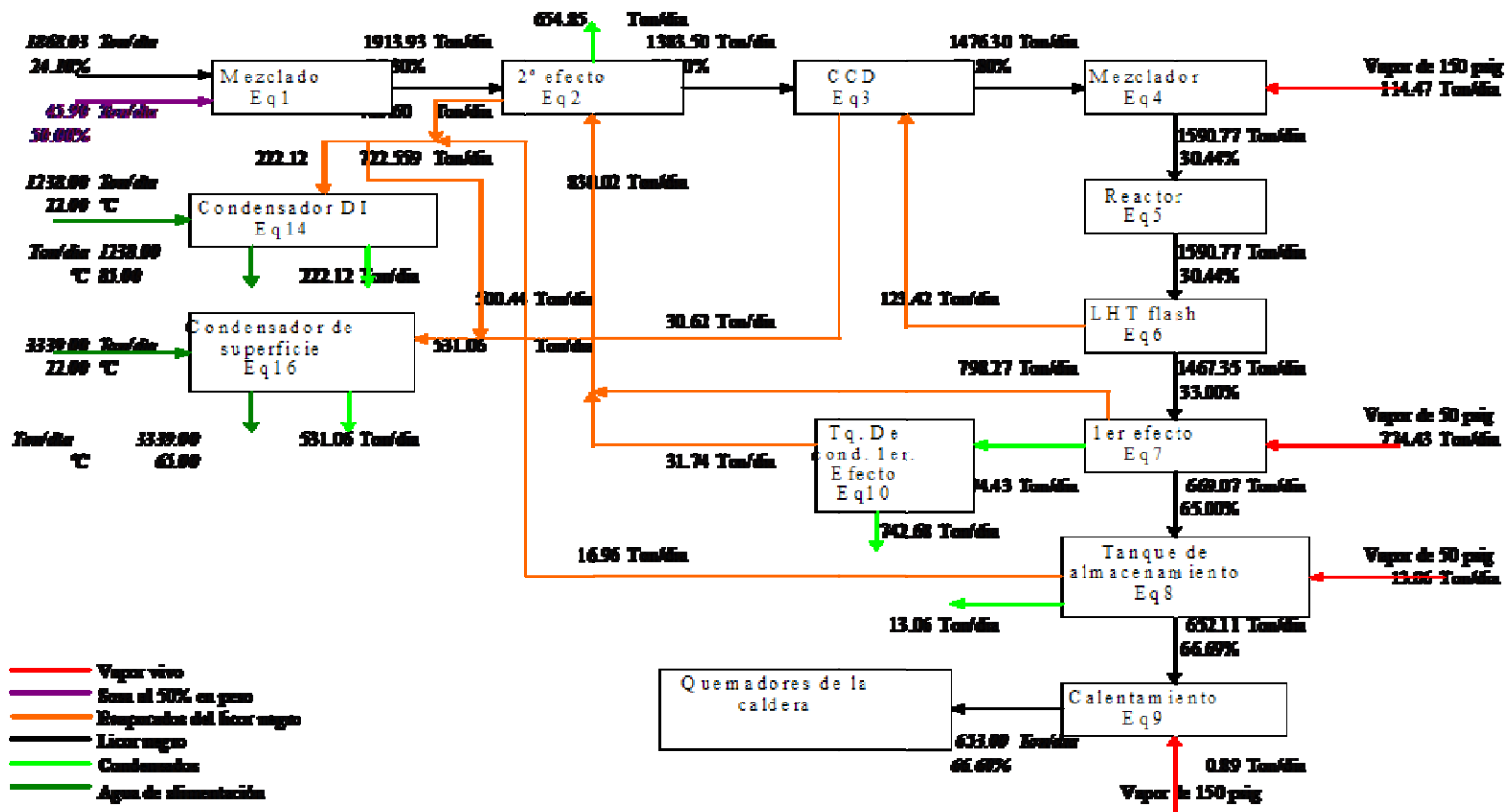


Figura B.8 Resultados del Balance de materia

B.4 Referencias Bibliográficas

- Adams T. N., Frederick W. J., Grace T. M., Hupa M., Lisa K., Jones A. K., Tran H., (1997), *Kraft Recovery Boilers*, Tappi Press, United States of America.
- Atchinson E. J., (1987), *Nonwood Plant fiber*, Pulping Progress Report No. 3.
- Babcock and Wilcox Co., (1981), *Steam its generation and use*.
- Casey, J. P., (1990), *Pulpa y Papel – Química y tecnología química*, Vol, 1, Limusa, México
- Grace M., Leopold B., y Malcom W. E., (1989), *Pulp and Paper Manufacture*, Third Edition, Vol. 5, The Joint Textbook Committee of the paper Industry, Canada.
- Houg G., (1985), *Chemical Recovery in the Alkaline Pulping Processes*, Tappi Press, United States of America.
- KCM, (2002), *Manuales de operación y diseño de la caldera de recuperación (RB-2)*.
- Servers W. H., Degler H. E. y Miles J. C.: (1980), *Energía mediante Vapor, Aire o Gas*, Reverté.
- TAPPI, (1979), *Recovery Boiler Test Procedure Short Form*, TAPPI TIS 407 22

Apéndice C

Análisis de Primera Ley

Condiciones de Operación Óptimas-Condiciónes actuales

C.1 Introducción

Para desarrollar un modelo matemático que permita lograr integración de energía y optimización matemática. Es necesario establecer y determinar las variables de decisión, así como, los parámetros óptimos de operación del sistema de estudio; determinando las condiciones necesarias, por medio de la contabilidad general de la energía de la misma, para posteriormente realizar la integración energética y optimización numérica de los diferentes subsistemas que conforman la planta y de la misma en general. Por lo que de acuerdo a lo anterior, se aplicaron métodos de optimización no lineal y analíticos, al subsistema de la turbina, de las líneas de evaporadores, y al Tratamiento térmico para determinar sus condiciones de operación actuales y se definieron los ajustes de los parámetros significativos para realizar lo anterior. El análisis de los resultados obtenidos nos ha permitido establecer e identificar algunas fallas de operación actuales, tales como una incorrecta relación aire-combustible en la operación de la caldera de recuperación, reflejada en bajas eficiencias y exceso de monóxido de carbono en los gases de combustión, así como, una incorrecta medición del flujo de vapor de 50 psig en las tres líneas de evaporadores Tales resultados forman parte del software que comprende balances de materia y energía del sistema de estudio.

C.2 Antecedentes

La Optimización Analítica No-Lineal, consiste en establecer la función objetivo en función de las variables seleccionadas, con el propósito de determinar las que tienen mayor influencia en el sistema, es decir, utilizar la siguiente ecuación (Timmerhaus y col., 2003):

$$C_t = f(x,y) \tag{C.1}$$

Donde:

C_t es la función objetivo

x,y son las variables a ser evaluadas por el modelo.

Una vez establecidas la función objetivo y las variables a ser evaluadas, se determina el modelo, el cuál puede ser de la forma:

$$C_t = ax + \underline{b} + cy + d \tag{C.2}$$

xy

y se evalúan tantas funciones objetivos como modelos son necesarios para determinar el más adecuado, como se muestra en la siguiente Figura.

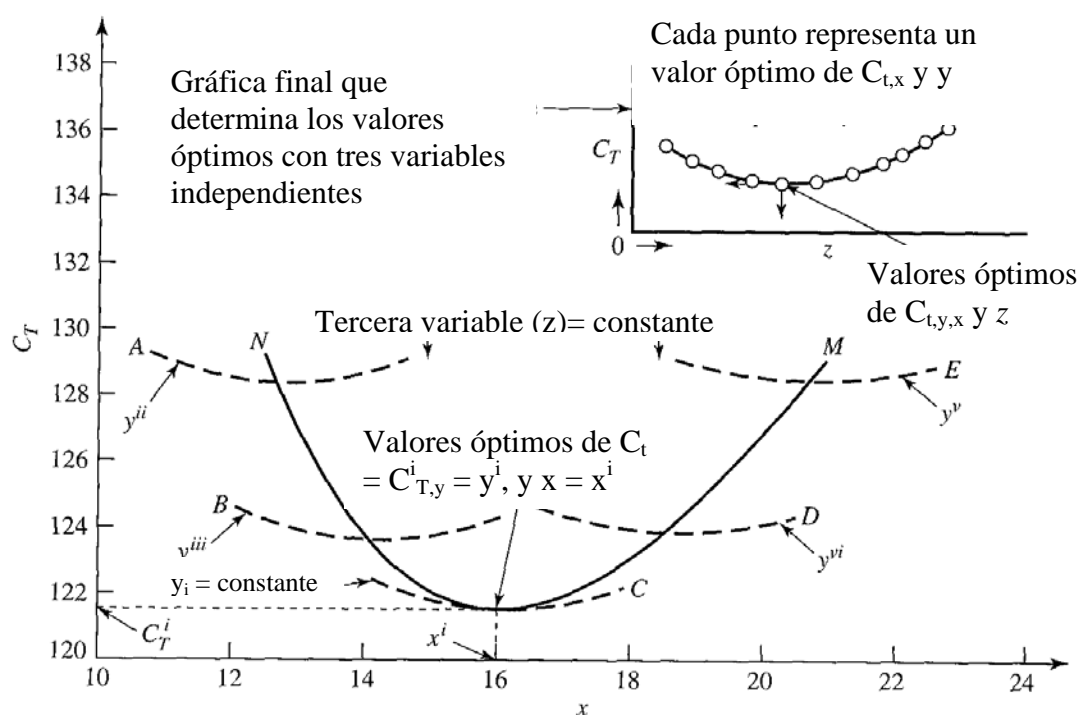


Figura C.1 Gráfica de la Optimización Analítica No lineal (Biegler y col., 1997).

C.3 Determinación de la Condiciones de Operación Óptimas a partir de las Condiciones actuales

Se inicia la etapa de integración de energía, por lo que una vez caracterizados los flujos de materia y energía desconocidos, se procedió a determinar las variables de decisión y los parámetros, por lo que a partir de las condiciones de operación actuales, se establecen los

rangos dentro de los cuáles a partir de optimizaciones no lineales y analíticas, cuyos resultados se muestran a continuación, se establecen los límites y las condiciones de operación óptimas, es decir, óptimas variables de decisión, que se utilizaron en la optimización realizada.

C.3.1 Evaporadores

Constituye la primera etapa del sistema de recuperación de reactivos y por ende, del que dependen el sistema de tratamiento térmico y la planta de cogeneración. Previamente, se caracterizaron las tres líneas de evaporadores existentes (Capítulo 5), desarrollando y planteando los balances de materia y energía, para determinar y establecer el estado actual del sistema, mismos que se encuentran en el software en el Apéndice D. A partir de su uso y de datos de operación, se desarrolló una optimización analítica (Timmerhaus y col., 2003) energética a través de un modelo obtenido a partir de una regresión no lineal para que posteriormente, será la función objetivo a utilizar en la optimización no lineal, determinando los parámetros óptimos de operación, mismos que se muestran a continuación, para cada una de las líneas

Obtención de Funciones Objetivo:

Línea de evaporadores 1

Previamente se determinó por medio de un software de análisis de experimentos (NCSS 2000) los principales parámetros de operación que más influencia ejercen sobre la economía de la línea, los cuáles resultaron ser: el flujo de licor negro, % de sólidos iniciales, el flujo y la presión del vapor de 50 psig alimentado, la presión de vacío del condensador, por lo que podemos decir que:

Economía= función (el flujo de licor negro, % de sólidos iniciales, el flujo y la presión del vapor de 50 psig alimentado, la presión de vacío del condensador)

Los datos de la Línea 1, se ajustaron por medio de una regresión no lineal utilizando en software NCSS 2000 al siguiente modelo:

$$Y = 1.059213 + \frac{BX_1 + CX_2 + DX_3 + EX_4 + FX_5}{X_2X_3} + G(X_1X_2X_4X_5) \quad (C.3)$$

Donde:

Y = economía (Ton de agua evaporada/Ton de vapor alimentado)

X₁ = Flujo de licor negro (LPM)

X₂ = % de sólidos iniciales

X₃ = Flujo de vapor (Ton/hr)

X₄ = Vacío (in Hg)

X₅ = Presión de alimentación del vapor (kg/cm²)

A-G = Constantes del modelo

Obteniéndose, el modelo:

$$Y = 1.059213 + \frac{0.6533186X_1 + 26.70557X_2 - 34.49928X_3 - 10.5274X_4 - 80.57988X_5}{X_2X_3} + 3.816372 \times 10^{-7} X_1X_2X_4X_5 \quad (C.4)$$

Con una R-Cuadrada de 0.987526.

Línea de evaporadores 2

Se utilizó el mismo procedimiento que con la línea 1, obteniéndose los mismos resultados, es decir:

Economía= función (el flujo de licor negro, % de sólidos iniciales, el flujo y la presión del vapor de 50 psig alimentado, la presión de vacío del condensador)

Los datos de la Línea 2, se ajustaron por medio de una regresión no lineal al siguiente modelo:

$$Y = \frac{A + BX_1 + CX_2 + DX_3 + EX_4 + FX_5}{X_2X_3} + GX_2X_4 \quad (C.5)$$

Donde las variables son las mismas que las utilizadas en el modelo de la línea 1, al realizar la regresión se obtuvo el siguiente modelo:

$$Y = \frac{5648.871 + 1.340601X_1 - 135.5754X_2 - 270.8211X_3 - 117.8698X_4 - 172.0262X_5}{X_2X_3} + 2.563668 \times 10^{-2} X_2X_4$$

Con una R cuadrada de 0.981238 (C.6)

Línea de evaporadores 3

Se utilizó el mismo procedimiento que con las líneas anteriores, obteniéndose los mismos resultados, es decir:

Economía= función (el flujo de licor negro, % de sólidos iniciales, el flujo y la presión del vapor de 50 psig alimentado, la presión de vacío del condensador)

Los datos de evaporadores 3 se ajustaron al mismo modelo utilizado para la línea 2, obteniéndose:

$$Y = \frac{8589.099 + 1.112186X_1 - 226.7444X_2 - 191.662X_3 - 157.5338X_4 - 44.21835X_5}{X_2X_3} + (1.542407 \times 10^{-2} X_2X_4)$$

Con una R-cuadrada de 0.977176 (C.7)

Obtención de los parámetros óptimos de operación de las líneas de evaporadores

A partir de los modelos obtenidos, y de los datos de operación reales, se establecen los rangos máximos y mínimos de las variables involucradas, los cuáles se encuentran en la siguiente Tabla.

Tabla C.1. Rangos de operación reales

Parámetro	Línea 1		Línea 2		Línea 3	
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
Flujo de LND (LPM)	516	985	1410	1839	686	1093
% de sólidos	20.8	25.3	23.1	26.9	22.9	25.9
Flujo de vapor (Ton/hr)	5.8	12.8	11.9	20.6	7.9	14.5
Vacío (pulg Hg)	19.3	22.8	18.2	22.9	14.4	20.4
Presión del vapor (Kg/cm ²)	2.11	3.1	2.1	3.4	2.2	3.7

Con el modelo y los rangos de operación reales se procedió a realizar una optimización no lineal analítica en Matlab, para cada una de las líneas, con la cual se obtuvieron los siguientes resultados:

C.3.1.1 Resultados obtenidos de la optimización no lineal

Tabla C.2. Parámetros óptimos de operación de las líneas de Evaporadores

Parámetro de operación	Línea 1	Línea 2	Línea 3
Flujo de LND(LPM)	985	1093	1839
% de sólidos	25.3	25.9	23.1
Flujo de vapor(Ton/hr)	5.80	7.9	11.9
Vacío (pulg Hg)	19.3	20.4	18.2
Presión del vapor (Kg/cm ²)	3.30	2.2	2.1
Economía teórica	6.0944	7.054	7.05

Los resultados obtenidos nos permitieron tener un informe preliminar acerca de cómo se encuentran operados los evaporadores, y de que a pesar de que las ecuaciones que se obtuvieron tienen un buen ajuste, se pretendía que sirvieran para determinar los flujos y concentraciones que no están registrados en los medidores, es decir, que fueran usadas como referencia cuando un medidor no está funcionando adecuadamente. Sin embargo, no reflejan las condiciones de operación reales, prueba de ello son los valores de la economía teórica, que no son alcanzados en la práctica con estos equipos, lo que nos indica este análisis que se debe realizar uno más detallado con el propósito de determinar las condiciones óptimas de operación actuales y con las variables y parámetros determinados son utilizados de base para la optimización energética. .

C.3.2 Tratamiento térmico (LHT)

Se sigue la misma metodología que con la línea de evaporadores, determinando con NCSS2000 a través de un diseño factorial y datos reales de operación del sistema los factores que afectan la economía del primer efecto, siendo estos: el flujo de licor negro alimentado al sistema, la concentración de sólidos iniciales del licor negro, el flujo de vapor de 50 psig alimentado al primer efecto, temperatura de operación del Condensador de Contacto Directo (CCD), presión de operación del reactor y del tanque flash, flujo de agua evaporada del sistema. Una vez determinados los parámetros significativos, se realiza la optimización analítica no lineal en Matlab, cuyos resultados se muestran a continuación.

Economía= función (el flujo de licor negro, % de sólidos iniciales, el flujo del vapor de 50 Psig y del agua evaporada, la presión de operación del reactor y del tanque flash, Temperatura de operación del CCD)

Obtención de la Función Objetivo:

Los datos del LHT se ajustaron al siguiente modelo:

$$Y = A + BX_1 + CX_2 + DX_3 + EX_4 + FX_5 + GX_6 + HX_7 \tag{C.8}$$

Donde:

Y = economía

X₁ = Flujo de licor negro (LPM)

X₂ = % de sólidos iniciales

X₃ = Flujo de vapor al 1er. efecto (Ton/hr)

X₄ = Temperatura del Condensador de Contacto Directo (°C)

X₅ = Presión del Reactor (kg/cm²)

X₆ = Agua Evaporada (Ton/hr)

X₇ = Presión del tanque flash (kg/cm²)

$$Y = -4.126256 + 2.704685 \times 10^{-4} X_1 - 5.711432 \times 10^{-4} X_2 - 1.692424 \times 10^{-2} X_3 + 2.114139 \times 10^{-2} X_4 - 1.160052 X_5 - 2.606271 \times 10^{-2} X_6 + 4.525067 \times 10^{-2} X_7 \tag{C.9}$$

Con una R cuadrada de 0.979830

Tabla C.3. Rangos de operación reales del LHT

Parámetro	Mínimo	Máximo
LND (LPM)	933	1165
Temperatura del Condensador de Contacto Directo (°C)	119	190
Presión del Reactor (kg/cm ²)	9	10.7
Presión del Tanque Flash (kg/cm ²)	0.7	2.5
Flujo de Vapor al 1er. Efecto (Ton/hr)	16.1	22.6
Sólidos del 1er. Efecto (%)	62.7	65.8
Agua Evaporada (Ton/hr)	35.7	44.2

Con el modelo y los rangos óptimos obtenidos al realizar la regresión no lineal se procedió a realizar una optimización analítica no lineal, con la cual se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla C.4. Resultados de la optimización

Parámetros de operación	Condición óptima
Flujo de licor negro (LPM)	933
Temperatura del CCD (°C)	119
Presión del Reactor (Kg/cm ²)	9
Presión del tanque flash (kg/cm ²)	2.5
Flujo de Vapor al 1er. Efecto (Ton/hr)	16.10
Sólidos del 1er. Efecto (%)	62.7
Agua Evaporada (Ton/hr)	44.2
Economía	2.7095

Los resultados obtenidos en esta ocasión, también concordaron satisfactoriamente con los requerimientos matemáticos, pero no así con datos reales medidos, puesto que es un modelo que no refleja de manera veraz el poder estimar de los flujos y composiciones desconocidas, así como para establecer los parámetros de operación óptimos adecuados al sistema, sin embargo, es el que mejor sistema en que se pudieron llevar a cabo las sugerencias del ajuste de los parámetros obtenidos debido a que tiene adecuados sistemas de control y medición de los equipos considerados.

C.3.3 Caldera de recuperación y turbogenerador

A partir del desarrollo de los balances de materia y energía de la caldera de recuperación y el turbogenerador, anteriormente desarrollados, que se encuentran en el Apéndice B, se utilizaron los mismos procedimientos anteriores solo en el sistema de la caldera, ya que de su correcta operación depende la del turbogenerador, siendo entonces:

Eficiencia térmica= función (el flujo de licor negro, de vapor y de aire de combustión Alimentados)

Obtención de la Función Objetivo

Los datos obtenidos de la caldera RB2 se ajustaron a un modelo del siguiente tipo:

$$Y = A + \frac{EX_1X_2^2X_3^2}{BX_2 + CX_3 + DX_1} \quad (C.10)$$

Donde:

Y = Eficiencia

X_1 = Flujo de licor negro (LPM)

X_2 = Flujo de vapor (Ton/hr)

X_3 = Flujo total de aire (m^3)

$A-E$ = Constantes del modelo

Obteniéndose el modelo siguiente:

$$Y = 0.6164765 + \frac{-1.669033 \times 10^{-10} X_1 X_2^2 X_3^3}{31763.78 X_2 - 42827.47 X_3 + 100847.8 X_1} \quad (C.11)$$

Con una R cuadrada de 0.971971

Tabla C.5. Rangos de operación reales de la RB2

Parámetro de operación	Mínimo	Máximo
Flujo de licor negro (LPM)	320	367
Flujo de vapor generado (Ton/hr)	1977	2797.2
Flujo total de aire de combustión (m^3)	1691.3	2016.2

Con la ecuación y los rangos óptimos obtenidos al realizar la regresión no lineal se procedió a realizar una optimización no lineal, con la cual se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla C.6. Resultados de la optimización

Parámetro de operación	Condición óptima
Flujo de licor negro (LPM)	320
Flujo de vapor generado (Ton/hr)	1977
Flujo total de aire de combustión (m^3)	1691.3
Eficiencia Térmica	0.6429

En el sistema de la caldera, se han detectado fallas en los cálculos referentes a la relación de aire de exceso y la eficiencia térmica. Las cuáles se reflejan en altas emisiones las emisiones de CO y CO₂ en los gases de combustión, mismas que se encuentran en un rango de 1000 a 15000 ppm, mientras que la norma de la EPA (Environmental Protection Agency), establece que las emisiones deben ser por lo máximo de 50 ppm; además de reflejar un exceso del combustible utilizado y por ende una incorrecta relación aire-

combustible. De acuerdo con los operadores de la caldera, las eficiencias son del orden de un 70-80%, las cuáles difieren con nuestros cálculos y software desarrollado, en donde hemos detectado que la mayor eficiencia a estas condiciones de operación es del orden de 64%, misma que se determinó en la optimización anterior, así mismo, el exceso de aire suministrado no concuerda ni con nuestros cálculos ni con las emisiones en los gases de combustión.

C.4 Conclusiones

Para poder determinar y establecer la falla en cada sistema, se requiere un análisis más complejo, que nos permitiría determinar si el sistema no funcionaba adecuadamente debido a las relaciones de flujo de operación actuales, como en los evaporadores y tratamiento térmico, o en el caso de la caldera, al medidor de aire de combustión o del analizador de gases, así mismo, poder establecer la correcta relación aire-combustible a la mayor eficiencia posible de operación actual. Siendo este el análisis de exergía y la optimización termoeconómica. Sin embargo, los resultados obtenidos permitieron determinar el comportamiento del sistema bajo la influencia de las diferentes variables, siendo elegidas como las variables de decisión a las que se encuentran en los cálculos anteriormente realizados, y también se establecieron los límites de cada una de ellas, lo que constituyen las ecuaciones de restricción en la posterior optimización exergética.

6.5 Referencias Bibliográficas

- Biegler L. T., Grossman I. E., Westerberg A. W., (1997). Systematic methods of chemical process design. Prentice Hall.
- Timmerhaus K. D., Peters M. S., y West R. E., (2003). Plant Design and Economics for Chemical Engineers. Mc Graw Hill.

Apéndice D

Programa de Visual Basic para la Simulación y Análisis de la Caldera de Recuperación y los equipos aledaños

D.1 Introducción

Visual Basic es uno de los tantos lenguajes de programación que podemos encontrar hoy en día, y es una perfecta alternativa para los programadores de cualquier nivel que deseen desarrollar aplicaciones compatibles con Windows, ya que fusiona la sencillez y estética con un lenguaje estructurado guiado por eventos y centrado en un motor de formularios que facilita el rápido desarrollo de aplicaciones gráficas, y cuenta con una implementación de una programación orientada a objetos (los propios formularios y controles son objetos).

Es utilizado principalmente para aplicaciones en las que se requiera rapidez con la que puede hacerse un programa que utilice una base de datos combinada con un desarrollo de interfaces gráficas que permitan de una forma visual la entrada y salida de datos del programa, siendo más amigable al usuario (Vaquero y Quiroz, 1998).

D.2 Programa de la Planta de Cogeneración y los equipos aledaños

Para cada uno de los subsistemas que conforman el sistema de estudio, se desarrollaron diferentes programas en Visual Basic 6.0©, con el propósito de obtener de una forma amigable y más eficiente la simulación de los diferentes comportamientos de cada uno de los equipos que conforman los subsistemas, debido a la gran cantidad de datos y cálculos repetitivos. Obteniendo de esta forma un software que nos permitió obtener las diferentes curvas de operación y datos necesarios para la optimización termoeconómica del Capítulo 4 y el diseño de la nueva planta de evaporadores del Capítulo 5 y el análisis termoeconómico y exergoeconómico de la implementación del transformador o bomba de calor en el Capítulo 6, algunas de las pantallas utilizadas se muestran en las siguientes figuras. La introducción de datos de operación se realiza mediante el llenado de datos de cuadros de texto que se encuentran en un marco, activando con un comando la presentación de los

resultados. La forma de presentar los resultados se realiza de dos formas, por medio de diagramas del equipo en cuestión, en donde se muestran parte de los datos obtenidos o en forma de tablas en donde se muestran más a detalle los resultados. Así mismo, existen diferentes tablas, que muestran los datos de los balances de materia y energía, los de exergía y los que corresponden a los análisis exergoeconómicos, por separado para facilitar su manejo, las cuáles son activadas por medio de un comando en forma de flecha que se muestra en el diagrama de cada equipo analizado, de donde se eligen de entre las tablas de datos anteriores.

D.3 Pantallas del Software desarrollado

Debido a la cantidad de información y datos obtenidos por medio del software, se han seleccionado solo a manera demostrativa algunas de las pantallas de entrada y salida de datos de los subsistemas que conforman el sistema de estudio.

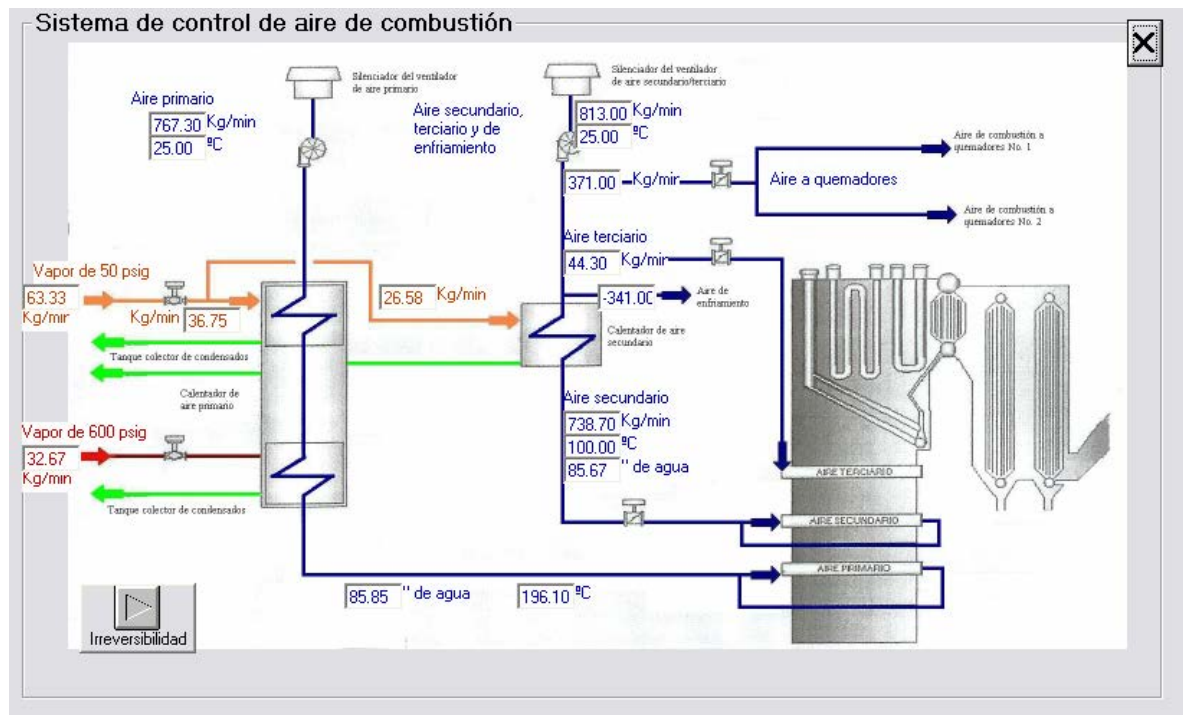


Figura D.1. Diagrama de resultados del sistema de control del aire de combustión

Sistema de control de aire de combustión

Irreversibilidad

BALANCE DE EXERGIA

Base: KW

	PRIMER INTERCAMBIADOR	SEGUNDO INTERCAMBIADOR
IRREVERSIBILIDAD POR TEMPERATURA	214.50	185.52
IRREVERSIBILIDAD POR PRESION	14.66	15.38
TOTAL	229.16	200.89

ANALISIS TERMOCOSMICO

COSTOS Y EXERGIA

	Exergia KW	\$/Kg	\$/hr	\$/GJ
Primer intercambiador				
Vapor de 600 psig	560.37	.1752	343.49	.17
Condensado del vapor de 600 psig	247.07	.0773	151.44	.17
Vapor de 50 psig	443.51	.2505	567.20	.36
Condensado del Vapor de 50 psig	443.51	.03	67.98	.36
Aire primario	489.16	.3185	15,075.78	8.56
Corrientes de entrada	1,003.88	.0003	455.34	.26
Corrientes de salida		.1419	5,098.40	3.03
Costo de las Irreversibilidades	216.77			
Segundo intercambiador				
Vapor de 50 psig	327.01	.2505	418.21	.48
Condensado del Vapor de 50 psig	39.19	.03	50.12	.36
Aire secundario	102.30	.2205	10,228.82	27.77
Corrientes de entrada	327.01	.0002	567.20	.36
Corrientes de salida		.1253	5,139.47	14.06
Costo de las irreversibilidades	256.92			

Figura D.2. Tabla de resultados del sistema de control del aire de combustión

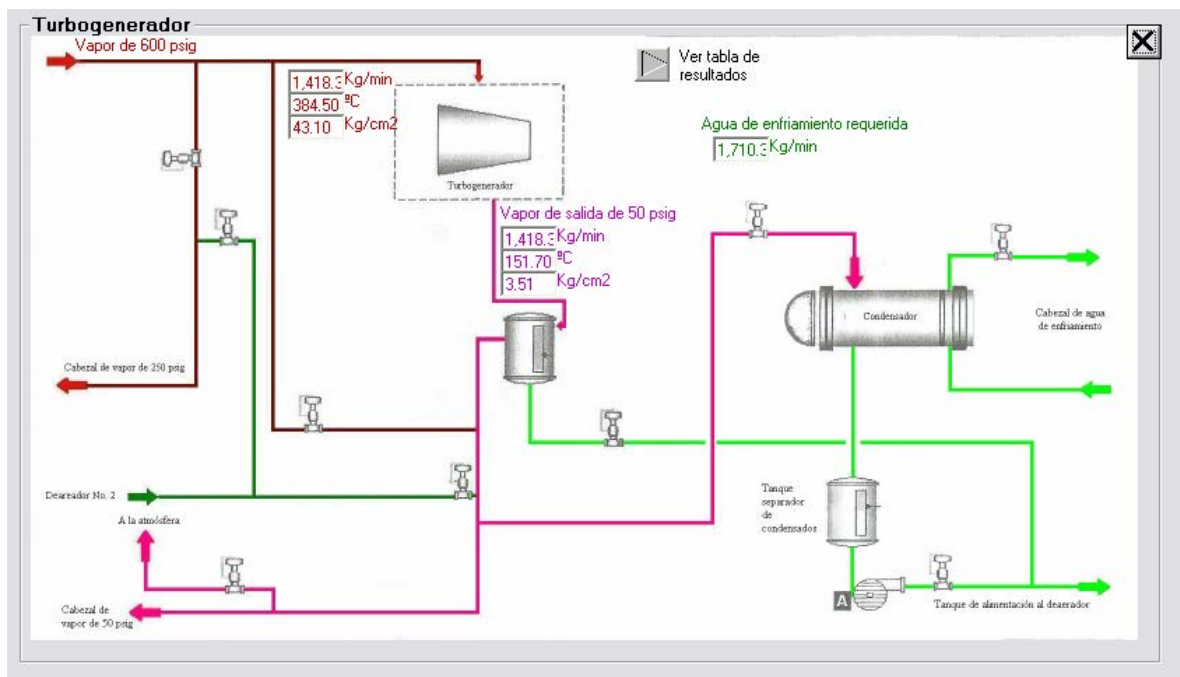


Figura D.3 Diagrama de resultados del sistema de control del aire de combustión

Tabla de resultados

EFICIENCIA ISOENTROPICA

Calidad de la mezcla final: 96.03%
 Eficiencia isoentropica: 80.20KJ/Kg
 Flujo de vapor: 1,192.23Kg/min Flujo del condensado 226.10Kg/min

ANALISIS DE SEGUNDA LEY

Trabajo que sale: 8,163.58KW
 Calor que sale en el agua de enfriamiento: 1,548.19KW
 Flujo de agua de enfriamiento requerido: 1,710.31Kg/min
 Trabajo reversible de salida: 11,866.46KW
 Eficiencia: 68.80%
 Exergía destruida: 3,702.88KW, Rapidez con que se desperdicia el potencial de trabajo
 Potencial de trabajo de cada Kg de vapor de entrada: 1,185.73KJ/Kg corresponde a 28,029.37KW
 La turbina convierte: 29.13% del potencial de trabajo disponible del vapor alimentado en trabajo

ANALISIS TERMOECONOMICO

COSTOS Y EXERGIA

Corriente	Exergía Kw/	\$/Kg	\$/hr	\$/GJ
Vapor de 600 psig	27,948.19	.1993	16,958.6881	.1686
Agua de enfriamiento entrada	-333.32	.	.2052	-.0002
Energía Eléctrica	8,163.58	.0001	.8164	.00002778
Agua de enfriamiento salida	-161.07	.	.0992	-.0001
Vapor de 50 psig	13,519.00	.0964	6,895.4929	.1417
Condensado del turbo	296.67	.1028	1,394.4028	1.3056
Corrientes de entrada	13,807.44	.0996	8,479.4467	.0842
Corrientes de salida	5,454.54	.0498	2,072.7028	.3618
Costo de las Irreversibilidades	1,122.30			

Figura D.3. Tabla de resultados de la Turbina

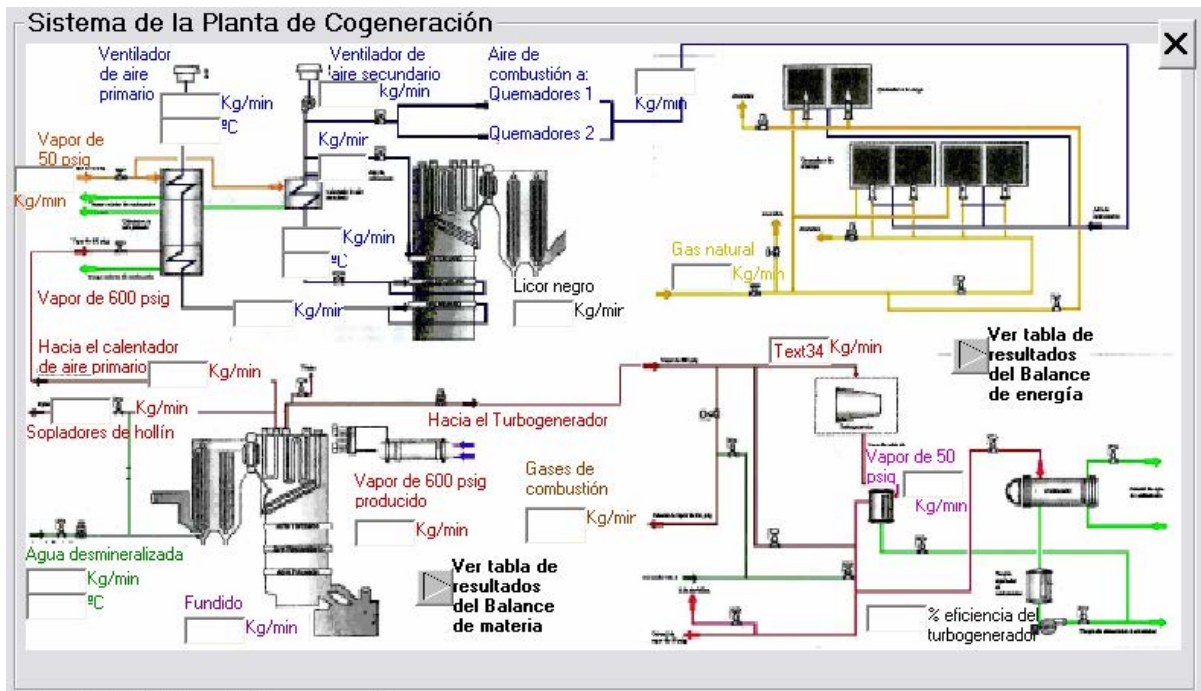


Figura D.4. Pantalla de resultados del sistema de la Planta de Cogeneración

Escribe los valores que se requieren:

Número de efectos (Rango 2-6):

Iniciar

Flujo de entrada

Flujo en Kg/hr:

Temperatura en °C:

Porcentaje de sólidos (%):

Flujo de salida

Temperatura en °C:

Porcentaje de sólidos (%):

Vapor Vivo

Temperatura en °C:

Presión absoluta en bar:

Cálculo del área, vapor y flujos intermedios

Coefficientes Globales de transferencia en $KJ/m^2°C$

Primer efecto:

Segundo efecto:

Tercer efecto:

Cuarto efecto:

Resultados

Flujo de caldo en Kg/hr:

	Temperatura del licor (°C)	Evaporador (Kg/hr)
Evaporador 1	<input type="text" value="129.72"/>	<input type="text" value="43708.3"/>
Evaporador 2	<input type="text" value="113.67"/>	<input type="text" value="37623.7"/>
Evaporador 3	<input type="text" value="97.98"/>	<input type="text" value="31201.5"/>
Evaporador 4	<input type="text" value="82.2"/>	<input type="text" value="17240.4"/>

Área:

Flujo de vapor (Kg/hr):

Economía:

Figura D.5. Tabla entrada de datos y de resultados del sistema de la Planta de Cogeneración

D.4 Referencias Bibliográficas

Vaquero S. A., y Quiroz V. G., (1998), *Microsoft Visual Basic 6.0. Manual del Programador*, Mc Graw Hill, Colombia.