



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE QUÍMICA**

**ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE UN PROCESO DE  
GENERACIÓN DE VAPOR MEDIANTE EL  
APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA DE UN  
HORNO INCINERADOR DE RESIDUOS PELIGROSOS**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE**

**INGENIERO QUÍMICO**

**P R E S E N T A**

**JESÚS SALVADOR SÁNCHEZ MARTÍNEZ**

**DIRECTOR DE TESIS**

**DR. ALFONSO DURÁN MORENO**





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.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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: Profesor: Dr. Enrique Rodolfo Bazúa Rueda

VOCAL: Profesor: Dra. Irma Cruz Gavilán García

SECRETARIO: Profesor: Dr. Alfonso Durán Moreno

1er. SUPLENTE: Profesor: Dr. José Agustín García Reynoso

2° SUPLENTE: Profesor: Ing. Ileana Rodríguez Castañeda

SITIO DONDE SE DESARROLLÓ EL TEMA:

Universidad Nacional Autónoma de México, Torre de Ingeniería 3er  
Piso Ala Sur. Ciudad Universitaria 04510, Coyoacán, México D.F.

ASESOR DEL TEMA:

Dr. Alfonso Durán Moreno

SUPERVISOR TÉCNICO

Ing. Carlos Alberto Ibarra

SUSTENTANTE (S):

Jesús Salvador Sánchez Martínez

## ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	PROBLEMÁTICA.....	4
1.2	JUSTIFICACIÓN.....	5
1.3	OBJETIVO.....	6
1.4	OBJETIVOS PARTICULARES.....	6
1.5	ALCANCE.....	6
2	ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	7
2.1	RESIDUOS PELIGROSOS Y SU NORMATIVIDAD.....	7
2.2	DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN.....	7
2.2.1	GENERACIÓN DE RESIDUOS PELIGROSOS.....	8
2.2.2	NORMATIVIDAD.....	11
2.3	MANEJO Y TRATAMIENTO DE RESIDUOS PELIGROSOS.....	17
2.3.1	TRATAMIENTO FÍSICO.....	17
2.3.2	TRATAMIENTO QUÍMICO.....	18
2.3.3	TRATAMIENTO BIOLÓGICO.....	19
2.3.4	TRATAMIENTO TÉRMICO.....	19
2.4	LOS RESIDUOS PELIGROSOS COMO COMBUSTIBLE.....	20
2.5	TECNOLOGÍAS PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO.....	24
2.5.1	GASIFICACIÓN CONVENCIONAL Y SU RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.....	24
2.5.2	GASIFICACIÓN DE ARCO DE PLASMA Y SU RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.....	25
2.5.3	PIRÓLISIS O DESGASIFICACIÓN.....	26
2.5.4	INCINERACIÓN.....	27
2.6	RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.....	29
2.7	TECNOLOGÍA DE EQUIPOS DE INTERCAMBIO TÉRMICO.....	32
2.7.1	TRANSFERENCIA DE CALOR.....	32
2.7.2	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	35
2.7.3	REHERVIDORES Y EVAPORADORES.....	40
2.7.4	CALDERAS DE RECUPERACIÓN.....	41

3	CASO DE ESTUDIO.....	56
3.1	CONDICIONES EN LAS QUE OPERA ACTUALMENTE EL HORNO ROTATORIO.....	60
4	METODOLOGÍA.....	62
5	DESARROLLO Y RESULTADOS.....	66
5.1	SIMULACIÓN DE LA PLANTA DE INCINERACIÓN DE RESIDUOS PELIGROSOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO.....	66
5.2	DEFINICIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA. ....	72
5.3	SUSTITUCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR .....	74
5.3.1	CASO 1 COLOCAR UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO “KETTLE” .....	74
5.3.1.1	Simulación del intercambiador de calor tipo “kettle”.....	74
5.3.2	Caso 2 Simulación de la caldera de recuperación tubos de humo ....	81
5.3.3	Diseño del perfil de temperaturas .....	83
5.3.4	Cálculo de la caldera de recuperación de tubos de humo: .....	86
5.4	CASO 3 SUSTITUCIÓN DEL QUENCHER POR UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.....	94
5.4.1	Cálculo de la caldera de recuperación de tubos de agua: .....	98
5.5	ANÁLISIS ECÓNOMICO.....	104
5.5.1	Costos del intercambiador tipo kettle.....	107
6	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	113
7	CONCLUSIONES.....	120
8	BIBLIOGRAFÍA.....	123
9	ANEXOS.....	128

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Obligaciones de Generadores de residuos peligrosos de acuerdo a su categoría [3] .....	9
<b>Tabla 2.</b> Niveles máximos permisibles de emisión de equipos nuevos <sup>(1)</sup> . (Calderas, generadores de vapor, calentadores de aceite térmico u otro tipo de fluidos, hornos y secadores de calentamiento indirecto) [8].....	14
<b>Tabla 3.</b> Nivel máximo permisible de emisión correspondientes a los combustibles utilizados [8].....	15
<b>Tabla 4.</b> Límites máximos permisibles de emisiones para instalaciones de incineración de residuos [9].....	16
<b>Tabla 5.</b> Poder calorífico de residuos industriales y peligrosos [21]. .....	23
<b>Tabla 6.</b> Tabla para seleccionar el punto pinch y el punto de aproximación ...	55
<b>Tabla 7.</b> Poder calorífico de los residuos a incinerar .....	56
<b>Tabla 8.</b> Balance de materia a las condiciones que opera actualmente el sistema de incineración.....	61
<b>Tabla 9.</b> Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [16].....	66
<b>Tabla 10.</b> Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [17].....	67
<b>Tabla 11.</b> Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [19].....	67
<b>Tabla 12.</b> Análisis de la composición química de la alimentación [20] .....	67
<b>Tabla 13.</b> Análisis de la composición química que presenta SITRASA (caso de estudio de esta tesis) en un BME del sistema de incineración.....	67
<b>Tabla 14.</b> Estimado del análisis de la composición química de la alimentación	68
<b>Tabla 15.</b> Estimado del análisis de la composición química de la alimentación	68
<b>Tabla 16.</b> Descripción de equipos utilizados en la simulación que representan el proceso de incineración .....	69
<b>Tabla 17.</b> Balance de materia y energía de la simulación. ....	71
<b>Tabla 18.</b> Características geométricas del intercambiador .....	75
<b>Tabla 19.</b> Condiciones de proceso, características de los flujos .....	76
<b>Tabla 20.</b> Composición química en % masa de los fluidos de alimentación.....	76
<b>Tabla 21.</b> Resultados obtenidos de la simulación.....	79
<b>Tabla 22.</b> Resultados obtenidos de la memoria de cálculo.....	81
<b>Tabla 23.</b> Factores F1 para aire y gases de desecho [42].....	89
<b>Tabla 24.</b> Factor de fricción vs diámetro interior del tubo [42] .....	90
<b>Tabla 25.</b> Balance de materia y energía de la simulación de la propuesta 2.....	91

<b>Tabla 26.</b>	Cargas térmicas de cada sección (simulador).....	92
<b>Tabla 27.</b>	Balance de materia y energía de la memoria de cálculo de la propuesta 2 .....	92
<b>Tabla 28.</b>	Cargas térmicas de cada sección (memoria de cálculo). .....	93
<b>Tabla 29.</b>	Resultados de la simulación del lado de la coraza .....	96
<b>Tabla 30.</b>	Resultados de la simulación del lado de tubos generación de vapor a alta presión .....	96
<b>Tabla 31.</b>	Resultados de la simulación del lado de tubos generación de vapor a media presión.....	96
<b>Tabla 32.</b>	Cargas térmicas de cada sección (simulador).....	97
<b>Tabla 33.</b>	Valores de Grimson B y N .....	100
<b>Tabla 34.</b>	Factor F para los arreglos en línea y alternado .....	100
<b>Tabla 35.</b>	Resultados de la memoria de cálculo de la propuesta 3 .....	103
<b>Tabla 36.</b>	Cargas térmicas de cada sección (memoria de cálculo). .....	104
<b>Tabla 37.</b>	Correlaciones para los costos de equipos de uso común [23].....	106
<b>Tabla 38.</b>	Costos del intercambiador tipo Kettle actualizados .....	107
<b>Tabla 39.</b>	Costo total de la caldera de recuperación de la propuesta 2 .....	108
<b>Tabla 40.</b>	Costo total de la caldera de recuperación de la propuesta 3 .....	108
<b>Tabla 41.</b>	Inversión inicial de las propuestas.....	109
<b>Tabla 42.</b>	Beneficios económicos de la generación de vapor.....	110
<b>Tabla 43.</b>	Gastos por la generación de vapor.....	110
<b>Tabla 44.</b>	Beneficio total de la generación de vapor.....	111
<b>Tabla 45.</b>	Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 1 .....	111
<b>Tabla 46.</b>	Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 2 .....	112
<b>Tabla 47.</b>	Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 3 .....	112
<b>Tabla 48.</b>	Comparación del diseño del intercambiador kettle .....	114
<b>Tabla 49.</b>	Cuadro comparativo entre el simulador y la memoria de cálculo para la generación de vapor de media presión .....	115
<b>Tabla 50.</b>	Cuadro comparativo entre el simulador y la memoria de cálculo para la generación de vapor de media y alta presión. ....	116
<b>Tabla 51.</b>	Selección de la propuesta más viable .....	118
<b>Tabla 52.</b>	Parámetros de vapor de vapor de procesos en diversas industrias. ....	119

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b>	Generación de residuos peligrosos (elaboración propia a partir de [6]). .....	11
<b>Figura 2.</b>	Esquema de una instalación de tratamiento de RP [11].....	18
<b>Figura 3.</b>	Horno rotatorio.....	29
<b>Figura 4.</b>	Calderas de recuperación de calor para la generación de vapor .....	30
<b>Figura 5.</b>	Intercambiadores de flujo paralelo y contracorriente. ....	37
<b>Figura 6.</b>	Intercambiador de tubo y coraza. ....	38
<b>Figura 7.</b>	Denominaciones TEMA para carcasa y tubos de intercambiadores de calor [21] .....	39
<b>Figura 8.</b>	Intercambiador de calor tipo kettle.....	40
<b>Figura 9.</b>	Clasificación de las calderas de calor residual [31] .....	42
<b>Figura 10.</b>	Caldera de calor residual tubos de humo con: economizador, sobrecalentador y domo elevado [31]. ....	43
<b>Figura 11.</b>	Evaporador de tubos de gases con contenedor de vapor elevado. ....	44
<b>Figura 12.</b>	Caldera de calor residual tubos de agua con: economizador y sobrecalentador [31].....	45
<b>Figura 13.</b>	HRSG de circulación natural .....	47
<b>Figura 14.</b>	HRSG de circulación forzada .....	48
<b>Figura 15.</b>	Economizador [31] .....	49
<b>Figura 16.</b>	Configuraciones de evaporadores.....	50
<b>Figura 17.</b>	Sobrecalentador .....	51
<b>Figura 18.</b>	Perfil de temperaturas para un HRSG.[42].....	54
<b>Figura 19.</b>	Diagrama de flujo de proceso del incinerador .....	57
<b>Figura 20.</b>	Simulación en ASPEN plus V 8.0 de la planta de incineración a las condiciones de diseño .....	70
<b>Figura 21.</b>	Propuestas para obtener una mayor aprovechamiento de la energía residual (cuadro de color verde Caso 1, 2 y cuadro de color rojo Caso 3).....	73
<b>Figura 22.</b>	Imagen del resultado geométrico de la simulación.....	77
<b>Figura 23.</b>	Imagen del resultado de las condiciones de proceso de la simulación .....	77
<b>Figura 24.</b>	Imagen de la hoja de datos que arroja el simulador.....	78

<b>Figura 25.</b>	Imagen de las corrientes y equipos implementados en la simulación .....	82
<b>Figura 26.</b>	Perfil de temperaturas obtenido de la simulación en Aspen.....	91
<b>Figura 27.</b>	Perfil de temperaturas obtenido de la memoria de cálculo.....	93
<b>Figura 28.</b>	Imagen de las corrientes y equipos implementados en la simulación .....	95
<b>Figura 29.</b>	Perfil de temperaturas obtenido de la simulación en Aspen.....	97
<b>Figura 30.</b>	Perfil de temperaturas obtenido de la memoria de cálculo.....	103



### 1 INTRODUCCIÓN

Actualmente el incremento de la población y la urbanización son los principales factores que propician un aumento en la producción industrial, lo que lleva a la generación de grandes cantidades de subproductos o residuos sólidos urbanos, residuos peligrosos y de manejo especial. El manejo de residuos industriales o peligrosos ha puesto a las unidades de transporte, tratamiento y a los sitios de disposición final en sus límites de operación, debido a que la oferta de estos servicios es insuficiente para tratar el volumen de residuos que genera la industria nacional, lo que propicia a prácticas irregulares que generan impactos en aspectos ambientales, económicos y en la salud. El manejo y la disposición de los residuos peligrosos se pueden realizar de diferentes formas: [4]

1. Mediante la minimización de su generación
2. Por medio del reciclaje y reutilización (previo tratamiento físico-químico)
3. Reduciendo su peligrosidad por medio de tratamientos (químicos, biológicos y térmicos)
4. Por su confinamiento

La obligación de reducir el impacto y riesgo ambiental derivado de la generación, el manejo y la disposición final de residuos peligrosos en la industria química, ha propiciado el desarrollo y evolución de diferentes tecnologías orientadas a la minimización, reutilización, reciclaje y tratamiento de residuos. Además de la crisis energética que se está presentando por los costos excesivos para la generación de vapor y electricidad que se deriva de los combustibles fósiles (recursos no renovables) utilizados como gas natural petróleo y carbón, los cuales están llegando a sus límites de reserva, por lo cual incrementará el consumo proveniente de las energía renovables. Una de las alternativas para el tratamiento y el aprovechamiento energético de los residuos peligrosos son los tratamientos térmicos, los cuales ayudan a reducir el volumen de un 70 a 90% y peligrosidad



destruyendo las sustancias nocivas contenidas, además del aprovechamiento de calor contenido en los gases de combustión.

Existen diferentes tratamientos térmicos con aprovechamiento energético entre los que destacan, la incineración, la gasificación convencional, la gasificación por arco de plasma y la pirólisis, sin embargo la tecnología más ampliamente utilizada para el tratamiento de residuos peligrosos es la incineración.

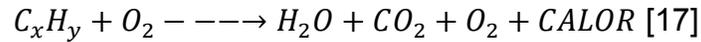
En México existen empresas acreditadas las cuales se encargan del almacenamiento, tratamiento y disposición final de residuos peligrosos, o que intervienen en alguna etapa de esta gestión. Las empresas responsables de la recolección de residuos peligrosos buscan la mejor manera para su tratamiento o disposición final, la práctica más común es depositarlos en sitios de confinamiento autorizado con un tratamiento previo que disminuya su peligrosidad, pero económicamente no son viables debido a que se encuentran muy alejados de la población para la protección de la salud humana por lo que el costo de transporte es muy alto, además de que los espacios aptos para este propósito son escasos. Otra opción de disposición se encuentra en las cementeras donde se cobra por la recepción de residuos para poder destruirlos; las cementeras incineran los residuos peligrosos para aprovechar la capacidad calorífica, las cuales utilizan como combustible alterno para sus co-procesos. Por lo que las empresas que cuentan con incineradores buscan opciones para tener un negocio más rentable y una de las opciones es el proceso de incineración con recuperación de calor.

La incineración debe cumplir con los requerimientos indicados en la norma mexicana NOM-098-SEMARNAT-2002, donde se indican los límites de temperatura para la operación en las cámaras de combustión y a la salida de la chimenea, los tiempos de residencia y los límites permisibles de emisiones a la atmósfera, procurando el cuidado de la salud de la población y el ambiente.

El proceso de incineración consiste en la oxidación de la fracción orgánica de un residuo, con un exceso de oxígeno a temperaturas mayores de 800 °C. La oxidación completa de un residuo orgánico genera como productos principales



CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, que son compuestos con un menor impacto ambiental que los compuestos tóxicos y contaminantes que puedan estar presentes en el residuo. A continuación se muestra un ejemplo de una reacción completa en la incineración:



Durante la incineración de residuos peligrosos se obtienen dos productos principales: las cenizas que representan la parte inorgánica y los gases de combustión. Los gases generados se encuentran a temperaturas de 850 a 1200°C dependiendo de la composición de los residuos y el proceso. Debido a las temperaturas a las que se encuentran los gases existe la oportunidad de aprovechar la energía residual contenida en forma de calor. La factibilidad de recuperar esta energía calorífica dependerá principalmente de la magnitud del calor recuperable, las características de los gases y los usos que tengan.

Una práctica común del aprovechamiento de calor proveniente de estos gases es como medio de calentamiento por ejemplo: el precalentamiento de aire para el mismo proceso de incineración, el calentamiento de agua y la generación de vapor, este último es altamente utilizado como recurso en la industria textil, alimentaria, química, petrolera y en las termoeléctricas principalmente.

El vapor en la industria es de suma importancia debido a que representa una parte importante de la energía utilizada en ella, ya que se utiliza en múltiples servicios como son: calentamiento, limpieza de tuberías, destilación, secado, arrastre por vapor, accionamiento mecánico, para la generación de electricidad por medio de turbinas entre otras. Además el vapor es un medio abundante y efectivo para transferir calor; es económicamente fácil de transportar y debido a que es tan energético, pequeñas cantidades pueden aportar grandes cantidades de calor.

La manera más adecuada para la recuperación de calor es por medio de equipos de transferencia de calor como son intercambiadores de calor y calderas de recuperación de calor. La selección del tipo de caldera y configuración se determina según las características del vapor y las características del gas de desecho proveniente de la combustión de los residuos.



### 1.1 PROBLEMÁTICA

La actividad industrial debido a la globalización, la economía y el comercio representa un factor fundamental en el aumento de la generación de residuos peligrosos, durante el periodo 2004-2013 se generaron 2.035 millones de toneladas de residuos peligrosos, problema agravado por las carencias de estrategias para un control adecuado y la falta de sitios de disposición final [5][6].

En México, la disposición final de los residuos peligrosos se realiza a través de empresas privadas que cobran por disponer dichos residuos, sin embargo el precio del servicio se considera elevado, además que sólo se encuentran 4 sitios de confinamiento autorizados y la poca capacidad que queda, ha ocasionado que se presenten casos de mal manejo de estos residuos, como es el caso de tiraderos clandestinos, así como la quema ilegal; acciones que ocasionan un impacto perjudicial al ambiente y a la salud humana violando la normatividad ambiental vigente en materia de residuos peligrosos.

Por otra parte, en décadas recientes el uso de la energía calorífica se ha convertido en un punto importante debido al incremento de su consumo y su precio en el mercado, por lo que es necesario un óptimo empleo de las fuentes caloríficas. Esta energía es obtenida en su mayoría de los hidrocarburos (petróleo y sus derivados) o del carbón, los cuales son recursos no renovables, que conforme transcurre el tiempo se irán agotando y por lo tanto incrementando su valor económico como fuente de energía.

Las empresas dedicadas a la incineración de residuos generan gases de combustión a temperaturas que van desde 850 a 1200 °C y presentan la problemática del desperdicio del calor producido, tienen un mal uso de la energía recuperada, no cuentan con los equipos adecuados para su recuperación o el diseño del proceso de recuperación de energía presenta una mala ubicación para el aprovechamiento del calor eficiente contenido en la salida de los gases de combustión. Por todos estos motivos es necesario encontrar opciones de mayor aprovechamiento de la energía térmica para que el proceso sea rentable.



### 1.2 JUSTIFICACIÓN

En la actualidad el tratamiento de los residuos peligrosos mediante la incineración se presenta como una opción para la eliminación de la peligrosidad que presenten los mismos, además el volumen disminuye de un 70 a 90% y se puede aprovechar el calor contenido en los gases de combustión que salen de la cámara secundaria (en la cámara de postcombustión se tiene una temperatura de 850 a 1200°C tras la última inyección de aire de combustión)

Con el agotamiento de las reservas de combustibles fósiles y su constante incremento en precios, ha llevado a un eficiente aprovechamiento de la energía térmica proveniente de los gases residuales, es por ello que el mejor aprovechamiento de la energía define en gran parte la rentabilidad de un proceso de incineración.

El presente trabajo tiene como finalidad analizar y estudiar cómo estas corrientes de combustión pueden ser aprovechadas mediante el sistema de recuperación de energía a través de calderas de recuperación de calor (HRSG por sus siglas en inglés, Heat Recovery Steam Generator) las cuales son empleadas en un gran número de aplicaciones, e intercambiadores que garanticen una mayor eficiencia así como una mejor producción de vapor, tener un beneficio económico y ambiental.

Para que la generación de vapor tenga una mayor calidad es necesario determinar las condiciones de operación, así como el diseño del arreglo de intercambio de calor, la ubicación de la recuperación de calor residual y la selección del intercambiador adecuado. Por consiguiente se tendrá un beneficio que evitará las emisiones y formación de contaminantes al medio ambiente que dañen la salud humana, cumpliendo la norma NOM-098-SEMARNAT-2002 que limita la temperatura máxima de salida de los gases en la chimenea a 250 °C para evitar la formación de contaminantes dañinos a la salud humana como lo son las dioxinas y furanos.



### 1.3 OBJETIVO

Seleccionar un equipo de intercambio térmico adecuado para el aprovechamiento de la energía contenida en los gases de combustión provenientes de la incineración de residuos peligrosos en un horno rotatorio, mediante el uso de herramientas de simulación que permitan determinar las condiciones de operación del proceso de incineración y de generación de vapor para obtener una eficiencia igual o mayor a los equipos que utilizan combustibles fósiles.

### 1.4 OBJETIVOS PARTICULARES

- Establecer las condiciones de operación y diseño del arreglo bajo las cuales se logre una mayor conversión de vapor con la mejor calidad.
- Evaluar los diferentes equipos de intercambio de calor en distintos escenarios, mediante una simulación y así determinar el que tenga una mayor eficiencia cumpliendo con la normatividad de calidad de emisiones (NOM-098-SEMANART-2002).
- Realizar un análisis económico de las diferentes propuestas para ser un criterio de selección.

### 1.5 ALCANCE

Partiendo de un caso de estudio establecer y desarrollar los criterios de selección considerando aspectos técnicos, ambientales y económicos para determinar el equipo más adecuado para la recuperación de calor de los gases de combustión de la incineración de residuos peligrosos en un horno rotatorio.



## 2 ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.1 RESIDUOS PELIGROSOS Y SU NORMATIVIDAD

Existen leyes que regulan, clasifican, controlan y supervisan el manejo o tratamiento de los diferentes tipos de residuos, los residuos son clasificados dependiendo de la ley, la norma o el autor; sin embargo se realizó una clasificación por las leyes aplicadas en nuestro país, los cuales son: Residuos Sólidos Urbanos, Residuos Peligrosos y Residuos de Manejo Especial.

En México los residuos peligrosos se encuentran regulados por la Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos (LGPGIR) y por las normas mexicanas NOM-052-SEMARNAT-2005 que aplica para la clasificación de los residuos peligrosos y la NOM-098-SEMARNAT-2002 para su tratamiento térmico.

### 2.2 DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN

La Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos (LGPGIR) define como:[3]

- **Residuo**, material o producto cuyo propietario o poseedor desecha y que se encuentra en estado sólido o semisólido, o es un líquido o gas contenido en recipientes o depósitos, y que puede ser susceptible de ser valorizado o requiere sujetarse a tratamiento o disposición final conforme a lo dispuesto en esta Ley y demás ordenamientos que de ella deriven.
- **Residuos Peligrosos**, son aquellos que posean alguna de las características de corrosividad, reactividad, explosividad, toxicidad, inflamabilidad, o que contengan agentes infecciosos que les confieran peligrosidad, así como envases, recipientes, embalajes y suelos que hayan sido contaminados cuando se transfieran a otro sitio.



Las características que se han utilizado para determinar si un residuo es peligroso, están relacionados con cuestiones de seguridad y salud. Las cuales se mencionan a continuación:

Características relacionadas con la seguridad. [1]

- Corrosividad, Explosividad, Inflamabilidad y Reactividad

Características relacionadas con la salud

- Cancerígena, Infecciosa, Irritante (respuestas alérgicas), Toxicidad (aguda o crónica), Radioactividad y Teratogenicidad

### **2.2.1 GENERACIÓN DE RESIDUOS PELIGROSOS**

El punto clave dentro del ciclo de vida de los residuos peligrosos es la generación, por tal motivo las legislaciones definen y diferencian los tipos de generadores. Se le conoce como generador a cualquier empresa o persona que genere subproductos de sus actividades o procesos y a estos se les clasifique como residuos peligrosos.

Los generadores de residuos peligrosos tendrán las siguientes categorías: [3]

*I. Grandes generadores:* el que realiza una actividad que genere una cantidad igual o superior a diez toneladas en peso bruto total de todo tipo de residuos al año o su equivalente en otra unidad de medida

*II. Pequeños generadores:* el que realice una actividad que genere una cantidad mayor a cuatrocientos kilogramos y menor de diez toneladas en peso bruto total de todo tipo de residuos al año o su equivalen en otra unidad de medida.

*III. Micro-generadores:* el establecimiento industrial, comercial o de servicios que generen una cantidad de hasta cuatrocientos kilogramos de todo tipo de residuos al año o su equivalente en otra unidad de medida.



Obligaciones de los generadores de residuos peligrosos se muestra en la Tabla 1 que señala la Ley General para la prevención y Gestión Integral de los Residuos y su reglamento de acuerdo a su categoría de generación.[3]

**Tabla 1.** Obligaciones de Generadores de residuos peligrosos de acuerdo a su categoría [3]

Categoría	Gran generador	Pequeño generador	Micro-generador
<b>Cantidad de generación</b>	A partir de 10 T	Entre 400 kg a 10 T	Hasta 400 kg
<b>Registro ante la SEMARNAT</b>	Si	Si	Si
<b>Presentar a consideración plan de manejo</b>	Si		
<b>Contar con bitácora de movimientos</b>	Si	Si	
<b>Presentar informe anual (COA)</b>	Si		
<b>Contar con seguro ambiental</b>	Si		
<b>Sujetar sus residuos a un plan de manejo</b>		Si	Si
<b>Registro ante autoridades Estatales o Municipales</b>			Si
<b>Llevar sus residuos peligrosos a los centros de acopio autorizados</b>			Si
<b>Contratar el servicio con empresas autorizadas</b>	Si	Si	Si

Los mayores generadores de residuos peligrosos en la industria mexicana los comprenden básicamente cuatro sectores:

- a) Manufactureras.
- b) Extractivas (minería y petróleo)
- c) De la construcción.
- d) Eléctrico



De acuerdo con estos grupos, la industria manufacturera abarca las actividades dedicadas a la transformación mecánica, física y química de materiales o sustancias, la cual incluye la mezcla de materiales como aceites lubricantes, las resinas plásticas, las pinturas entre otros, es por ello que la industria que genera más residuos peligrosos [4].

Además se tiene que considerar los residuos sólidos que están expuestos a los residuos peligrosos, algunos de estos residuos se emplean intencionalmente para limpiar o absorber derrames líquidos peligrosos, o se encuentran en contacto directo durante el almacenamiento, transporte y manejo. Entre los residuos sólidos que se encuentran impregnados de un residuo peligroso son [5] [6]:

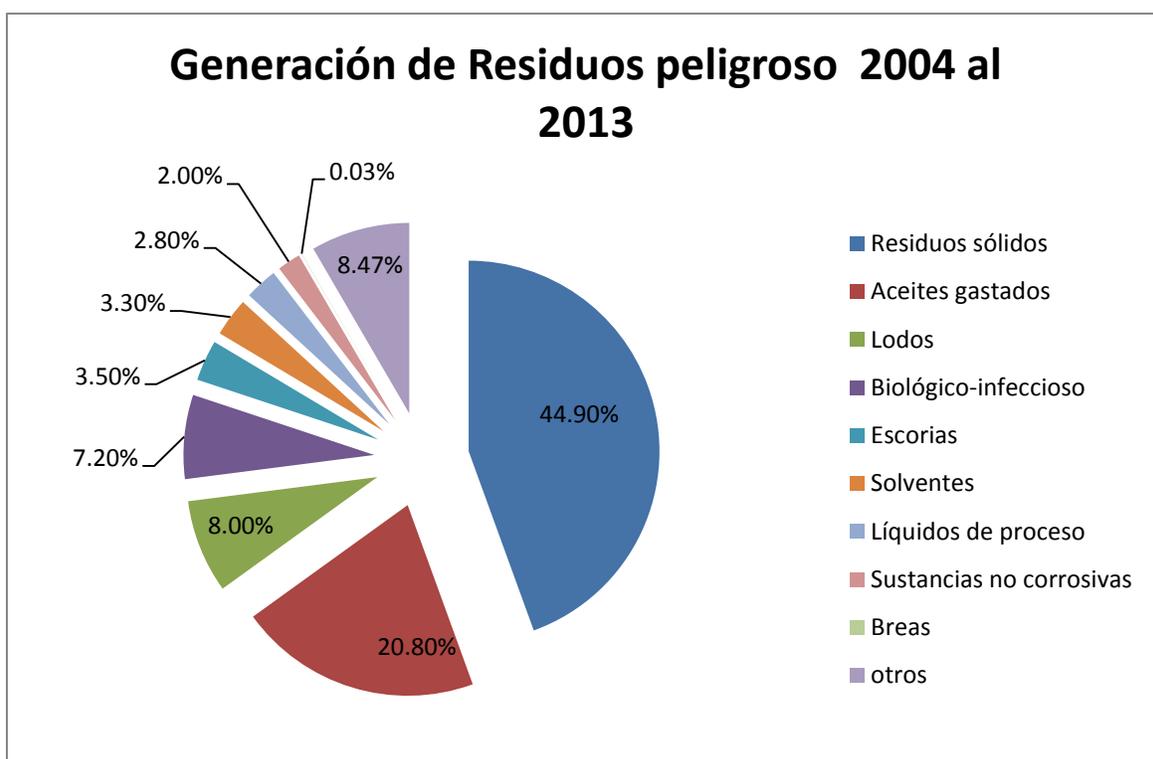
- Textiles (utilizados para limpiar y absorber derrames)
- Plásticos (utilizados para la transportación y almacenaje)
- Maderas (utilizados en estructuras)
- Papel y cartón (utilizados para absorber)
- Equipo de protección personal
- Carbón activado
- Filtros tipo cartucho

La química, la metalúrgica, automotriz, los servicios mercantiles y artículos electrónicos son los principales generadores de residuos peligroso con 782,177 toneladas (40%) del total generados de 2,035,069 millones de toneladas. Si se examina la generación en función de la categoría del generador para el periodo 2004-2013; los 47,896 microgeneradores representan (56.8% del total de generadores) con una producción de 12,005 toneladas (0.6 % de RP) los 30,015 pequeños generadores (35.6 %) con una producción de 85,555 toneladas (4.2 %) y las 6,368 grandes generadores (7.6%) con una producción de 1,937,510 toneladas (95.2 %) [5].

Por tipo de residuos, entre 2004 y 2013, las mayores fracciones de generación correspondieron a los residuos sólidos peligrosos, que incluyen materiales residuales del sector automotriz, asbesto, telas, pieles y metales pesados, entre



otros con una generación de 913,509 toneladas (44.9%), seguidos por los aceites gastados con 423,792 toneladas (20.8%), lodos con 162,513 toneladas (8%), biológico-infecciosos con 147,966 toneladas (7.2%), solventes con 67,918 toneladas (3.3%), líquidos de proceso con 57,723 toneladas (2.8%) y las escorias con 72,770 toneladas (3.5%). Los RP que menos se generaron fueron las breas con 579 toneladas (0.03%) y las sustancias corrosivas con 21,196 toneladas (1%) entre otros con 167,103 toneladas (8.47%) ver Figura 1 [6].



**Figura 1.** Generación de residuos peligrosos (elaboración propia a partir de [6])

### 2.2.2 **NORMATIVIDAD**

Los residuos peligrosos están regulados por la LGEEPA, LGPGIR y las normas mexicanas, debido a que presentan características CRETIB en cualquier estado físico, representan un riesgo para el ambiente y la salud humana por lo que es necesario realizar una caracterización, clasificación y listados que los identifiquen.



Para minimizar el riesgo ocasionados por los residuos peligrosos existen manejos y tratamientos de residuos que también se encuentran regulados por las normas mexicanas en donde nos indican los niveles máximos permisibles de emisión de humos después de la incineración.

A continuación se mencionan las normas utilizadas para su identificación y tratamiento térmico de residuos peligrosos.

**NOM-052-SEMARNAT-2005** tiene como objetivo establecer los procedimientos para identificar si un residuo es peligroso, el cual incluye los listados de los residuos peligrosos y las características que hacen que se consideren como tales, al igual los límites permisibles para los constituyentes orgánicos e inorgánicos. En esta norma se realizan los listados para indicar si un residuo es peligroso, las listas son la siguientes [7].

- Listado 1: Clasificación de residuos peligrosos por fuente específica.
- Listado 2: Clasificación de residuos peligrosos por fuente no específica.
- Listado 3: Clasificación de residuos peligrosos resultado del desecho de productos químicos fuera de especificaciones o caducos (Tóxicos Agudos).
- Listado 4: Clasificación de residuos peligrosos resultado del desecho de productos químicos fuera de especificaciones o caducos (Tóxicos Crónicos).
- Listado 5: Clasificación por tipo de residuos, sujetos a Condiciones Particulares de Manejo.

Para la operación y funcionamiento de las fuentes fijas de jurisdicción federal que emitan o puedan emitir olores, gases o partículas sólidas o líquidas a la atmósfera, se requerirá autorización de la Secretaría. Para los efectos a que se refiere esta Ley, se consideran fuentes fijas de jurisdicción federal, las industrias química, del petróleo y petroquímica, de pinturas y tintas, automotriz, de celulosa y papel, metalúrgica, del vidrio, de generación de energía eléctrica, del asbesto, cementera y de tratamiento de residuos peligrosos.



**Fuente específica:** Las actividades que generan residuos peligrosos y que están definidas por giro o proceso industrial.

**Fuente no específica:** Las actividades que generan residuos peligrosos y que por llevarse a cabo en diferentes giros o procesos se clasifican de manera general.

**Toxicidad Aguda:** El grado en el cual una sustancia o mezcla de sustancias puede provocar, en un corto periodo de tiempo o en una sola exposición, daños o la muerte de un organismo.

**Toxicidad Crónica:** Es la propiedad de una sustancia o mezcla de sustancias que causa efectos dañinos a largo plazo en los organismos, generalmente a partir de exposiciones continuas o repetidas y que son capaces de producir efectos cancerígenos, teratogénicos o mutagénicos.

**NOM-085-SEMARNAT-2011** tiene como objetivo establecer los niveles máximos permisibles de emisión de humo, partículas, monóxido de carbono (CO), bióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) y óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) de los equipos de combustión de calentamiento indirecto que utilizan combustibles convencionales o sus mezclas, con el fin de proteger la calidad del aire. [8]

Los niveles máximos permisibles de emisión de humo, partículas, monóxido de carbono, bióxido de azufre y óxidos de nitrógeno de los equipos de combustión de calentamiento indirecto se establecen en función de la capacidad térmica nominal del equipo, del tipo de combustible, de la ubicación de la fuente fija y de las condiciones de referencia, en la Tabla 2 se indican los niveles máximos permisibles para equipos nuevos.



**Tabla 2.** Niveles máximos permisibles de emisión de equipos nuevos <sup>(1)</sup>. (Calderas, generadores de vapor, calentadores de aceite térmico u otro tipo de fluidos, hornos y secadores de calentamiento indirecto) [8]

Valores expresados en unidades de concentración

Capacidad térmica nominal del equipo GJ/h	Tipo de combustible	Humo # de mancha	Partículas mg/m <sup>3</sup>			Bióxido de azufre ppm <sub>v</sub>			Óxidos de nitrógeno ppm <sub>v</sub>			Monóxido de carbono ppm <sub>v</sub>		
			ZVM	ZC	RP	ZVM	ZC	RP	ZVM	ZC	RP	ZVM	ZC	RP
<b>Mayor de 0.53 a 5.3</b> (Mayor de 15 a 150 CC)	Líquido	2	NA	NA	NA	275	1100	2200	NA	NA	NA	400	450	500
	Gaseoso	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	400	450	500
<b>Mayor de 5.3 a 42.4</b> (Mayor de 150 a 1200 CC)	Líquido	NA	60	350	450	275	1100	2200	190	190	375	400	450	500
	Gaseoso	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	190	190	375	400	450	500
<b>Mayor de 42.4 a 160</b> (Mayor de 200 a 3000 CC)	Líquido	NA	60	300	400	275	1100	2200	110	110	375	400	450	500
	Gaseoso	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	110	110	375	400	450	500
<b>Mayor de 106 a 530</b> (Mayor de 3000 a 15000 CC)	Sólidos	NA	25	60	150	30	70	700	25	110	375	250	300	350
	Líquido	NA	30	60	280	30	220	1100	25	110	375	250	350	350
	Gaseoso	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	25	110	375	250	300	350
<b>Mayor de 530 GJ/h</b> (más de 15000 CC)	Sólidos	Opacidad máxima 20%	25	50	50	30	110	220	25	110	220	250	350	350
	Líquido		30	50	50	30	110	220	25	110	220	250	300	350
	Gaseoso	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	25	110	220	250	350	350



Nota:

- (1) Para el caso de partículas, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, y CO los límites se establecen como concentraciones en volumen y base seca, en condiciones de referencia de 25°C, 101 325 Pa (1 atm) y 5% de O<sub>2</sub>.

Cuando un equipo de combustión utilice simultáneamente varios tipos de material combustible, sus emisiones deben compararse de aquel que tenga el valor más elevado de nivel máximo permisible de emisiones entre los diversos tipos de combustibles utilizados, como se indica en la Tabla 3.[8]

**Tabla 3.** Nivel máximo permisible de emisión correspondientes a los combustibles utilizados [8]

Combustibles utilizados	NMPE* correspondiente
Gas / líquido	Líquido
Gas / sólido	Sólido
Líquido / sólido	Líquido
Gas / líquido / sólido	Líquido

\* Nivel Máximo Permisible de Emisión

**NOM-098-SEMARNAT-2002** tiene como objetivo establecer las especificaciones de operación, así como los límites máximos permisibles de emisión de contaminantes a la atmósfera para las instalaciones de incineración de residuos.

El diseño, equipamiento y funcionamiento de las instalaciones de incineración deben permitir que la temperatura de los gases derivados de la incineración de los residuos se eleve, tras la última inyección de aire de combustible, de manera controlada y homogénea, aún en las condiciones más desfavorables, hasta por lo menos 850°C, alcanzados en o cerca de la pared interna, de la cámara de combustión final, durante un tiempo mínimo de por lo menos dos segundos. En el caso que se incineren residuos peligrosos que contengan más de 1% de sustancias organocloradas expresadas en cloro, la temperatura deberá elevarse hasta 1,100°C.



De acuerdo a los límites máximos permisibles de emisiones al ambiente y la frecuencia de medición establecidas para la incineración de residuos se muestra en la siguiente Tabla 4 [9].

**Tabla 4.** Límites máximos permisibles de emisiones para instalaciones de incineración de residuos [9]

Contaminante (mg/m <sup>3</sup> )	Límite de emisión	Frecuencia de medición
CO	63	Continuo
HCl	15	Trimestral
NOx	300	Semestral
SO <sub>2</sub>	80	Semestral
Partículas	50	Semestral
Arsénico Selenio Cobalto Níquel Manganeso Estaño.	0.7*	Semestral
Cadmio	0.07	Semestral
Plomo Cromo Cobre Zinc.	0.7*	Semestral
Mercurio	0.07	Semestral
Dioxinas y Furanos Instalaciones nuevas	0.2	Anual

Todos los valores están referidos a condiciones estándar: 1 atm, base seca, 25°C y 7% de O<sub>2</sub>.

\* Suma total de los metales pesados



### 2.3 MANEJO Y TRATAMIENTO DE RESIDUOS PELIGROSOS.

La mayoría de los residuos peligrosos no se pueden desechar en el suelo a menos que reúnan ciertos parámetros que disminuyan o eliminen las características de peligrosidad y así evitar la contaminación de suelos, aguas subterráneas y aire [12]. Debido a que los confinamientos están llegando a sus límites de recolección de residuos peligrosos y las exigencias sobre las características de diseño, control y vigilancia ha elevado los costos de este tipo de sistema, por lo que las empresas tienen la necesidad de encontrar tratamientos donde se reduzca el riesgo de contaminación, el volumen y se tenga una recuperación de energía.

Existen diversos tratamientos para los residuos peligrosos como:

- Tratamiento físicos
- Tratamiento químico
- Tratamiento biológico
- Tratamiento térmico

Las operaciones de tratamiento implican la eliminación total o parcial de los contaminantes y demás características peligrosas para la salud humana, recursos naturales y medio ambiente, así como facilitar el transporte, almacenamiento, eliminación y recuperación de los recursos contenidos [12].

#### 2.3.1 TRATAMIENTO FÍSICO

El tratamiento físico que se aplica para separar diferentes fases o sustancias y debido a que no cambia las propiedades químicas de la sustancia, se utilizan preferentemente como un pretratamiento de los residuos [10].

Los procesos de separación de fases son, generalmente mecánicos y sencillos de aplicar y, por lo tanto, baratos. El principio básico de todos estos procesos es conseguir que las fases sólidas se separen de la líquida, mediante el uso de fuerzas de gravedad, hidrostática, centrifuga o magnética.

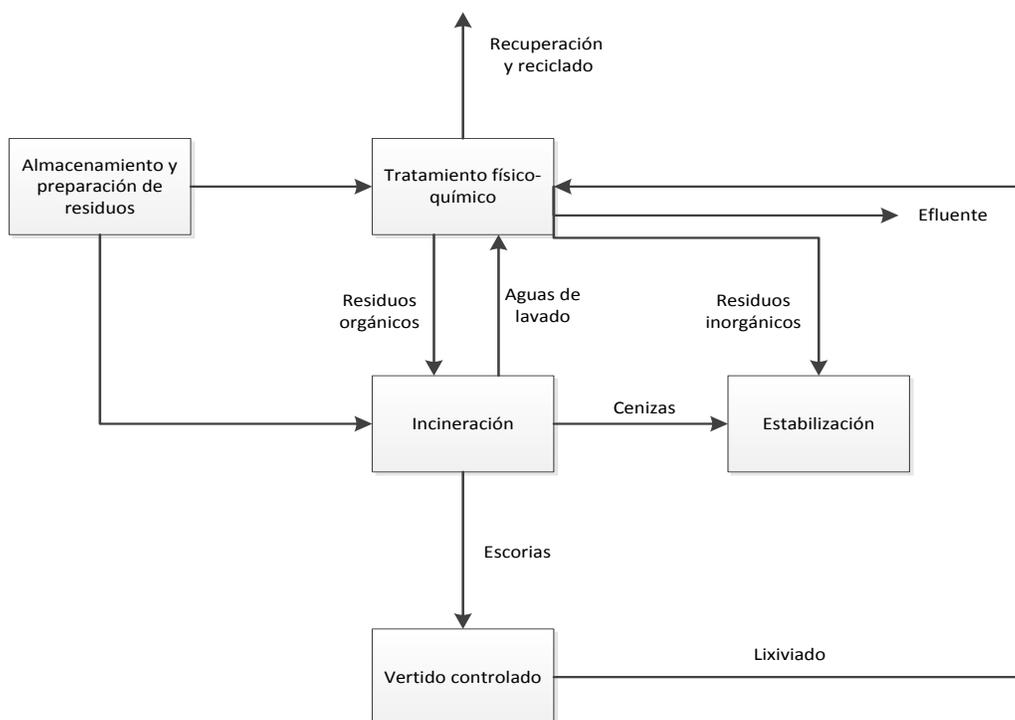


### 2.3.2 TRATAMIENTO QUÍMICO

La aplicación de los procesos químicos al tratamiento de residuos peligrosos tiene como objetivo general la transformación de dichos residuos o de algunos de sus componentes en especies de menor peligrosidad, mediante la utilización de reacción química, solubilidad en agua o neutralizar la acidez o alcalinidad. Los principales tratamientos químicos pueden clasificarse en [11]:

- a) Neutralización:
- b) Precipitación:
- c) Oxidación:
- d) Reducción:

Los tratamientos químicos pueden ser un tratamiento final o un intermedio que genere otra serie de residuos que deben tratarse mediante otras tecnologías y posteriormente al otro tratamiento puede que genere residuos que se tengan que tratarse químicamente como se muestra en la Figura 2.



**Figura 2.** Esquema de una instalación de tratamiento de RP [11]



### 2.3.3 TRATAMIENTO BIOLÓGICO

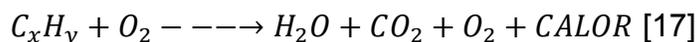
El tratamiento biológico degrada los residuos peligrosos que contiene compuestos orgánicos mediante la acción de los microorganismos. La degradación cambia la estructura molecular de estos y el grado de degradación puede ser una biotransformación o una mineralización [10].

Generalmente éstos residuos orgánicos o descargas industriales poseen una demanda biológica de oxígeno DBO. De los diferentes tipos de organismos involucrados en el tratamiento biológico, los más comunes son las bacterias heterotróficas. Entre los tratamientos biológicos más comunes son [12]:

- Tratamiento anaerobio
- Tratamiento aerobio

### 2.3.4 TRATAMIENTO TÉRMICO

Los sistemas de tratamiento térmico son diseñados para destruir solamente a los componentes orgánicos del residuo, sin embargo, la mayoría de los residuos peligrosos contienen diferentes concentraciones de materia orgánica combustibles y bajas concentraciones de agua, metales y otros compuestos inorgánicos no combustibles. Para destruir la fracción orgánica de los residuos peligrosos y convertirla a  $CO_2$ ,  $H_2O$  y calor se han desarrollado varias técnicas de tratamiento térmico [10].



Los tratamientos térmicos (o destrucción térmica) se les considera a cualquier proceso para reducir el volumen y descomponer o cambiar la composición física, química o biológica de un residuo sólido, líquido o gaseoso, mediante la oxidación térmica, en la cual todos los factores de combustión como la temperatura, el tiempo de retención y la turbulencia, pueden ser controlados, a fin de alcanzar la



eficiencia, eficacia y los parámetros ambientales previamente establecidos en la NOM-098-SEMARNAT-2002.

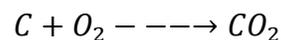
Entre los métodos de destrucción térmica se encuentran [10]:

- Tratamiento térmico infrarrojo
- Incineración
- Oxidación catalítica
- Pirólisis
- Gasificación
- Gasificación por arco de plasma
- Hidrogenación
- Horno de plasma centrifugo
- Vitrificación
- Desorción térmica

### 2.4 LOS RESIDUOS PELIGROSOS COMO COMBUSTIBLE

La valorización energética mediante procesos de tratamiento térmico, proporciona una alternativa para la disminución del volumen de los residuos, con la consecuente conversión en energía.

La calidad de los residuos sólidos peligrosos como combustible es función de la cantidad de energía, representada por el poder calorífico que contienen y que pueden liberar. El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor liberado cuando se oxida por completo, es decir el carbono reaccionan completamente con el oxígeno para formar dióxido de carbono.





Existen dos procedimientos para determinar el poder calorífico de los combustibles, que son: el método analítico y el método práctico [18].

En el método analítico consiste en aplicar el principio de conservación de la energía, en donde se expresa que “El poder calorífico de un cuerpo compuesto es igual a la suma de los poderes caloríficos de los elementos simples que lo forman, multiplicados por la cantidad centesimal en que intervienen, descontando la cantidad de hidrógeno total del combustible la que se encuentra ya combinada con el oxígeno del mismo” [18].

Por el principio de la conservación de la energía, el físico Dulong expresó el poder calorífico superior de un combustible seco, sólido o líquido, que contenga carbono, hidrógeno y azufre en su composición mediante la siguiente ecuación [17][18]:

Para el poder calorífico superior

$$PCS = (8.140 * C) + \left(34.400 * \left(H - \frac{O}{8}\right)\right) + (2.220 * S) \quad \text{Ecuación 1}$$

Para el poder calorífico inferior

$$PCI = (8.140 * C) + \left(29.000 * \left(H - \frac{O}{8}\right)\right) + (2.220 * S) \quad \text{Ecuación 2}$$

Para un combustible sólido o líquido, si se encuentra húmedo se utiliza la siguiente ecuación [17][18]:

$$PCI = (8.140 * C) + \left(29.000 * \left(H - \frac{O}{8}\right)\right) + (2.220 * S) - (600 * H_2O) \quad \text{Ecuación 3}$$

El método práctico consiste en el empleo de calorímetros mediante los cuales se puede determinar en forma directa en el laboratorio el poder calorífico de los combustibles.



Los métodos calorimétricos consiste en quemar una cierta cantidad de material combustible y medir la cantidad de calor producida a través de la energía térmica ganada por un líquido conocido, agua, el que, de acuerdo el método a utilizar, puede estar contenida en un recipiente, o permanecer en continua circulación durante el proceso [18].

El poder calorífico del residuo constituye un factor determinante en la economía de la incineración. En primera aproximación, puede decirse que un residuo con poder calorífico por encima de unas 3,500 kcal/kg resulta apto dado que no requieren combustible adicional, aunque esta cifra puede oscilar en función de parámetros como el contenido de agua que acompaña al residuo, la forma física y las características del sistema de contacto, cuando el residuo no tiene suficiente poder calorífico o presenta un alto contenido de agua se requiere el consumo de combustible adicional [11].

$$\text{Poder calorífico} = |\Delta hc| [=] \frac{\text{kJ}}{\text{kg de combustible}} \quad \text{Ecuación 4}$$

En la Tabla 5 se mencionan algunos residuos industriales y peligrosos con el poder calorífico, cantidad de materia inorgánica (cenizas) y humedad contenida, basándose en estos poderes caloríficos se puede determinar los residuos susceptibles a incinerar:

**Tabla 5.** Poder calorífico de residuos industriales y peligrosos [21].

Residuo	Poder calorífico (Cuando se quema) Btu/lb	Peso (pérdida) lb/pie <sup>3</sup>	Peso lb/pie <sup>3</sup>	Contenido en peso	
				Cenizas %	Humedad %
Queroseno	18.900		50	0,5	0
Benceno	18.210		55	0,5	0
Tolueno	18.440		52	0,5	0
Hidrógeno	61.000		0,0053	0	0
Ácido acético	6.280		65,8	0,5	0
Alcohol metílico	10.250		49,6	0	0
Alcohol etílico	13.325		49,3	0	0
Trementina	17.000		53,6	0	0
Naftaleno	15.000		41,6	0	0
Periódicos	7.975	7		1,5	6
Papel de embalaje	7.250	7		1,0	6
Revistas	5.250	35		22,5	5
Papel plisado	7.040	7		5,0	5
Papel plastificado	7.340	7		2,6	5
Cajas de cartón de leche (tetra-brik)	11.330	5		1,0	3,5
Cáscaras de cítricos	1.700	40		0,75	75
Cuero de zapatos	7.240	20		21,0	7,5
Suelas con compuestos de butilo	10.900	25		30,0	1
Poliétileno	20.000	40-60	60	0	0
Poliuretano	13.000	2	2	0	0
Látex	10.000	45	45	0	0
Residuos de caucho	9.000-11.000	62-125		20-30	
Carbón	14.093		138	0	0
Parafina	18.621		54-57	0	0
1/3 cera-2/3 papel	11.500	7-10		3	1
Alquitrán o Asfalto	17.000	60		1	0
1/3 alquitrán-2/3 papel	11.000	10-20		2	1
Serrín de madera (pino)	9.600	10-12		3	10
Serrín de madera	7.800-8.500	10-12		3	10
Corteza de madera (abeto)	9.500	12-20		3	10
Corteza de madera	8.000-9.000	12-20		3	10
Mazorca de maíz	8.000	10-15		3	5
Trapos (seda o lana)	8.400-8.900	10-15		2	5
Trapos (lino o algodón)	7.200	10-15		2	5
Grasas animales	17.000	50-60			0
Cascaras de la semilla del algodón	8.600	25-30		2	10
Posos de café	10.000	25-30		2	20
Trozo de linóleo	11.000	70-100		20-30	1



### 2.5 TECNOLOGÍAS PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Existen diferentes tecnologías para la oxidación térmica, cada una de estas es utilizada para cantidades y características específicas de los residuos a destruir, en algunos casos es necesario que los subproductos combustibles generados en estos procesos sean sometidos a combustión en un ambiente rico en oxígeno. Posterior a la combustión existe diferentes maneras recuperación de energía o calor de los gases de escape, dependiendo de la tecnología a utilizar, ya que se puede producir una síntesis de gas debido a la existencia de metano, el cual se puede utilizar en una cámara de postcombustión para la generación de energía eléctrica, o sólo se puede recuperar calor a través de equipos de intercambio de calor. A continuación se mencionan los diferentes tratamientos térmicos.

#### 2.5.1 GASIFICACIÓN CONVENCIONAL Y SU RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

Mediante esta técnica, el carbón es transformado a gas que consiste principalmente de CO y CO<sub>2</sub>, la oxidación parcial se puede llevar a cabo con diferentes agentes gasificadores como el aire, el aire enriquecido de oxígeno, oxígeno puro o vapor, aunque lo más común por su bajo costo es utilizar aire. Las temperaturas empleadas son altas, van de los 900 a 1,100 °C cuando se utiliza aire; y de 1,000-1,400°C cuando se utiliza oxígeno. Este proceso no ha sido muy ensayado a gran escala industrial para tratar residuos peligrosos. La gasificación es adecuada para tratar [10] [11]:

- Residuos sólidos con un bajo punto de fusión
- Residuos líquidos orgánicos halogenados
- Residuos sólidos orgánicos con elevados contenidos de cenizas
- Residuos altamente pastosos atomizables

No es adecuado tratar:

- Residuos pastosos o viscosos no atomizables
- Residuos voluminosos



### **RECUPERACIÓN DE ENERGÍA Y GENERACIÓN ELÉCTRICA**

La gasificación convencional es un proceso de conversión termoquímica en la cual ocurre una oxidación parcial de la materia orgánica en la que es convertida en un combustible gaseoso llamado gas de síntesis (syngas) el cual contiene principalmente  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$  y  $\text{H}_2\text{O}$ .

Se puede generar energía eléctrica sólo utilizando un motor o turbina de gas o en el proceso ciclo combinado donde se genera electricidad en dos etapas. En la primera una turbina de gas conectada a un alternador genera energía eléctrica a partir del gas, mientras que en la segunda etapa se aprovecha la temperatura de los gases de escape para generar vapor que posteriormente genera electricidad. La eficiencia de conversión a energía eléctrica es cercana al 30% [22].

#### ***2.5.2 GASIFICACIÓN DE ARCO DE PLASMA Y SU RECUPERACIÓN DE ENERGÍA***

El tratamiento de los residuos sólidos mediante tecnologías de conversión térmica ha tenido un gran auge en las últimas décadas, siendo la tecnología de gasificación por plasma el proceso que menos efectos adversos tiene sobre el medio ambiente. Esta tecnología es un proceso térmico que utiliza temperaturas extremadamente altas (5,000 a 10,000°C) y una atmósfera rica en agente ionizante para descomponer completamente los residuos sólidos en partículas muy simples. Es decir, su objetivo es convertir el carbón y el hidrógeno contenido en los residuos en gas combustible compuesto de  $\text{CO}$  e  $\text{H}_2$  [22].

Esta tecnología tiene costos elevados en su instalación y operación, al ser una tecnología para el tratamiento de residuos tóxicos y peligrosos se tiene un ingreso importante de dinero que ayudará a mantener la rentabilidad de la operación de las instalaciones, que si se utilizara para residuos urbanos [22].



### RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

Por medio de la tecnología de gasificación de arco de plasma se pueden obtener dos productos principales: gas de síntesis (syngas), y energía en forma de calor:

El gas de síntesis o syngas es el nombre dado a una mezcla de gases compuesta en su mayor proporción de monóxido de carbono e hidrógeno. El gas de síntesis puede ser quemado directamente en una caldera o se puede pasar por un sistema de limpieza de gas y utilizarse en un motor o en una turbina de gas. El flujo de gases calientes a través de la caldera produce vapor, el cual puede ser utilizado para la generación de energía en una turbina de vapor convencional.

El calor que proviene del slag fundido ayuda a mantener la temperatura dentro del reactor, mientras que una parte del calor proveniente de los gases puede ser utilizado para generar vapor, cuya energía térmica puede mover turbinas y generar electricidad.

#### **2.5.3 PIRÓLISIS O DESGASIFICACIÓN**

El principio de la desgasificación o pirólisis es una transformación de la materia mediante energía térmica sin oxígeno. Los principales residuos de este tratamiento son [10]:

- Gas residual con alto contenido de metano
- Residuos sólidos que contienen carbón
- Condensados similares al aceite
- Condensados acuosos

Dependiendo de la temperatura y el tiempo de residencia elegida en el reactor, los productos de la incineración pueden contener más gas residual o más aceites, en los cuales una gran cantidad de energía permanece almacenada. Esta técnica no ha sido aceptada ampliamente para el tratamiento de los residuos peligrosos.[10]



### 2.5.4 INCINERACIÓN

La incineración constituye el sistema de gestión más utilizado en el campo de los residuos peligrosos, dentro del grupo genérico de procesos de tratamiento térmico, que, en sentido amplio, engloba un conjunto de técnicas que, como objetivo común, persiguen la eliminación del carácter peligroso del residuo tratado mediante el empleo de temperaturas las suficientemente altas. [11]

#### Ventajas [10]

- Aplicable a una gran variedad de residuos (líquidos, sólidos y lodos).
- Convierte en cenizas, generalmente estabilizadas o inertes, a los residuos inorgánicos y vaporiza el agua
- Puede alcanzar altas eficiencias de remoción de compuestos orgánicos volátiles, hasta un 99.99% o más.
- Permite una reducción del 80 al 90% del volumen de los residuos, sobre todo cuando contienen altas concentraciones de compuestos orgánicos.
- Los equipos de incineración requieren de poco espacio.
- Propicia el reciclaje energético, ya que se utilizan los residuos como combustible alternativo.
- Se puede recuperar la energía en forma de calor para la generación de vapor.

#### Desventajas

- Se requiere que el equipo trabaje con una gran eficiencia, porque algunos subproductos de la combustión pueden resultar más tóxicos que los residuos mismos.
- Se requiere de personal especializado.
- Un alto contenido de humedad puede afectar los requerimientos de energía
- Se requiere equipo de control de emisiones contaminantes a la atmósfera
- Se requiere de la disposición final de las cenizas y escorias
- Tiene rechazo social.



Los métodos de destrucción térmica más comunes son:

- Horno de inyección líquida
- Horno rotatorio
- Horno de lecho fluidizado
- Horno de cemento
- Incineradores pirolíticos

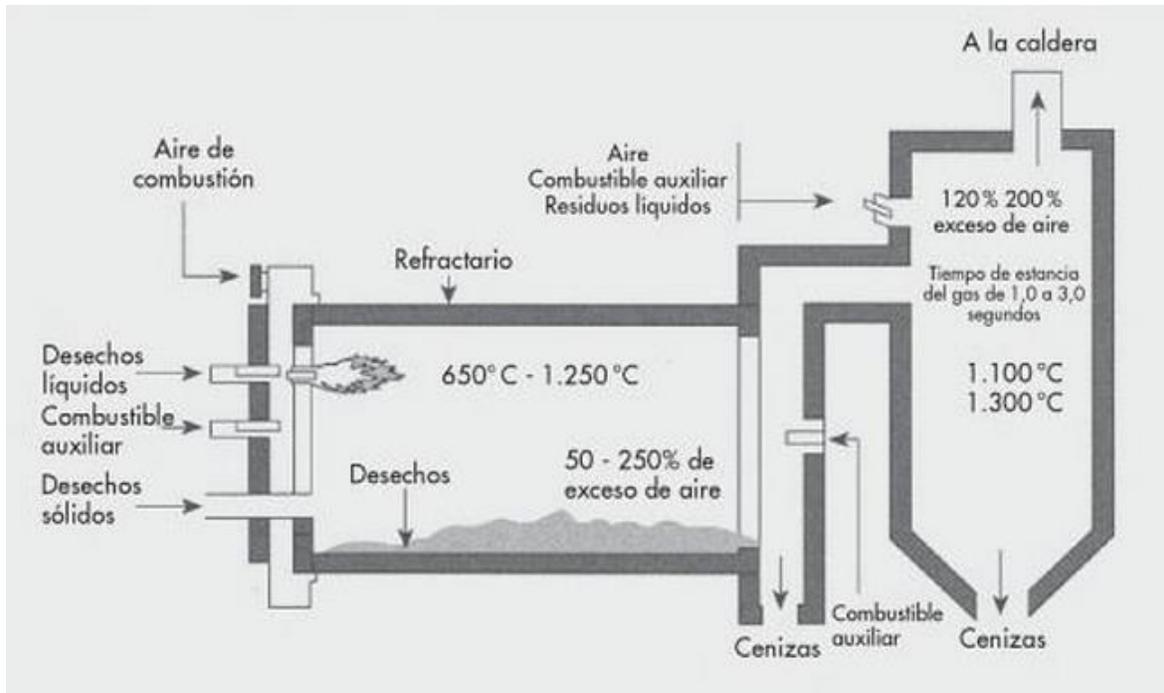
Actualmente el método más empleado para la incineración de la mayor parte de los residuos peligrosos sólidos, líquidos o lodos es el horno rotatorio. La ventaja de este horno es su gran flexibilidad, respecto al tipo y a la cantidad de los residuos que admite. En el horno rotatorio pueden incinerar simultáneamente residuos sólidos, líquidos y lodos, junto con gases. Por otra parte, este tipo de horno permite alcanzar altas temperaturas de incineración y tiempos de permanencia lo suficientemente largos para que se garantice una incineración completa; además, por lo general cuentan con una cámara de post combustión.

En la cámara rotatoria se incineran preferentemente los residuos sólidos y lodos a temperaturas entre 800 y 1200 °C según el tipo de horno, y en la cámara de post-combustión también se puede alimentar residuos líquidos para su destrucción.

### **Hornos rotatorios**

Los sistemas de horno rotatorio representan la tecnología más utilizada en términos de volumen total de RP incinerados. El cuerpo del mismo consiste en un cilindro recubierto de refractario en todo y dispuesto horizontalmente, con una pendiente (1-5%) entre la entrada y la salida para facilitar el desplazamiento del residuo, la velocidad con la que gira varía normalmente entre 0.5 y 3 rpm.

Los tiempos de residencia del sólido suelen oscilar entre 10 y 30 min. Las temperaturas en la cámara principal van desde los 800 a los 1000 °C [11]



**Figura 3.** Horno rotatorio

### 2.6 RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

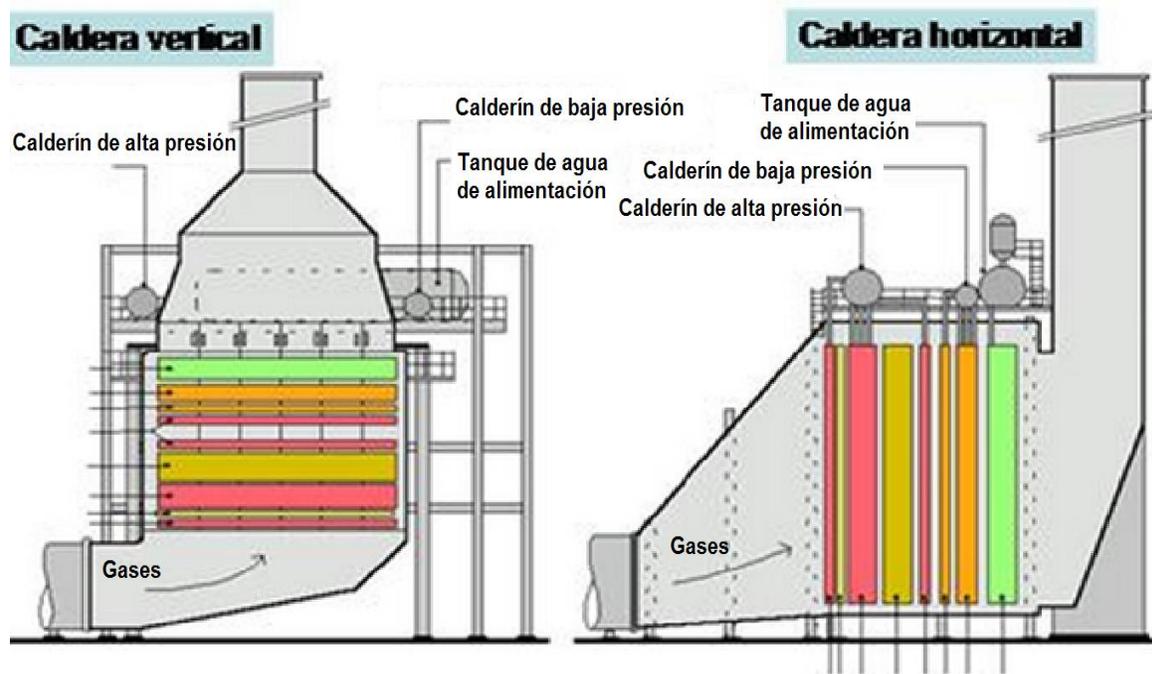
La energía es la capacidad de un sistema para producir trabajo, puede presentarse de variadas maneras; de acuerdo con la primera ley de la termodinámica, la energía permanece constante, es decir que no se crea ni se destruye sólo se transforma. Si se desea alterar el contenido energético de un cuerpo o de un sistema se deberá adicionar o retirar energía, pero solamente hay dos formas de lograr esto y es mediante la adición o sustracción de calor o trabajo [25].

El calor se define como la transferencia de energía de un cuerpo o sistema a otro, debido a una diferencia de temperaturas, el calor fluye de un sistema de alta temperatura a uno de menor temperatura. Si se desea transferir calor de un sistema de baja temperatura a otro de mayor temperatura se tendrá que adicionar trabajo, tal y como lo indica la segunda ley de la termodinámica. [26]

Existe la posibilidad de recuperar parte del calor generado a partir de la combustión de los residuos y en su caso del combustible adicional que se emplee.



El calor de los gases de combustión puede aprovecharse para la producción de vapor, con y sin generación subsiguiente de energía eléctrica, o para precalentar el aire alimentado al sistema de incineración. Dichas operaciones se realizan mediante sistemas de intercambio de calor de tubos (evaporadores y economizadores). [11] Esto sólo resulta interesante si el ingreso monetario de dicha energía recuperada supera el costo asociado a las operaciones correspondientes.



**Figura 4.** Calderas de recuperación de calor para la generación de vapor

### OPCIONES DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

La recuperación de calor residual es posible en cualquier tecnología de incineración, existen tres tipos básicos de sistemas de aprovechamiento de energía aplicados a incineradores [22] [13]:



1. Gas-agua, utilizan la energía residual de los gases para obtener vapor, que se puede utilizar para proceso o para generar energía eléctrica.
2. Gas-aire, utilizan precalentadores de aire para la alimentación de aire en el incinerador y mejorar la combustión.

El vapor generado se puede ser de proceso como: medio de calentamiento, destilación, limpieza entre otros; o para generar energía eléctrica con turbinas de vapor para cumplir con la demanda energética de la planta y la venta de energía al estado.

Al precalentar el aire de combustión, o la corriente residual, se reduce el tiempo necesario para que el residuo alcance su temperatura de oxidación, de esta manera, reduce la cantidad de combustible auxiliar necesario para mantener la temperatura de destrucción requerida.



### 2.7 TECNOLOGÍA DE EQUIPOS DE INTERCAMBIO TÉRMICO

#### 2.7.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Cuando se vaporiza una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. Generalmente, la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación[24].

Mecanismos de la transferencia de calor. Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, conducción, convección y radiación [24].

**Conducción:** La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo como puede ser una pared estacionaria. La dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. El flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared [24].

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto, este último sirve como aislante. Aun cuando la conducción de calos se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos, con sus limitaciones [24].

La transferencia de calor por conducción se realiza en dos formas. El primer mecanismo es el de la interacción molecular, en donde el mayor movimiento de una molécula a un nivel de energía superior (temperatura) imparte energía a las



moléculas adyacentes de niveles de energía inferiores. Este tipo de transferencia se halla en todos los sistemas en donde existe un gradiente de temperatura y en el que se encuentran presentes moléculas de sólidos, líquidos o gases.

El segundo mecanismo de transferencia de calor por conducción es por electrones libres. El mecanismo de electrones libres es significativo principalmente en los sólidos metálicos puros; la concentración de electrones libres varía de manera considerable en las aleaciones y disminuye mucho para sólidos no metálicos. La capacidad de los sólidos para conducir calor varía de modo directo con la concentración de electrones libres, por lo tanto no es sorprendente que los metales puros sean los mejores conductores de calor.

Para la transferencia de calor se utiliza la ecuación de Fourier en la forma:[25]

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\frac{q}{A} = -k \nabla T \quad \text{Ecuación 6}$$

**Convección:** es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla contenidas en un sólido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego se transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección natural o libre ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando muchas aplicaciones de proceso se inducen circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos [24].

La transferencia de calor debida a la convección implica el cambio de energía entre una superficie y un fluido adyacente. Debe hacerse una distinción entre convección forzada, en la cual un fluido se hace fluir sobre una superficie sólida por medio de un agente externo como un ventilador o una bomba, y la convección libre o natural, en donde el fluido más caliente (o más frío) que se encuentra cerca



de la frontera del sólido es el que provoca la circulación a causa de la diferencia en densidad que resulta de la variación de temperatura a través de una región de fluido. La ecuación de razón de cambio para la transferencia de calor por convección fue expresada por primera vez por Newton y se conoce como la ecuación de razón de cambio de Newton o ley de Newton del enfriamiento: [25]

$$\frac{q}{A} = h \Delta T \quad \text{Ecuación 7}$$

**Radiación:** La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. La transferencia de calor radiante difiere de la conducción y de la convección en que no se requiere ningún medio para su propagación; la transferencia de energía por radiación es máxima cuando las dos superficies que intercambien energía se encuentra separada por un vacío perfecto. El exacto mecanismo de transferencia de calor por radiación aún no se comprende por completo. Existe evidencia que apoya tanto los razonamientos que la consideran ondulatoria como los que la explican cómo corpuscular. Sin embargo, un hecho notable es que un proceso tan complejo como la transferencia de calor por radiación puede describirse mediante una expresión analítica razonable simple.

La rapidez de emisión de energía de un radiador perfecto o cuerpo negro está dada por:[25]

$$\frac{q}{A} = \sigma T^4 \quad \text{Ecuación 8}$$

**Diferencia de temperatura:** es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Su influencia sobre sistemas de transferencia de calor, que incluyen tanto a la fuente como al receptor, es el sujeto inmediato para estudio. Las temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos se conocen o pueden ser medidos, y se hace referencia como las temperaturas de proceso [24].



### **Ebullición**

La transferencia de calor por ebullición se asocia con un cambio de fase de líquido a vapor. Junto con los fenómenos de ebullición pueden llegar a alcanzarse flujos de calor muy altos, haciendo que esta aplicación sea especialmente valiosa cuando se dispone de un espacio pequeño para llevar a cabo una transferencia de energía algo grande. Una de tales aplicaciones es el enfriamiento de reactores nucleares.

Existen dos tipos de ebullición: la ebullición de depósitos y la ebullición en flujo. La ebullición de depósito es la que se produce cuando una superficie caliente se sumerge en un depósito con líquido en el que no hay agitación. La ebullición en flujo se produce en una corriente que fluye y la superficie de ebullición puede ser parte del camino del flujo. El flujo de líquido y vapor asociado con la ebullición en flujo es un tipo importante de flujo en dos fases [24][25].

### **2.7.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Un dispositivo cuyo principal propósito es la transferencia de energía entre dos fluidos se llama intercambiador de calor. Los intercambiadores de calor generalmente se clasifican en tres categorías [27]:

- Regeneradores
- Intercambiadores de tipo abierto
- Intercambiadores de tipo cerrado o recuperador.

Los regeneradores son intercambiadores de calor en los que los fluidos calientes y fríos fluyen de manera alterna a través del mismo espacio, existiendo entre las dos corrientes la mínima cantidad de mezclado posible. La cantidad de transferencia de energía depende de las propiedades del fluido y del flujo de la corriente, así como de la geometría y de las propiedades térmicas de la superficie [27].



Los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que realmente se produce el mezclado físico de las dos corrientes de fluido. Los fluidos calientes fríos entran a los intercambiadores de calor de tipo abierto y salen como una sola corriente. La naturaleza de la corriente de salida se predice por el principio de continuidad y la primera ley de la termodinámica.[27]

El tercer tipo de intercambiadores de calor, el recuperador, es donde las corrientes de fluido caliente y frío no entran en contacto directo, sino que están separadas por la pared de un tubo o por una superficie que puede ser plana o con cierta curvatura. El intercambio de energía se hace entonces por convección desde un fluido a una superficie, por conducción a través de la placa o pared y finalmente por convección desde la superficie hasta el segundo fluido. [27]

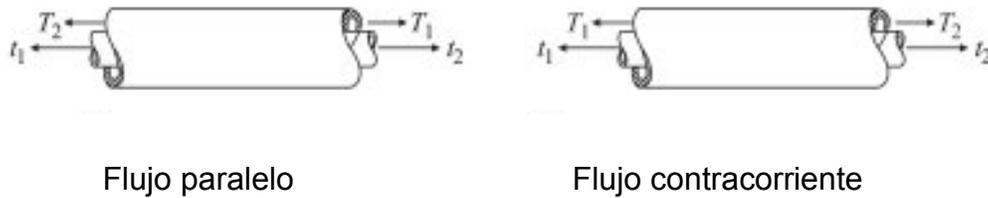
El intercambiador de calor es un dispositivo para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido a diferentes temperaturas y en contacto térmico sin calor externo o interacciones de trabajo. Entre las aplicaciones típicas implican: Calentar, enfriar, condensar, vaporizar, esterilizar, fraccionar, destilar, concentrar y controlar la temperatura de un fluido. [25]

Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tiene el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua. Si además el agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador. [24]

Los intercambiadores de calor normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo. El intercambiador de calor más simple es el de tubos concéntricos o doble tubo, es donde los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección (paralelo) o en direcciones opuesta (contraflujo) Figura 5 [27]. En el intercambiador de calor de doble tubo común y corriente, uno de los fluidos fluye en el espacio anular y otro por el tubo interno. Cuando uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia de calor bajo, tal como sucede en los gases o en fluidos que tiene



gran viscosidad, la manera más adecuada de mejorar la transferencia de calor es mediante el aumento de la superficie exterior del tubo interno, lo cual se logra mediante el uso de tubos aletados [26].



**Figura 5.** Intercambiadores de flujo paralelo y contracorriente.

La colocación del fluido depende de las características que tenga, si el fluido es de alta presión se coloca por adentro de los tubos, también si es corrosivo, o si tiene tendencia al incrustamiento, ya que son más fáciles de limpiar. Los fluidos de alta viscosidad se colocan del lado del envolvente. [26]

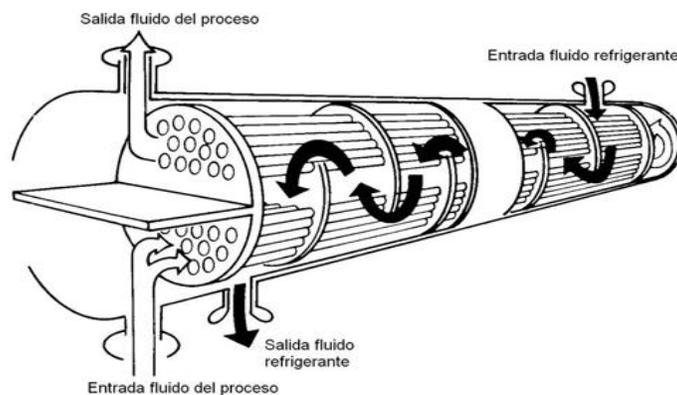
Otra configuración es el intercambiador de calor de tubos y coraza (Figura 6), las formas específicas difieren de acuerdo con el número de pasos, tubos y coraza; la más simple, implica un sólo paso por tubos y coraza, va aumentando el número de pasos dependiendo la transferencia que se quiera lograr. Existen diferentes tipos de arreglo dependiendo de su uso se puede modificar, tipo de cabezal, extremo frontal, tipos de corazas y extremo posterior [27].

Los cambiadores de calor de coraza y tubos o de haz y envolvente son los más usados en la industria del proceso. Los componentes principales de estos cambiadores son el cabezal de entrada, el envolvente o carcasa, los tubos o haz y el cabezal de retorno. Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores, ya que son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos. Los tubos se arreglan con espaciamiento o distancias de centro a centro (pitch) triangula o cuadrado. La envolvente está hecha comúnmente de placas de metal, las que se cortan y sueldan para dar dimensiones requeridas. Las envolventes de diámetro menor a 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial. [26]



Los tubos para intercambiadores se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables.

La distancia más corta entre los orificios adyacentes es el claro o ligadura, los tubos se colocan en arreglos ya sea cuadrado o triangular. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeñas caídas de presión. El espaciado de los tubos  $P_T$  es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes [24].



**Figura 6.** Intercambiador de tubo y coraza.

Los intercambiadores de coraza y tubos se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares conocida como TEMA

TEMA propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal estacionario empleado, la segunda tipo de coraza y la última al tipo de cabezal posterior. A continuación se muestra Figura 7 con cada parte que conforman los intercambiadores según TEMA.



Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types	
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tubesheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

**Figura 7.** Denominaciones TEMA para carcasa y tubos de intercambiadores de calor [21]

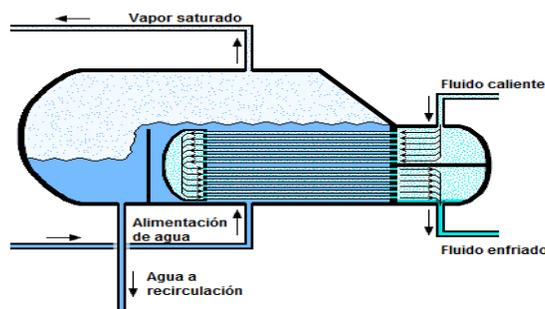


### 2.7.3 REHERVIDORES Y EVAPORADORES

El rehervidor tipo kettle la ebullición ocurre en la alberca de líquido que inunda el haz de tubos, las fases se separan en el espacio provisto por el domo y el líquido remanente se derrama por el vertedero como producto de fondos. Entre las principales ventajas que presenta este equipo está la limpieza y fácil mantenimiento además de que puede manejar hasta un 80% de vaporización. Como desventaja principal pueden citarse los bajos coeficientes de transferencia de calor.

Una práctica común es hacer que la distancia entre el tubo más alto del haz y la parte superior del domo no sea menor de 40% del diámetro total del envolvente. Estos rehervidores están además provistos de un vertedero de derrame para asegurar un nivel apropiado de líquido de manera que los tubos estén cubiertos.

Cuando se evapora un líquido la velocidad de evaporación sobre los tubos calentados es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de ebullición es independiente de la velocidad, pero depende mucho de las propiedades del fluido y de la diferencia de temperaturas entre las paredes de los tubos y la temperatura de ebullición. Los coeficientes de ebullición son menores de  $1500 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  para los líquidos orgánico y menores de  $5\ 000 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$  para el agua con flujos máximos de  $30\ 000 \text{ kcal/hm}^2$ , lo que no permite el uso de grandes diferencias de temperaturas, lo cual indica que se requiere mayores áreas de transferencia que en los de circulación forzada [26].



**Figura 8.** Intercambiador de calor tipo kettle



### 2.7.4 CALDERAS DE RECUPERACIÓN

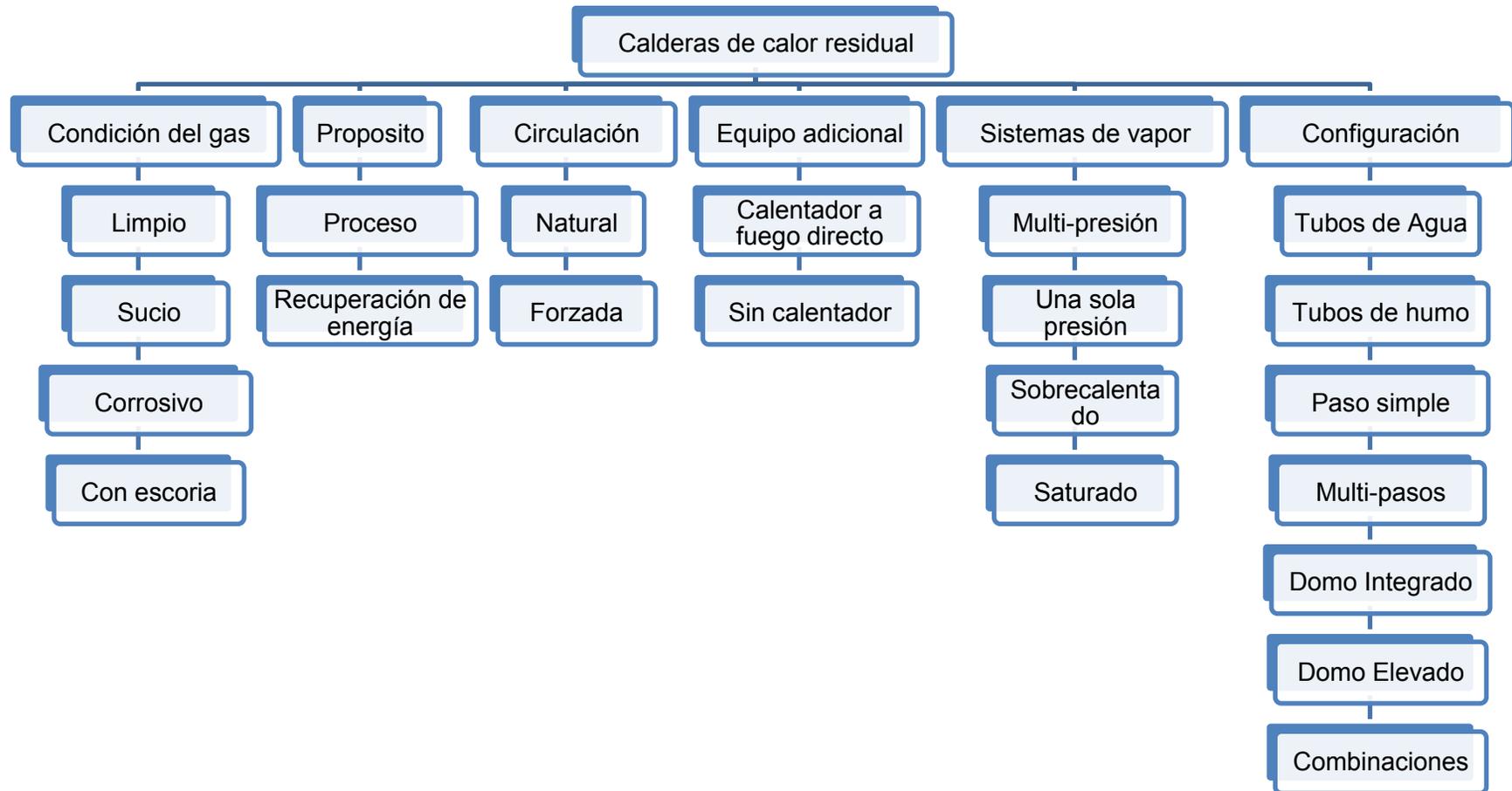
Las caldera de recuperación de calor como generadores de vapor conocidas como HRSG (Heat Recovery Steam Generators) son ampliamente usados en plantas químicas, refinerías, de energía y los sistemas de proceso, en todas estas plantas se ocupan por cuestiones de proceso o para recuperar energía de varias corrientes de desecho, por consideraciones de proceso o economía. Por ejemplo, en las plantas de ácido sulfúrico e hidrógeno, controlar la temperatura de salida del gas por medio de un HRSG es más importante que la cantidad de vapor que pueda ser generado, por razones de proceso. Sin embargo, en las plantas de potencia que utilizan turbinas de gas o en sistemas de incineración, la mayor cantidad de energía recuperada de las corrientes de gases de desecho, debe ser compatible con los costos totales y de recuperación de la inversión [30] [31]. Los HRSG pueden ser clasificados en dos categorías:

1. Aquellos que son requeridos para enfriar corrientes de gases a una temperatura deseada por razones de proceso.
2. Aquellos cuyo objetivo es maximizar la recuperación de energía compatible por consideraciones económicas. [42]

Los HRSG tienen una gran variedad de formas de diseño, configuraciones, arreglos etc; sin embargo, pueden constar de cuatro elementos básicos para su funcionamiento los cuales son:

- Economizador
- Evaporador
- Domo
- Sobrecalentador

El calor recuperado en los HRSG va desde un 65 a 85% del calor liberado en el sistema. La selección de caldera de recuperación es función de las características de los gases de combustión y de los requerimientos de vapor del sistema. Los HRSG se clasifican de varias maneras como se puede ver en la Figura 9 [31].

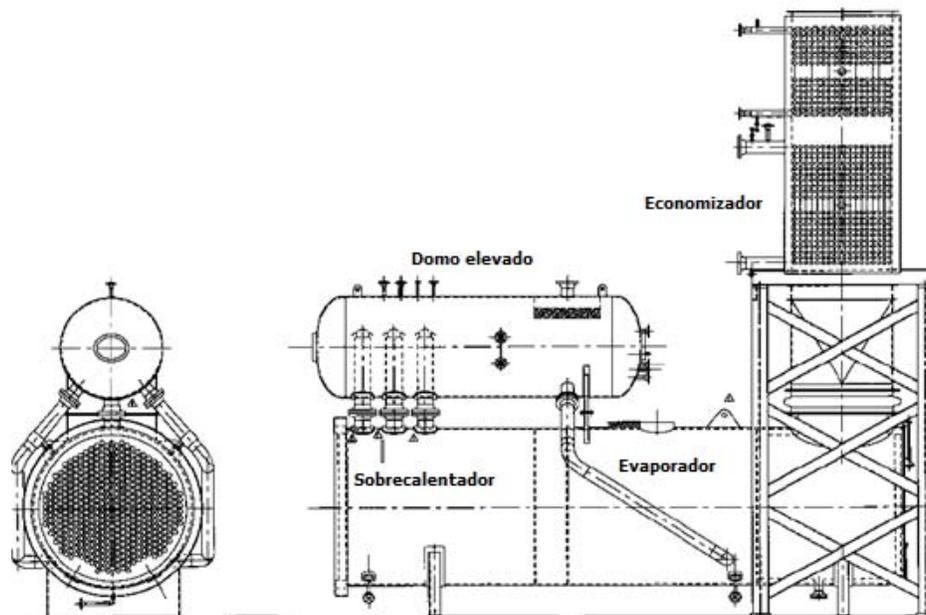


**Figura 9.** Clasificación de las calderas de calor residual [31]



### CALDERAS DE TUBOS DE HUMO

Las calderas de tubos de humo son calderas de tubos rectos, rodeadas de agua contenida en un recipiente, y a través de cuyo interior circulan los gases de combustión. Las calderas de tubos de humo solamente generan vapor saturado de baja presión y húmedo, estos pueden tener uno o varios pasos del gas. Estas calderas son adecuadas para el manejo de gases a alta presión, sin embargo, los gases de combustión generados en los incineradores generalmente tiene una presión muy baja. En el diseño de un paso, las corrientes de los gases calientes entran al tubo, transfiriendo el calor que llevan hacia el fluido que pasa por fuera del mismo, si el tamaño del evaporador es limitado debido al espacio, la longitud de éste puede ser reducida por un diseño de dos pasos. [42]



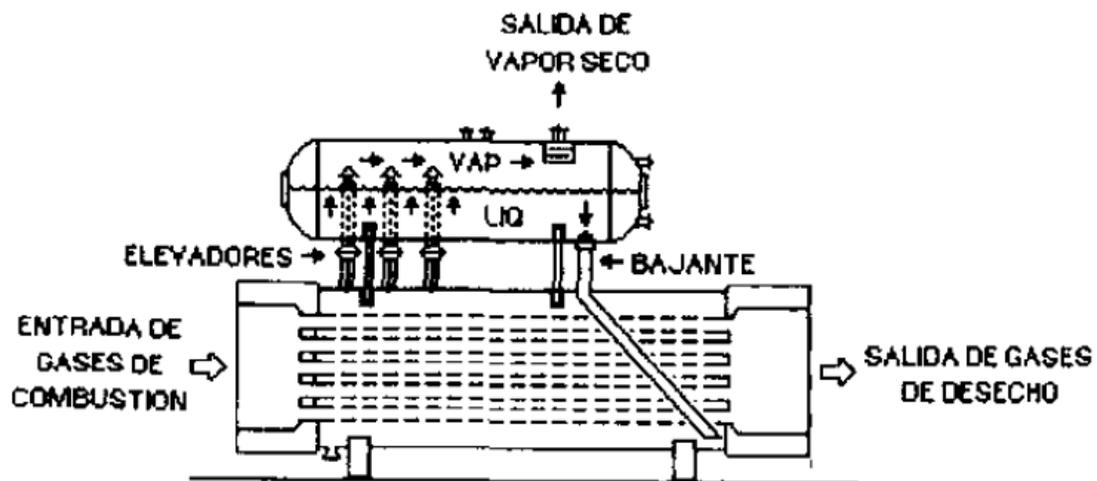
**Figura 10.** Caldera de calor residual tubos de humo con: economizador, sobrecalentador y domo elevado [31].

Dependiendo de la limpieza del gas, el tamaño del tubo puede variar de 1.5 a 3.5 in de diámetro exterior, si estos son sucios como en las aplicaciones de incineradores de residuos, el evaporador debe ser de un diseño de varios pasos, en donde el primer paso es de un diámetro en el rango de 30 a 48 in en la coraza y los pasos subsecuentes consiste de tubos con diámetros menores. [35]



Existen diseños de un paso en la coraza o del tipo de contenedor elevado (domo elevado). Los evaporadores con un paso en la coraza son más baratos en comparación con los de contenedor elevado; si el flujo de calor a la superficie es rápida debido a la alta temperatura o al elevado coeficiente de transferencia de calor, o si es deseado un vapor con alta pureza, un evaporador con contenedor elevado con bajantes externos y elevadores. Un contenedor de vapor elevado, permite el uso de internos para almacenar el vapor con la pureza requerida. El evaporador con un paso en la coraza, sólo tiene un pequeño espacio para elaborar y purificar el vapor, además de que este equipo no puede ser instalado sin el espacio requerido, de ahí que el vapor con humedad de 2 a 3 ppm podrá ser solamente generado. [42]

Las calderas de tubo de humo pueden manejar gases de combustión a elevadas temperaturas (hasta 1500 °C) mediante un adecuado diseño de los bancos de tubos y refractario. Los evaporadores de tubo de humo tienen una aplicación en incineradores relativamente pequeño generando vapor de baja presión para el proceso, aunque estos pueden ser diseñados con sobrecalentadores y secciones de convección, no son apropiados para usar con grandes incineradores municipales. La configuración del evaporador se ilustra esquemáticamente en la Figura 11 [31].



**Figura 11.** Evaporador de tubos de gases con contenedor de vapor elevado

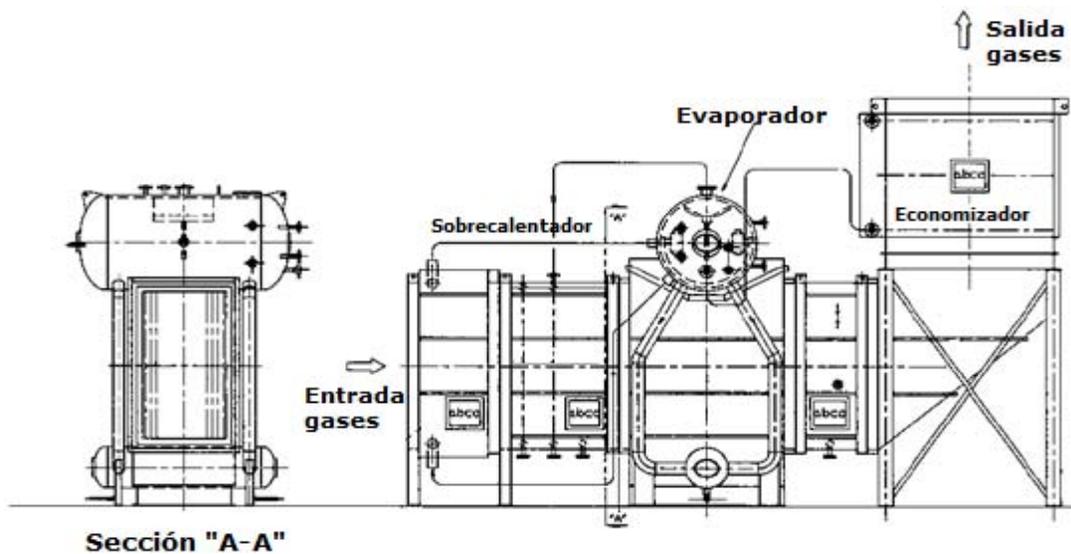


Tanto sobrecalentadores como economizadores pueden adicionarse a la caldera de tubos de humo. El sobrecalentador utiliza los gases calientes para sobrecalentar el vapor saturado o húmedo, mientras que el economizador recupera calor de los gases de combustión para precalentar el agua de alimentación a la caldera.

La presencia de gases ácidos en los gases de combustión del incinerador no representa problemas en la operación de las calderas de tubos de humo, siempre y cuando la temperatura de metal de los tubos se mantenga en un intervalo entre la temperatura de rocío de los gases ácidos y la temperatura de corrosión debida a la formación de cloruro férrico [31].

### CALDERAS DE TUBOS DE AGUA

En una caldera de tubos de agua, los gases de combustión a altas temperaturas fluyen por fuera de los tubos transfiriendo su calor al agua que fluyen por dentro de ellos. Una caldera de tubos de agua generalmente consiste de tubos rolados o soldados en un domo superior y un domo inferior de agua o vapor y una envolvente a baja presión que contiene a los tubos y los gases de combustión. La circulación del agua a presión entre los dos domos puede ser forzada o natural.



**Figura 12.** Caldera de calor residual tubos de agua con: economizador y sobrecalentador [31].



Las calderas de tubos de agua son adecuadas para operar a altas presiones del vapor, altas temperaturas y grandes capacidades. Esta caldera puede manejar gases de combustión a alta temperatura, con un contenido de gases ácidos alto y una carga moderada a baja de partículas no fusibles [42][34].

La corrosión por gases ácidos no representará problemas de operación si la temperatura de metal de los tubos se mantiene dentro de los límites descritos anteriormente, temperatura de los gases y exceso de aire.

Si se utiliza un economizador en la caldera, la temperatura de alimentación del agua debe elevarse por arriba del punto de rocío de los gases de combustión. Es preferible evitar el uso de economizadores si la corrosión puede resultar severa. El sobrecalentador, puede localizarse en la región de temperatura más alta. En el caso de los gases de combustión tengan una alta concentración de HCl es necesario que el sobrecalentador opere manteniendo bajas temperaturas de pared de tubos.

Si la corriente del gas es limpia tal como en los gases de turbinas, los tubos con superficie extendidas a menudo llamados tubos aletados pueden ser usados. El empleo de este tipo de tubos hace que el diseño sea compacto ya que pueden operar con el flujo de calor alrededor de 50 a 150,000 Btu/ft<sup>2</sup>h a diferencia de los tubos normales los cuales operan en un rango de 10 a 30,000 Btu/ft<sup>2</sup>h. [33][35]

### TIPO DE CIRCULACIÓN

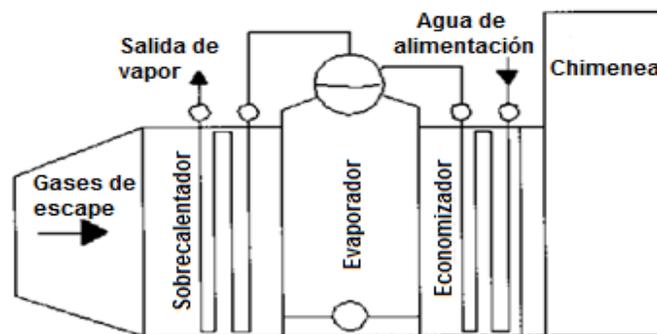
Para remover el calor proporcionado por los gases de combustión de las superficies del HRSG, es necesario prever una circulación adecuada del agua y del vapor en una dirección determinada, a través de todos los circuitos del sistema. El flujo de agua y vapor dentro del HRSG es llamado circulación. Existen dos tipos de circulación:

- Circulación natural
- Circulación forzada



### Circulación natural

En el HRSG de circulación natural, los tubos se acomodan verticalmente y el gas fluye horizontalmente. El ancho de varios módulos está limitado por consideraciones de espacio. Así el HRSG puede tener módulos de 12 ft de ancho y de 30 a 50 ft de alto [28]. En la siguiente Figura 13 se muestra un HRSG típico de tubos de agua de circulación natural de gases de desecho con un contenedor externo con tubos bajantes y elevadores.

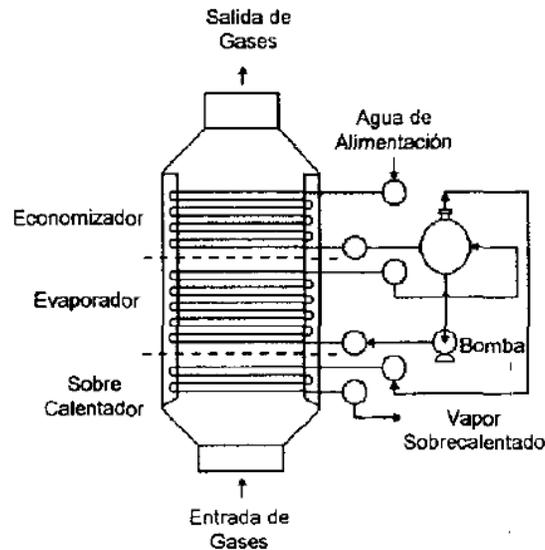


**Figura 13.** HRSG de circulación natural

Los circuitos de circulación natural tienen una buena operación con valores de circulación (CR) en el rango de 4 a 8 para altas presiones de vapor (1,550 a 2,100 psig) en calderas industriales. En calderas de calor residual, el CR puede estar en el rango de 15 a 50 a bajas presiones de vapor (200 a 1,000 psig). El valor de (CR) debe ser usado en conjunto con el flujo de calor, presiones de vapor, tamaño de los tubos, orientación, rugosidad de los tubos, calidad del agua, etcétera, para comprender el proceso de evaporación y su funcionamiento [29]. Los HRSG para circulación natural pueden estar en el rango de 100 a 250,000 Btu/ft<sup>2</sup> h [30].

### Circulación forzada

En un HRSG de circulación forzada, la mezcla de vapor y agua es circulada a través de la caldera de tubos usando una bomba, para forzar a pasar al agua y al vapor por los circuitos internos de la unidad, independientemente de las tendencias circulatorias naturales; en estos sistemas los tubos están colocados en forma horizontal y el flujo de gas en forma vertical [28].



**Figura 14.** HRSG de circulación forzada

La circulación forzada obliga al agua a fluir a través de todos los circuitos generadores de vapor en la dirección deseada; se pueden seleccionar tubos de diámetro pequeño, para incrementar los coeficientes de transferencia de calor. El sistema de circulación forzada es capaz de proporcionar coeficientes muy altos de evaporación y puede ser diseñada para altas velocidades de los gases.

### Ventajas

1. No está sujeto a la inestabilidad y dificultades como la circulación natural.
2. Construcción más compacta (tubos más pequeños).
3. Flexibilidad en la operación.
4. Vapor de más alta calidad.
5. Se establece una temperatura más uniforme

### Desventajas

1. Por necesidades de bombeo se eleva la demanda de fuerza auxiliar.
2. Empleo de aparatos de control automáticos, que son costosos.
3. Unidades de equipo de bombeo por duplicado.
4. Diseño complicado.
5. Mayor capacitación a los operadores.



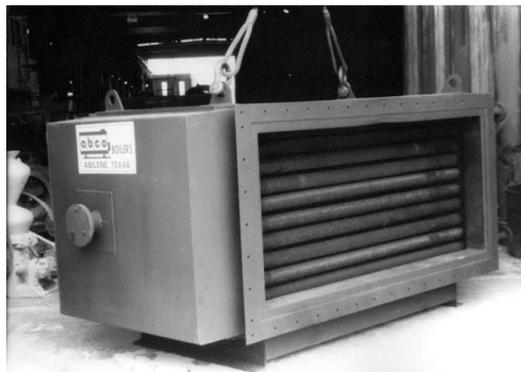
### PARTES DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN

**Economizador** Para aprovechar la mayor cantidad de calor posible de los gases de combustión, se acostumbra instalar equipo de recuperación en donde quiera que los ahorros en la operación justifiquen los costos de instalación.

En un HRSG el economizador representa otra sección de intercambio de calor, destinada a recuperar calor de desperdicio de los gases, para retornarlo, en forma útil al agua de alimentación, antes de que esta entre al evaporador. Los economizadores absorben el calor de los gases de combustión que ya tienen una temperatura relativamente baja; la temperatura típica de salida de los gases de estos dispositivos está en el rango de 300 a 350 °F [37]. El economizador está formado por una sección de tubos los cuales pueden ser normales o aletados, el agua de alimentación pasa por dentro de los tubos y los gases residuales pasa en forma perpendicular por afuera de los tubos del economizador y de esta manera calienta el agua de alimentación.

Los siguientes puntos deben ser analizados antes de que sean instalados los economizadores:

- Económico. Involucra la estimación de costo capital y costos de operación.
- Problemas de corrosión por punto de rocío. Los gases no deben ser enfriados por debajo de 250 °F y 300 °F.
- Tubos normales (tamaños más grandes) o aletados (tamaños compactos).

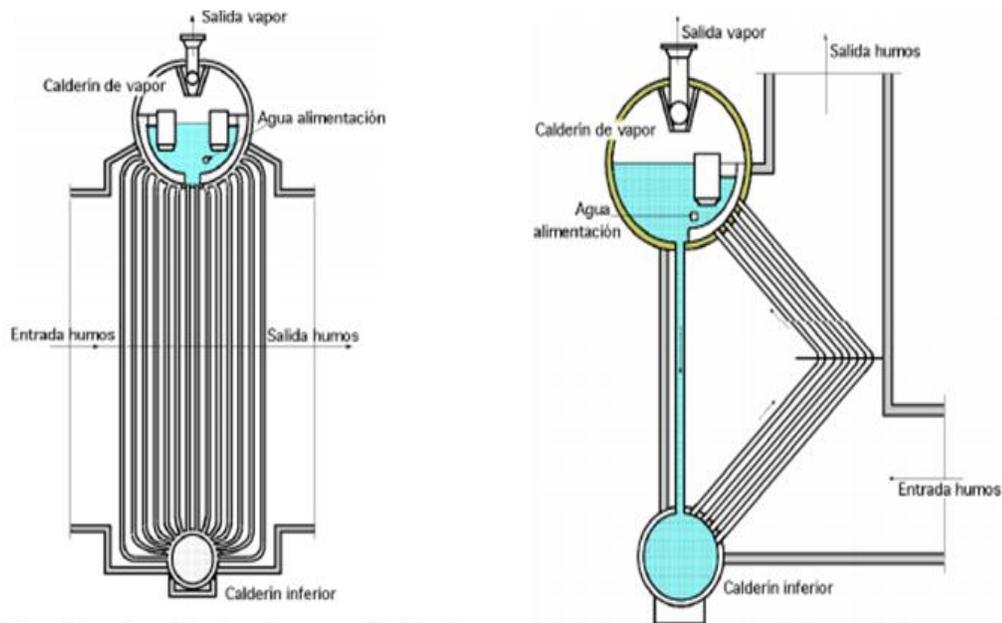


**Figura 15.** Economizador [31]



**Evaporador** El evaporador es otra sección del sistema HRSG y también representa otra zona de intercambio de calor, el cual recibe el agua proveniente del economizador, generalmente a una temperatura cercana a la de saturación de está. El evaporador es instalado en el trayecto de los gases de combustión para que el agua absorba el calor necesario y de esta manera pase a la fase vapor. El vapor saturado pasa a un contenedor y posteriormente se dirige hacia el sobrecalentador para proseguir con el proceso de calentamiento de acuerdo a las necesidades requeridas.

No es una regla general, pero en los evaporadores de calor de desecho, en los cuales se tiene flujo de gas vertical, los tubos se acomodan horizontalmente y el evaporador es normalmente diseñado para circulación forzada; y con flujo de gases horizontales, el evaporador usualmente opera con circulación natural.



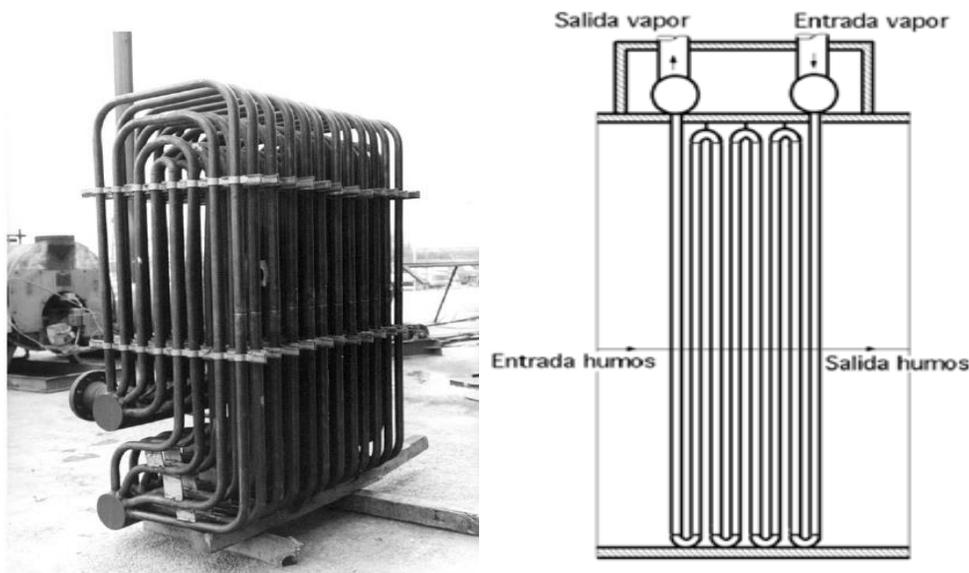
*Esta configuración se ha utilizado más años que las demás. Tiene la ventaja de que el calderín superior es un separador de vapor, que está conectado con el inferior por tubos verticales. Esto hace que pueda manejar flujos muy grandes de humos.*

*Configuración típica para unidades de HRSG que recuperan calor de pequeñas turbinas de gas y de motores Diesel.*

**Figura 16.** Configuraciones de evaporadores



**Sobrecalentador** La adición de calor al vapor después de la evaporación, es acompañada por un aumento en la temperatura, volumen y entalpía del fluido. La producción de vapor a temperaturas mayores que la de saturación recibe el nombre de sobrecalentamiento. El calor se agrega al vapor en los dispositivos llamados sobrecalentadores, los cuales se componen de bancos de tubos expuestos a gases de combustión a altas temperaturas. Como se muestra en la Figura 17



**Figura 17.** Sobrecalentador

Los sobrecalentadores por convección son instalados más allá de la salida del horno, es decir que se instalan en el trayecto de los gases de combustión, donde las temperaturas del gas son más altas.

Las ventajas del sobrecalentamiento en la generación de potencia son resultado de la ganancia termodinámica en el ciclo Rankine. Con presiones y temperaturas altas del vapor se dispone de más energía útil para la generación de potencia.

**Balance energía:** el balance de energía al igual que el balance de materia es una derivación matemática de la "Ley de la conservación de la energía" (Primera Ley de La Termodinámica), es decir "La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma". El balance de energía es un principio físico fundamental al igual que



la conservación de masa, que es aplicado para determinar las cantidades de energía que es intercambiada y acumulada dentro de un sistema. La velocidad a la que el calor se transmiten depende directamente de dos variables: la diferencia de temperatura entre los cuerpos calientes y fríos y superficie disponible para el intercambio de calor. También influyen otros factores como la geometría y propiedades físicas del sistema y, si existe un fluido, las condiciones de flujo.

**Calor (Q):** Se define como la parte del flujo total de energía a través de la frontera de un sistema que se debe a una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. El calor puede transferirse por convección, conducción o radiación.

Hay 2 formas de calcular el calor:

**Calor latente:** es la cantidad de calor requerida para lograr el cambio de estado físico de una sustancia sin que existan variaciones en su temperatura.

$$Q = mC_p\Delta T \quad \text{Ecuación 9}$$

**Calor sensible:** Es el calor que produce una elevación de temperatura en un cuerpo.

$$Q = m\lambda x \quad \text{Ecuación 10}$$

**Energía interna ( $\Delta U$ ):** esta energía suele calcularse a partir de variables macroscópicas medibles como: temperatura, presión, volumen y composición. Para una sustancia pura en una sola fase, tenemos que:

**Entalpía ( $\Delta H$ ):** Es una magnitud termodinámica, cuya variación expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico. La unidad básica de medida de cualquier tipo de energía es el joule (J). Cuando un sistema pasa desde unas condiciones iniciales hasta otras finales, se mide el cambio de entalpía ( $\Delta H$ ).

$$\Delta H = H_f - H_i \quad \text{Ecuación 11}$$



**Entalpía específica:** Si el sistema es homogéneo y está en equilibrio interno es la energía interna por unidad de masa. Las unidades normalmente usadas son kJ/kg.

$$H = U + pV \quad \text{Ecuación 12}$$

**La ecuación general del balance de energía se expresa de la siguiente forma:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de} \\ \text{energía dentro} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia de} \\ \text{energía al sistema} \\ \text{a través de su frontera} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia de energía} \\ \text{hacia fuera del sistema} \\ \text{a través de su frontera} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Generación de energía} \\ \text{dentro del sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Consumo de energía} \\ \text{dentro del sistema} \end{array} \right\} \quad \text{Ecuación 13}$$

### PERFILES DE TEMPERATURA

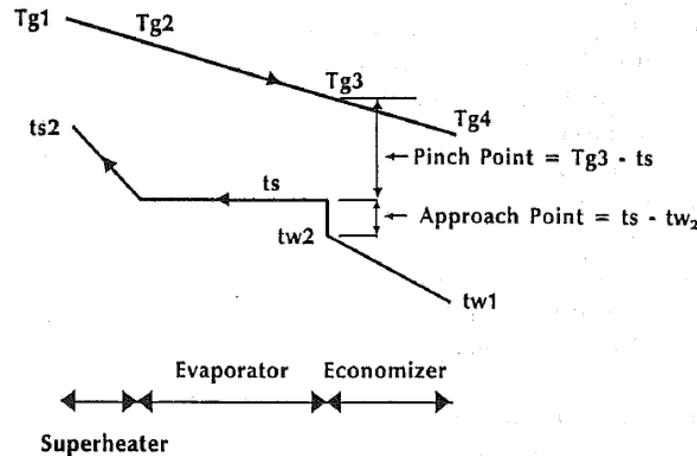
El punto inicial en el diseño de un buen sistema HRSG es la evaluación de los requerimientos de vapor de la planta, además del cálculo de la capacidad de generación del mismo mediante la determinación del calor disponible y los perfiles de temperatura del gas. [28] [32] En un HRSG debido a que las condiciones de flujo y temperatura del gas restringen la cantidad de calor disponible, por lo cual se supone un valor de generación de vapor o bien la temperatura de salida del gas, lo cual conduce a construir un determinado perfil de temperaturas, para saber si el calor disponible es suficiente para la cantidad de vapor requerido [28].

El diseño del perfil de temperaturas es la base para determinar las dimensiones del HRSG. Una vez que éste ha sido construido, las áreas superficiales de calentamiento del sobrecalentador, evaporador y economizador pueden ser encontradas [28][32][42].

En la figura 6.1 muestra un perfil de temperaturas típico para el gas y el vapor en un HRSG que consiste en un sobrecalentador, evaporador y economizador operando a una sola presión, los gases de desecho entran al HRSG a una



temperatura  $Tg1$  y salen a una temperatura  $Tg4$ , mientras que el agua de alimentación fluye a contracorriente y entra a  $Tw1$  y sale como vapor sobrecalentado a  $Ts2$ , la temperatura de saturación del vapor es  $Ts$ , correspondiente a su presión de operación [45] [42].



**Figura 18.** Perfil de temperaturas para un HRSG.[42]

Dos variables que afectan directamente a la producción de vapor y al perfil de temperaturas son el punto pinch y el punto de aproximación.

El punto pinch es la diferencia entre la temperatura de salida del gas del evaporador y la temperatura de saturación del vapor. El punto de aproximación es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la temperatura del agua de entrada al vapor [28]. El grado de recuperación de calor es caracterizado por el punto pinch, si este es bajo, trae como consecuencia que la diferencia media logarítmica de temperaturas en el evaporador reduzca, por lo cual incrementa los requerimientos de área superficial añadiendo caída de presión del gas y aumentando el costo del HRSG.

Esto obliga a la optimización de este valor, el cual puede estar basado en el ciclo de vida y análisis de costos. [43] También se debe de tener mucho cuidado con la selección del punto de aproximación, ya que si es muy bajo, se puede generar vapor en el economizador, lo cual crea inestabilidad. La Tabla 6 puede ser usada como una guía para seleccionar el punto pinch y el punto de aproximación. [28]



**Tabla 6.** Tabla para seleccionar el punto pinch y el punto de aproximación

Temperaturas sugerencias para "pinch point" y punto de aproximación			
	Pinch point (°F)		Punto de aproximación (°F)
Entrada del gas (°F)	Tipo de evaporador		
	Liso	Aletado	
1,200 – 1,800	130 – 150	30 – 60	40 – 70
700 – 1,200	80 – 130	10 – 30	10 – 40

### VAPOR

El vapor es un medio muy eficiente de transporte de calor debido a su alta capacidad calorífica. En las industrias químicas este es uno de los servicios más utilizados en diversos procesos como: transferencia de calor, accionamiento de equipos rotativos, generación de energía y procesos de separación [23].

Al vapor se le puede conocer en diferentes magnitudes por la temperatura que esté obtenga, como pueden ser:

**Vapor Saturado:** es un vapor a una temperatura que corresponde al punto de ebullición del agua a la presión existente, este vapor es fácil de condensarse al transferir calor debido a que la temperatura es próxima al punto de rocío.

**Vapor Sobrecalentado:** es un vapor que se calienta o tiene una temperatura por encima de la temperatura del vapor saturado a la misma presión, está muy alejado del punto de condensación, es decir, este vapor puede transferir calor y no condensarse siempre y cuando esté por encima de la temperatura de punto de ebullición.



### 3 CASO DE ESTUDIO

El caso de estudio de este trabajo es un incinerador de horno rotatorio para el tratamiento de residuos sólidos peligrosos, el cual se encuentra ubicado en el estado de Guanajuato, el funcionamiento del tratamiento térmico de incineración por medio de un horno rotatorio que cuenta con una cámara de postcombustión, debe de garantizar la destrucción de las características CRETIB de los residuos, produciendo una corriente de gases de combustión a altas temperaturas que van desde 850 a 1200°C, los cuales son tratados para cumplir con los límites de emisiones establecidos en la norma mexicana NOM-098-SEMARNAT-2002.

Debido a que la alimentación del incinerador con residuos que contienen un alto poder calorífico como se indica en la Tabla 7, se tiene como consecuencia una disminución en la cantidad de combustible auxiliar, además del aprovechamiento de la energía en los gases generados durante la combustión, la recuperación de la energía residual en forma de calor se realiza por medio de intercambiadores de calor y calderas de recuperación las cuales tienen como objetivo el calentamiento de aire, agua o la generación de vapor, además se logra disminuir la temperatura por debajo de 250°C de los gases cumpliendo la temperatura estipulada en la norma para evitar la formación de contaminantes como dioxinas y furanos que perjudiquen la salud humana y el medio ambiente.

**Tabla 7.** Poder calorífico de los residuos a incinerar

<b>Residuo sólidos peligrosos</b>	<b>Poder calorífico</b>	
	<b>Btu/lb</b>	<b>kcal/kg</b>
<b>Textil</b>	7200 – 8900	4064 – 5023
<b>Plásticos</b>	20000	11288
<b>Madera</b>	7800 – 9500	4402 – 5362
<b>Papel y cartón</b>	7040 – 11330	3973 – 6395



El incinerador está compuesto por: una tolva de alimentación, un horno rotatorio con una alimentación de 1.5 t/h, una cámara de postcombustión, un enfriador súbito, un lavador de gases, un intercambiador de calor de coraza y tubos y una chimenea.

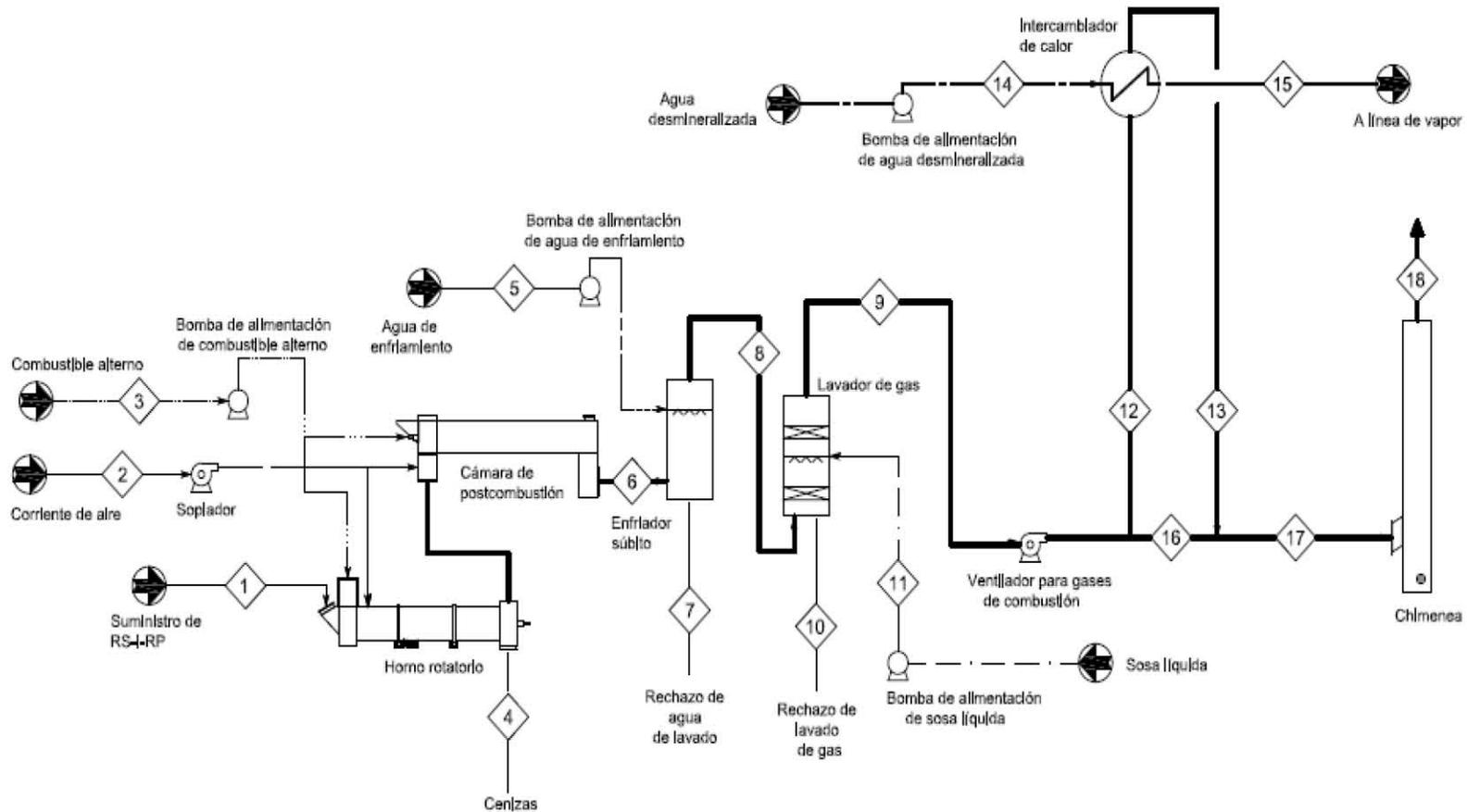


Figura 19. Diagrama de flujo de proceso del incinerador



### **Cámaras de Combustión**

El proceso de incineración comienza con la selección y caracterización de los residuos sólidos impregnados de residuos peligrosos para la alimentación por medio de una banda hacia la tolva de alimentación del horno, previamente los residuos a alimentar se habrán triturado con el fin de reducir su tamaño de partícula, aumentar su área de contacto y así ayudar a disminuir el tiempo de residencia en el horno rotatorio hasta garantizar la combustión completa. Los residuos están compuestos principalmente por textiles, plásticos, madera, papel y cartón, con mayor porcentaje de textiles.

Por tratarse de un proceso térmico la temperatura en horno rotatorio al igual que el exceso de aire son los parámetros más importantes para garantizar la incineración eficiente de los residuos. La temperatura en la cámara de combustión principal (horno rotatorio) es a 800 °C, para lo cual cuenta con un quemador auxiliar de combustible alterno que se enciende cuando desciende de esta temperatura. Los productos obtenidos en el horno rotatorio son las cenizas que son recogidas por un tornillo sin fin ubicado en el lado contrario de la alimentación y el otro producto es la generación de los gases de combustión.

Los gases de combustión generados en el horno rotatorio pasan a una cámara secundaria donde se realiza una postcombustión de los gases, la temperatura de la postcombustión dependen del tipo de refractario, residuos y el tipo de incinerador, el intervalo de temperaturas va desde 850°C hasta 1200°C; sin embargo, por el tipo de horno y residuos a incinerar la norma indica que aún en las condiciones más desfavorables, el incinerador debe de alcanzar una temperatura mínima de 850°C y en el caso de incinerar compuestos clorados la temperatura debe elevarse hasta 1200 °C; por lo que el incinerador opera a 1000°C. El tiempo de residencia de la postcombustión de los gases de combustión es de dos segundos cumpliendo con lo indicado en la norma NOM-098-SEMARNAT-2002.

**Enfriamiento de los gases y tratamiento de gases.**

En el proceso de incineración cuenta con el enfriamiento de gases por medio de equipos de intercambio de calor en forma directa e indirecta; se encuentra equipado con un “quencher” también conocido como enfriamiento súbito, el cual consta de un contacto directo entre los gases de combustión y el agua de enfriamiento; y también cuenta con un intercambiador de tubo y coraza ubicado después del lavador de gases, el intercambiador de tubo y coraza enfría la corriente de gases de combustión con una corriente de agua, por las características y dimensiones del intercambiador sólo calienta el agua a una temperatura de 60 °C.

Los gases generados durante la combustión de residuos peligrosos son CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, HCl, SO<sub>x</sub> y NO<sub>x</sub>; en este caso se emplea un lavador de gases en donde se utiliza una corriente alcalina de NaOH para neutralizar el flujo de los gases ácidos. Sin embargo la generación de NO<sub>x</sub> depende de la temperatura de la combustión, encontrándose que a partir de 1000°C su concentración en los gases se incrementa [17].

La salida de los gases de combustión enfriados y lavados se realizan por medio de un ventilador de tiro forzado hacia la chimenea donde su temperatura debe ser menor de 250 °C, esta temperatura se estableció como el límite para la temperatura de salida de los gases, principalmente para minimizar la formación de dioxinas por medio de las reacciones *de Novo*, que se refiere a la síntesis de moléculas complejas a partir de moléculas simples. La formación de dioxinas y furanos producidas en la combustión se puede prevenir mediante el enfriamiento de los gases y la disminución de ciertos metales que contribuyen a la formación de estos. De acuerdo a lo establecido en las normas mexicanas, la formación de dioxinas y furanos es mínima cuando la temperatura es menor a 250°C a la salida de la chimenea, aunque en otros países donde su práctica es común la temperatura de salida es de 200°C.



### **3.1 CONDICIONES EN LAS QUE OPERA ACTUALMENTE EL HORNO ROTATORIO**

Actualmente el horno rotatorio incinera una tercera parte de lo diseñado, esto se debe a que la especificación del ventilador que alimenta aire a las cámaras de combustión se especificó para incinerar 1.5 t/h de residuos peligrosos. Se sabe que para tener una combustión completa es necesario tener un exceso de aire (oxígeno) para que se realicen las reacciones correspondientes a la formación principal de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, si existe una combustión incompleta se tendrá como producto monóxido de carbono contaminante que daña al medio ambiente.

Para el enfriamiento de los gases de combustión se tiene un equipo de intercambio térmico de contacto directo a flujo cruzado (“quencher”), la alimentación de los gases se realiza por la parte de inferior del equipo y el agua a una temperatura de 5°C por la parte superior, al momento de entrar en contacto los gases se enfrían y el agua se evapora aumentando la cantidad de los gases residuales.

Se conoce que la empresa maneja un costo alto para disponer de los residuos peligrosos a incinerar, sin embargo se conoce que se puede tener un beneficio económico al recuperar la energía proveniente de los gases residuales de la combustión. Dicha recuperación se da por medio de equipos de intercambio térmico. Actualmente se tiene un intercambiador de calor de coraza y tubos de dos pasos después del lavador de gases, este intercambiador debido a sus condiciones utiliza para el calentamiento de agua.

A continuación se muestra en la Tabla 8 el balance de materia y energía proporcionado por la empresa responsable. Donde se da a conocer las condiciones en las cuales opera el incinerador, los flujos de gases que se generan y su temperatura, así como la recuperación de energía que se obtiene.



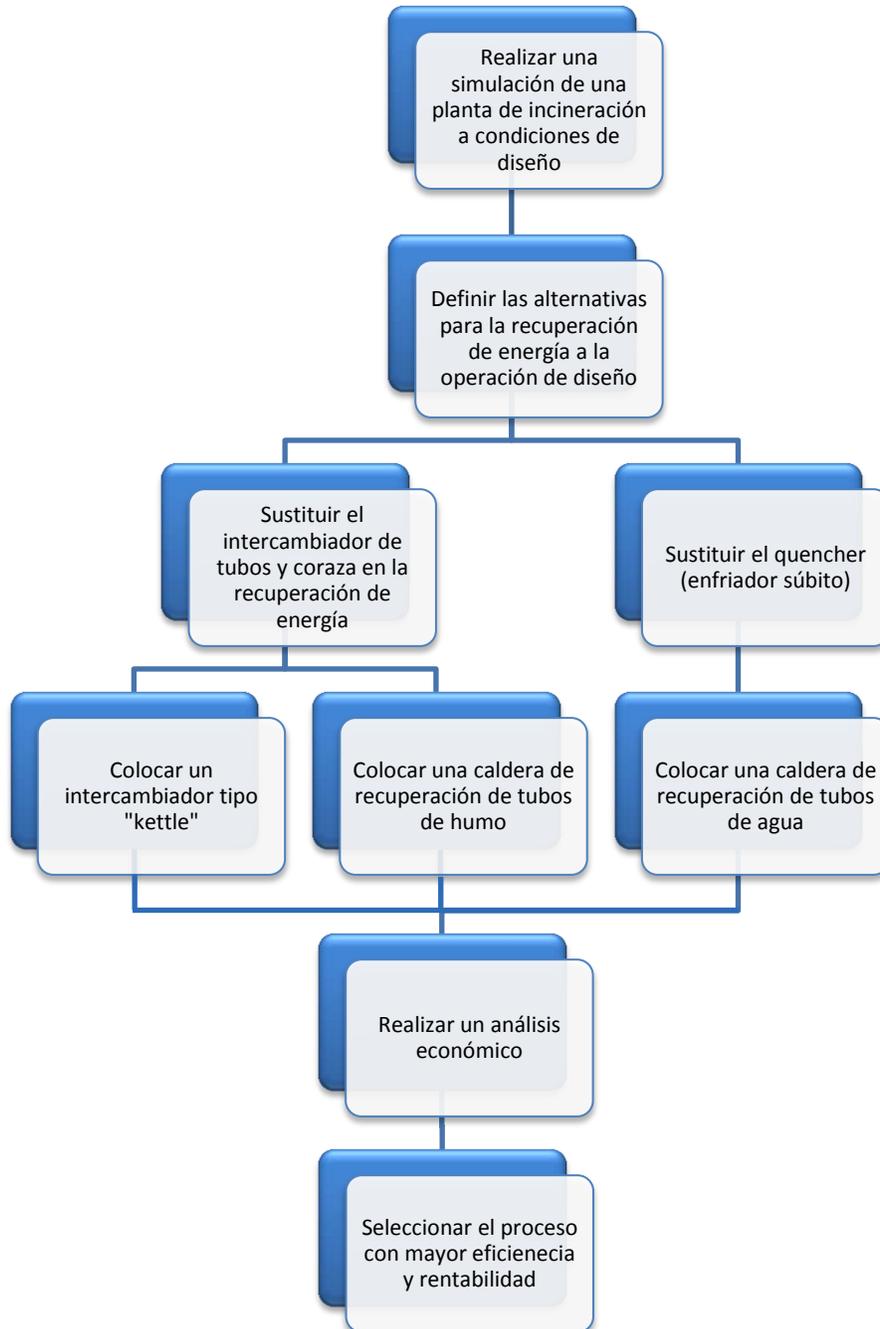
**Tabla 8.** Balance de materia a las condiciones que opera actualmente el sistema de incineración.

<b>No.</b>	<b>Corrientes</b>	<b>Flujos (kg/h)</b>	<b>Temperaturas (°C)</b>	<b>Presión (kg/cm<sup>2</sup>)</b>
1	Suministro RP	1450	25	0.83
2	Corriente de aire	4382.79	25	0.89
3	Combustible alterno	0	0	0
4	Cenizas	136.24	1212.50	0.66
5	Agua de enfriamiento	3056.98	5	0.83
6	Gases de combustión de la cámara de postcombustión	5696.56	1212.50	0.66
7	Rechazo de agua de lavado	395.66	75.80	0.66
8	Gases de combustión enfriados	8357.88	418.30	0.66
9	Gases de combustión limpios	8698.36	418.30	0.66
10	Rechazo de lavado de gas	638.71	78.70	0.66
11	Sosa líquida	979.20	25	0.66
12	10 % del flujo total de gases	1980	418	0.66
13	Gases enfriados	1980	334	0.66
14	Agua desmineralizada	1575	25	0.66
15	Vapor o agua caliente	1575	60	0.66
16	90% del flujo total de gases	6718.36	418	0.66
17	Mezcla de gases	8698.36	408.44	0.66
18	Salida de chimenea	8698.36	408.44	0.66



## 4 METODOLOGÍA

Para cumplir con el objetivo que tiene este trabajo, se desarrolló una metodología que ayudó a seleccionar la mejor opción para la recuperación de energía en forma de calor para generar vapor y tener un beneficio económico.





## **SIMULACIÓN DE UNA PLANTA DE INCINERACIÓN DE RESIDUOS PELIGROSOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO.**

Para conocer la cantidad y eficiencia del aprovechamiento de energía residual para la generación de vapor se realizó una simulación a las condiciones de diseño de la planta de incineración de residuos peligrosos.

Por medio de ASPEN PLUS se realizó una simulación de la planta de incineración, donde se obtuvieron las condiciones a las que debe operar la planta. Para este fin, se tomaron las características de alimentación, proporcionados por la empresa y se modificó la cantidad de alimentación de 1.5 t/h a 4.5 t/h. Los resultados obtenidos en la simulación son: flujos, temperaturas, presiones y composición química de los gases de combustión generados en la incineración con los cuales se elaboró un balance de materia y energía.

## **DEFINICIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.**

Con base en la información obtenida de la simulación de la planta de incineración de residuos peligrosos, se realizó una serie de propuestas con las cuales se seleccionó el tipo de intercambiador, condiciones de operación y ubicación del equipo de intercambio térmico con el propósito de definir el proceso de mayor eficiencia de recuperación y aprovechamiento de la energía residual, y la que genere un mayor beneficio económico y ambiental.

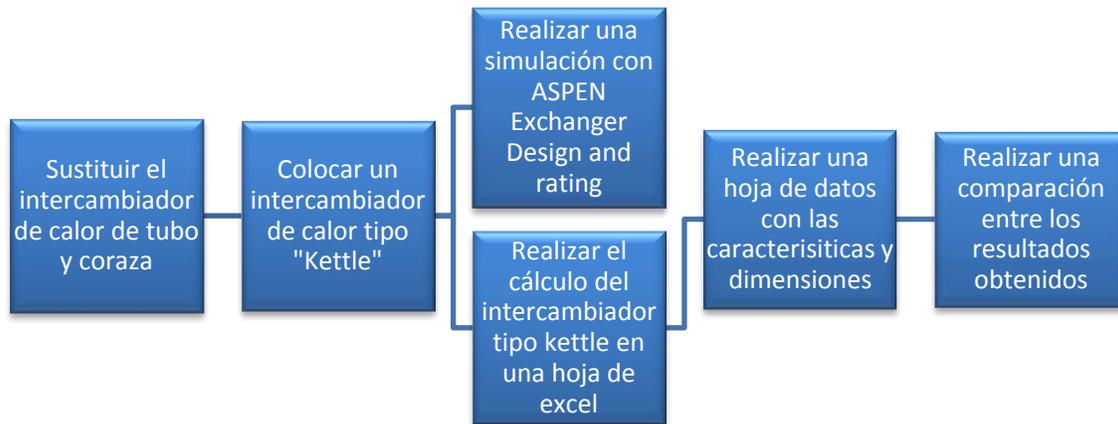
Las características principales de los casos de estudio, así como la metodología a seguir en este trabajo se enumeran a continuación:

### **CASO 1 SUSTITUCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR POR UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO “KETTLE”.**

A partir del balance de materia y energía de la simulación, se generaron dos propuestas para mejorar la recuperación de calor y generación de vapor en la misma zona donde actualmente se encuentra dicha recuperación.



La primer propuesta es colocar un intercambiador “kettle“, con el cual se pretende generar vapor de baja presión y aprovechar toda la corriente de gases residuales provenientes del lavado de gases.



## CASO 2 SUSTITUCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR POR UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE TUBOS DE HUMO.

La segunda propuesta con la misma caracterización de la corriente de los gases residuales provenientes del lavador de gases se colocara una caldera de recuperación de tubos de humo, en la cual se podrá generar vapor de mayor presión. Con dicha caldera se puede generar vapor seco de presión media debido a que cuenta con cuatro secciones las cuales son: sobrecalentador, evaporador, economizador y un domo elevado, este último sirve para evitar que el vapor entre al sobrecalentador con gotas de agua (vapor húmedo).





### CASO 3 SUSTITUCIÓN DEL QUENCHER POR UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.

Con base en la información bibliográfica se sabe que, para un mejor aprovechamiento del calor residual, en la mayoría de las plantas de incineración instaladas la recuperación de energía se ubica a la salida de la cámara de postcombustión. Por lo que se propone instalar una caldera de recuperación de tubos de agua en lugar del quencher. Con esta caldera se puede generar vapor de media y alta presión; este tipo de caldera cuenta con las secciones siguientes: sobrecalentador, evaporador y economizador. Al generar vapor de alta presión se puede considerar la colocación de una turbina de vapor para generar electricidad para el consumo de la planta.



### EVALUACIÓN ECONÓMICA.

Una vez realizado el dimensionamiento de todos los equipos involucrados en las propuestas anteriormente descritas, se realizó un análisis económico considerando los costos de inversión por cada equipo y el beneficio económico obtenido de los productos del aprovechamiento de energía calorífica.



## 5 DESARROLLO Y RESULTADOS

### 5.1 SIMULACIÓN DE LA PLANTA DE INCINERACIÓN DE RESIDUOS PELIGROSOS A LAS CONDICIONES DE DISEÑO

Para realizar la simulación en ASPEN Plus de la planta de incineración de residuos sólidos peligrosos, se requiere la composición química de los residuos a incinerar. A partir de los residuos peligrosos que incinera la planta se realiza un análisis bibliográfico de la composición química.

La planta de incineración reporta los porcentajes de residuos peligrosos que incinera, los cuales están compuestos por el 80% de textiles, 10 % de plásticos, 5 % de madera y 5% de papel. Basándose en estos porcentajes de residuos y con las fuentes bibliográficas se obtuvo la composición química, la cual es necesaria para ingresar a la simulación.

En las tablas 13, 14, 15, 16 y 17 se muestran las composiciones químicas de los residuos peligrosos en % masa en base seca de diferentes autores y se realiza una ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar.

**Tabla 9.** Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [16].

%	Tipo de residuo	% masa en base seca						
		C	H	O	N	S	Cl	Ash
80	Textil	48	6.4	40	2.2	0.2	0	3.2
10	Plástico	63.3	6.3	17.6	6	0.1	2.4	4.3
5	Madera	48.2	5.9	44.1	0.2	0.1	0	1.5
5	Papel	43.4	5.8	44.3	0.3	0.2	0	6
	Ponderación	49.31	6.335	38.18	2.385	0.185	0.24	3.365

**Tabla 10.** Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [17].

%	Tipo de residuo	% masa en base seca					
		C	H	O	N	S	Ash
80	Textil	46.19	6.41	41.85	2.18	0.2	3.17
10	Plástico	67.21	9.72	15.82	0.46	0.07	6.72
5	Madera	52.55	6.08	40.9	0.25	0.1	0.12
5	Papel	44.74	6.1	41.92	0.15	0.16	6.93
	Ponderación	48.5375	6.709	39.203	1.81	0.18	3.56

**Tabla 11.** Análisis de la composición química y ponderación con los porcentajes de los residuos a incinerar [19].

%	Tipo de residuo	% masa en base seca					
		C	H	O	N	S	Ash
80	Textil	55	6.6	31.2	4.6	0.1	2.5
10	Plástico	60	7.2	22.8	0	0	10
5	Madera	49.5	6	42.7	0.2	0.1	1.5
5	Papel	43.5	6	44	0.3	0.2	6
	Ponderación	54.65	6.6	31.575	3.705	0.095	3.375

**Tabla 12.** Análisis de la composición química de la alimentación [20]

Tipo de residuo	% masa en base seca						
	C	H	O	N	S	Cl	Ash
Alimentación	50.23	4.37	28.48	1.22	0.76	1.13	13.81

**Tabla 13.** Análisis de la composición química que presenta SITRASA (caso de estudio de esta tesis) en un BME del sistema de incineración.

Tipo de residuo	% masa en base seca						
	C	H	O	N	S	Cl	Ash
Alimentación	45	5	35	0	0	0	15



Con el análisis de la composición química que proporcionó la empresa y la composición de las fuentes bibliográficas obtenidas se realizó una estimación para la alimentación del incinerador, el estimado en % masa en base seca se presenta en la Tabla 14. Sin embargo, para la corriente de alimentación en el simulador se tiene que considerar el % en masa en base húmeda que contienen los residuos, esta humedad se consideró de un 20% basándose en diferentes referencias bibliográficas, por lo que la estimación de la composición química en base húmeda se presenta en la Tabla 15

**Tabla 14.** Estimado del análisis de la composición química de la alimentación

Tipo de residuo	% masa en base seca						
	C	H	O	N	S	Cl	Ash
Estimado	47.84	5.5	34.679	2.28	0.305	0.342	0.9054

**Tabla 15.** Estimado del análisis de la composición química de la alimentación

Tipo de residuo	% masa en base húmeda							
	C	H	O	N	S	Cl	Ash	H <sub>2</sub> O
Estimado	38.272	4.4	27.7432	1.824	0.244	0.2736	7.2432	20

Con el estimado del análisis de la composición química de la alimentación se calculó el poder calorífico inferior (PCI) con la ecuación de Dulong el cual da como resultado 3600 kcal/kg este valor indica el poder calorífico neto que equivale al calor producido por la combustión.

En la Tabla 16 se da una descripción de los equipos utilizados en la simulación de una planta de incineración y las especificaciones utilizadas en cada equipo como son la presión y la temperatura a la que opera cada uno.

**Tabla 16.** Descripción de equipos utilizados en la simulación que representan el proceso de incineración

Equipos		Nombre	Especificación	Descripción
Planta	Simulador			
Horno rotatorio y cámara de postcombustión	Reactor de conversión <b>(RYield)</b>	DESCOMP	T = 25 °C P = 0.65 bar	Descompone el material no convencional en moléculas simples, acorde a la composición elemental reportada.
	Reactor de Gibbs <b>(RGibbs)</b>	HORNO	T = 1000 °C P = 0.65 bar	Se efectúan las reacciones de combustión, de acuerdo al método de minimización de la energía libre de Gibbs.
Recolector de cenizas	Separador ciclónico <b>(SSplit)</b>	RCENIZA		Eliminar el contenido de ceniza.
Enfriador súbito	Separador <b>(Flash)</b>	QUENCHER	Q = 0 kcal/h P = 0.65 bar	Enfriar los gases de combustión.
Lavador de gases	Columna empacada <b>(RadFrac)</b>	LAVGAS		Neutralizar los gases ácidos presentes en los gases de combustión.

En la planta de incineración se lleva a cabo la combustión en un horno rotatorio y una cámara de postcombustión, para ejemplificar en la simulación se utilizó un reactor de conversión donde se lleva a cabo conversión de residuos sólidos a los componentes convencionales que los constituye e indicado en la Tabla 15, en el reactor de Gibbs se alimenta con la corriente que proviene del reactor de conversión, el exceso aire y diésel, se especifica la temperatura de la cámara de postcombustión (1000°C), en este reactor se lleva a cabo las reacciones de combustión y da como resultado los gases residuales (gases de combustión).



Después se colocó un separador ciclónico el cual cumple con la función de eliminar la ceniza de los gases de combustión, este separador sería el tornillo sin fin y recolector de cenizas. El enfriador súbito representado por un flash, es alimentado con los gases y a contraflujo agua de enfriamiento a 5 °C. Por último se encuentra una columna empacada que es alimentada por los gases enfriados y a contraflujo NaOH al 17 % a temperatura ambiente, en la cual se llevan las reacciones con los gases ácidos formando principalmente NaCl entre otras sales que se rechazan en forma líquida por la parte inferior.

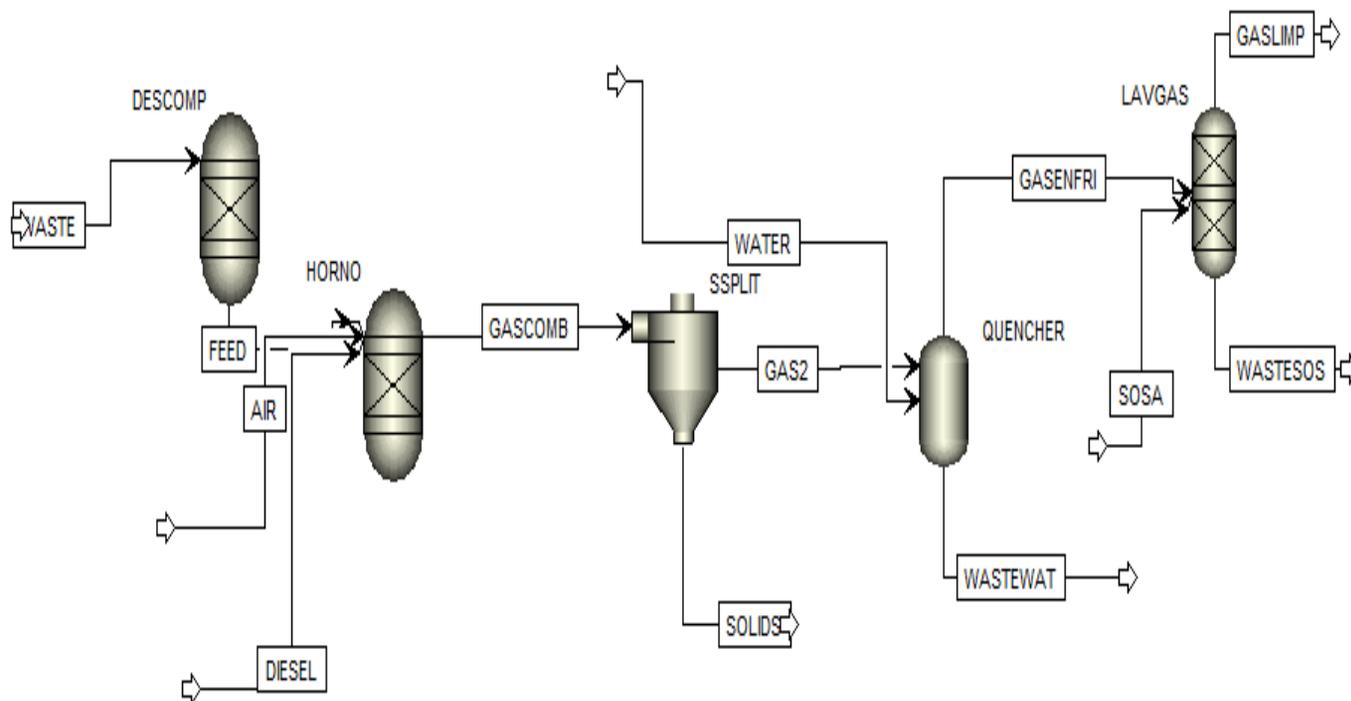


Figura 20. Simulación en ASPEN plus V 8.0 de la planta de incineración a las condiciones de diseño



Tabla 17. Balance de materia y energía de la simulación.

Corrientes	FEED	AIR	DIESEL	GAS2	WATER	GENFR	SOSA	WSOSA	GLIMP
Flujo (kg/h)	4500	28850.4	110.68	33135.1	9000	42135.1	2850	2870.0	42112.8
Temperatura (°C)	25	25	25	1200	5	451.4	25	70	413.6
Composición (kg/h)									
C	1722.24								
N <sub>2</sub>	82.08	22130.65		22205.25		22205.25			22205.25
H <sub>2</sub>	198								
O <sub>2</sub>	1248.44	6719.748		1417.544		1417.544			1417.544
H <sub>2</sub> O	900			2800.713	9000	11800.74			11811.9
Cl <sub>2</sub>	12.312			< 0.001		< 0.001			< 0.001
S	10.98								
Cenizas	325.944								
NO				15.995		15.995			15.995
NO <sub>2</sub>				0.047		0.047			0.047
CO <sub>2</sub>				6660.951		6660.951			6660.951
SO <sub>2</sub>				21.791		21.791			2.179
SO <sub>3</sub>				0.182		0.182			0.018
HCl				12.662		12.662			1.266
NaOH							2850	2812.9	
Na <sub>2</sub> SO <sub>3</sub>								38.586	
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>								0.291	
NaCl								18.266	



### 5.2 DEFINICIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.

Como se había mencionado en el diseño original de la planta de incineración no se tenía considerado la recuperación de energía residual y los resultados obtenidos económicamente no eran los deseados, además de tener planeado la reducción de costos por disponer de los residuos peligrosos; para la inversión realizada, los costos de operación y las temperaturas a las que se encuentran los gases de combustión se consideró implementar la recuperación de calor para obtener una mayor rentabilidad al incinerar.

En un principio se realizó la recuperación de energía con un intercambiador de calor de tubo y coraza, alimentándolo con un 10% de la corriente de gases limpios teniendo como producto agua caliente a 60°C; sin embargo no es la forma más adecuada de recuperar el total de energía contenida en los gases, además de que se busca generar vapor y no es el equipo adecuado para dicha generación.

Debido a la oportunidad de aumentar la eficiencia en el aprovechamiento de calor contenido en los gases de combustión al implementar equipos adecuados para la generación de vapor utilizando los datos obtenidos por medio del simulador Aspen Plus a condiciones de diseño, se realizaron tres propuestas en donde se busca tener un mayor beneficio económico y ambiental.

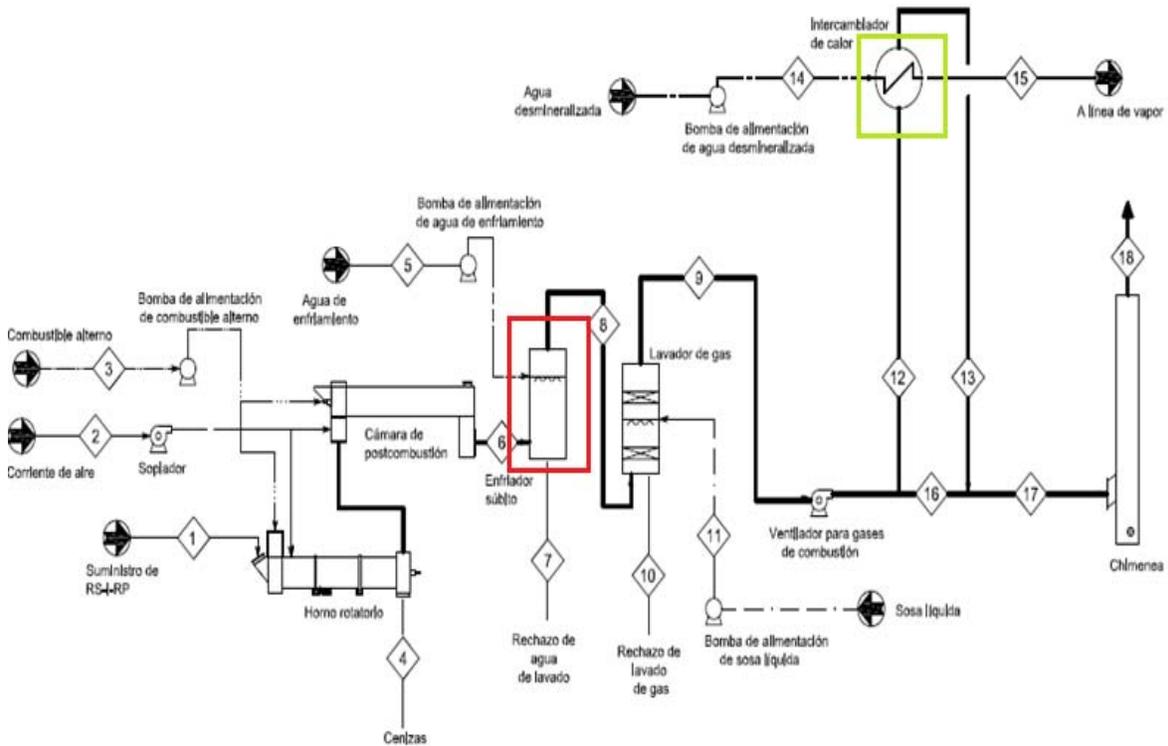
Las primeras dos propuestas se realizaron a la salida del lavador de gases, sustituyendo el intercambiador de calor de tubos y coraza por: un intercambiador de calor tipo “kettle” o una caldera de recuperación de tubos de humo; aprovechando el 100 % de la corriente gaseosa y obteniendo como producto una generación de vapor con diferentes características.

La última propuesta se realizó a la salida de la cámara de postcombustión debido a que los gases tienen una mayor temperatura en esta parte, teniendo como consecuencia la sustitución del “quencher” (enfriamiento súbito) por una caldera de recuperación de tubos de agua, obteniendo como producto la generación de



vapor con mejores características. Como se ha observado en algunos procesos se puede contar con ambos equipos (quencher y HRSG), el quencher sólo es utilizado en caso de mantenimiento al HRSG.

Las tres propuestas se visualizan en la Figura 21.



**Figura 21.** Propuestas para obtener una mayor aprovechamiento de la energía residual (cuadro de color verde Caso 1, 2 y cuadro de color rojo Caso 3)

Para cada propuesta el equipo a considerar y el material del mismo dependerá de la composición química y la temperatura de los gases; también se tiene que especificar las características de agua de alimentación, las características de vapor que se quiere generar y las posibles aplicaciones del vapor generado, para calcular la eficiencia de recuperación y la ganancia obtenida por la generación de vapor.



### **5.3 SUSTITUCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

#### **5.3.1 CASO 1 COLOCAR UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO “KETTLE”**

El propósito de sustituir el intercambiador de calor tubos y coraza por el intercambiador de calor tipo “kettle” es mejorar la eficiencia del aprovechamiento de calor y la generación de vapor. Se seleccionó este intercambiador porque son utilizados comúnmente como vaporizadores, se logra un 80 % de vaporización del agua alimentada y se caracteriza por la configuración de su coraza para evitar el arrastre de gotas de agua hacia la salida de vapor, el vertedero a la derecha de los tubos sirve de purga del equipo y mantiene el líquido hirviendo sobre los tubos.

##### **5.3.1.1 Simulación del intercambiador de calor tipo “kettle”.**

Se realizó la simulación del intercambiador con ASPEN Exchanger Design & Rating, la simulación se especificó para un diseño térmico del intercambiador y dimensionamiento del mismo, además de realizar una hoja de cálculo la cual servirá para comparar y corroborar los datos obtenidos.

La simulación comienza con la selección de la configuración geométrica que se desea diseñar por lo que se definió el tipo de cabezal estacionario extremo frontal, el tipo de coraza y el tipo de cabezal extremo posterior según TEMA, la selección del tipo de equipo es considera por la facilidad de limpieza, la disponibilidad de espacio para la expansión entre el haz de tubos y coraza y sobre todo la función que va desempeñar.

Se seleccionó el tipo de cabezal extremo frontal A (canal y cubierta desmontable), el tipo de coraza es K (kettle) y el cabezal extremo posterior U (Haz de tubo en U). El cabezal fijo A es del tipo canal y se emplea por la facilidad de desmontar para la limpieza interna de los tubos. El cabezal removible tipo U sólo necesita una cubierta para los tubos lo que permite que estos puedan moverse libremente respecto a la coraza y puede ser extraído para la limpieza mecánica externa.



Por el tipo de coraza el fluido frío se coloca en el lado de la coraza y el fluido caliente en el lado de los tubos, esto se debe a la configuración de la coraza tipo K donde se forma una alberca que cubre por completo los tubos. El diámetro de los tubos se consideró de 1 in y su pitch de 1.25 in, el arreglo de los tubos es cuadrado normal (90°) y el material de construcción de acero al carbón.

Después se especifican las condiciones de proceso donde se introducen los datos como flujo másico, presión de entrada, temperatura de entrada y salida, y la fracción de vapor a la salida; éstos datos se toman de la simulación de la planta de incineración realizada en el capítulo 6.1, así como la composición de entrada de los gases.

A continuación se presenta la Tabla 18, Tabla 19 y en la Tabla 20, los datos que se introducirán al simulador del lado de tubos y del lado de la coraza. Además se podrá observar imágenes obtenidas del simulador y los resultados.

**Tabla 18.** Características geométricas del intercambiador

<b>Geométrica</b>			
<b>Tipo de TEMA</b>	Cabezal fijo <b>A</b>	Tipo de coraza <b>K</b>	Cabezal removible <b>U</b>
<b>Fluidos</b>	Lado coraza: fluido frío, agua	Lado tubos: fluido caliente, gases de combustión	
<b>Diámetro exterior del tubo</b>	2 in	Pitch	2.5 in
<b>Arreglo de tubos</b>	Cuadrado normal (90°)		
<b>Material del intercambiador</b>	Acero al carbón		

**Tabla 19.** Condiciones de proceso, características de los flujos

Procesos	Unidades	Lado caliente	Lado frío
Flujo másico	kg/h	42112.889	
Presión de entrada	kg/cm <sup>2</sup>	0.95	4.5
Presión de salida	kg/cm <sup>2</sup>	0.839	4.353
Temperatura de entrada	°C	413.6	100
Temperatura de salida	°C	200	147.83
Fracción de vapor de entrada		1	0
Fracción de vapor de salida		1	1
Caída de presión	kg/cm <sup>2</sup>	0.111	0.51

**Tabla 20.** Composición química en % masa de los fluidos de alimentación.

Composición química	Gases de combustión	Agua desmineralizada
CO <sub>2</sub>	15.817	
O <sub>2</sub>	3.366	
N <sub>2</sub>	52.728	
NO	0.0379	
NO <sub>2</sub>	0.0001116	
H <sub>2</sub> O	28.051	100

Después de introducir los datos anteriores se corre el simulador, obteniendo como resultado el flujo de agua necesaria para enfriar la corriente de gases de combustión y las características del intercambiador, las cuales se encuentran en una hoja de datos que da el simulador.

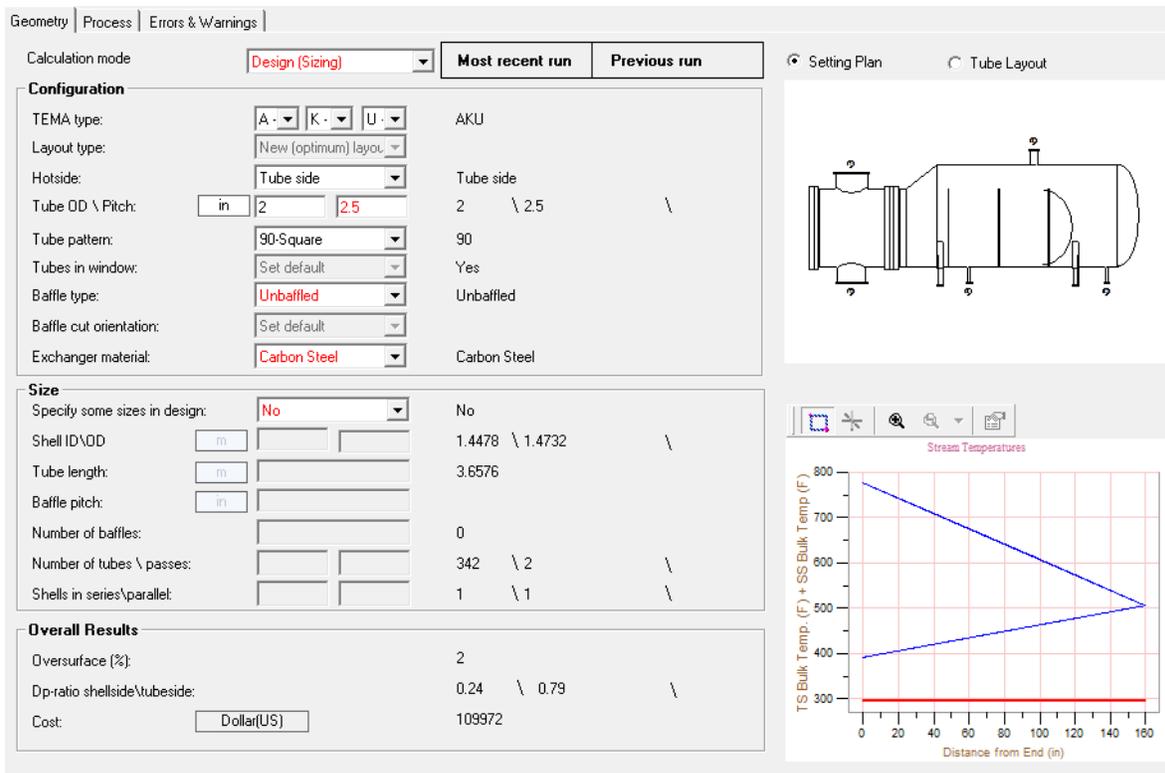


Figura 22. Imagen del resultado geométrico de la simulación

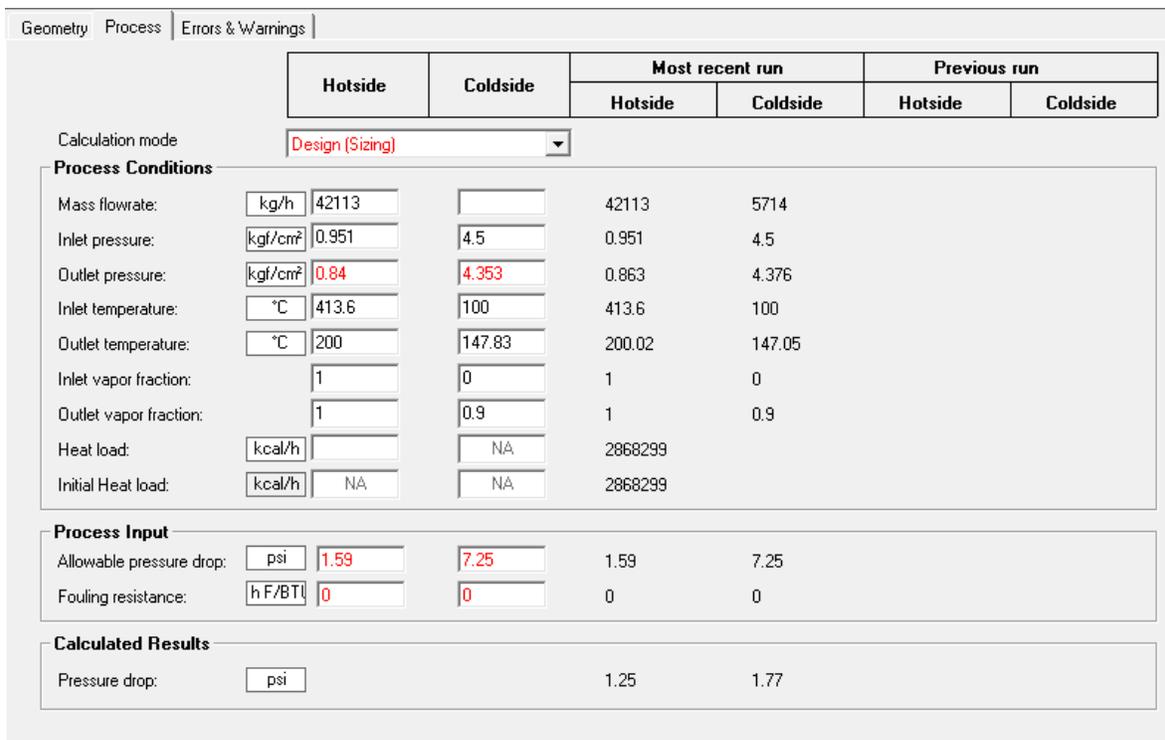


Figura 23. Imagen del resultado de las condiciones de proceso de la simulación



Size	57 / 74	144	in	Type	AKU	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
Surf/unit(eff.)	221.3		m <sup>2</sup>	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	221.3 m <sup>2</sup>		
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation			Shell Side			Tube Side				
Fluid name										
Fluid quantity, Total			kg/h	5714			42113			
Vapor (In/Out)			kg/h	0	5142	42113	42113			
Liquid			kg/h	5714	572	0	0			
Noncondensable			kg/h	0	0	0	0			
Temperature (In/Out) °F										
Dew / Bubble point			°C	147.86						
Density Vapor/Liquid			kg/m <sup>3</sup>	/ 958.96	2.26 / 919.36	0.42 /	0.55 /			
Viscosity			cp	/ 0.2837	0.014 / 0.1998	0.0299 /	0.0222 /			
Molecular wt, Vap				18.01			25.6		25.6	
Molecular wt, NC										
Specific heat			BTU/(lb F)	/ 1.002	0.5572 / 1.0128	0.3283 /	0.3105 /			
Thermal conductivity			kcal/(h m C)	/ 0.583	0.025 / 0.594	0.045 /	0.03 /			
Latent heat			kcal/kg	505.23						
Pressure (abs)			kgf/cm <sup>2</sup>	4.5	4.376	0.951	0.863			
Velocity			m/s	0.69			96			
Pressure drop, allow./calc.			kgf/cm <sup>2</sup>	0.51	0.124	0.111	0.088			
Fouling resistance (min)			m <sup>2</sup> h C/kcal	0			0	0 Ao based		
Heat exchanged			2868299	kcal/h	MTD corrected			132.78 °C		
Transfer rate, Service			19.99	Dirty	20.47	Clean	20.47 BTU/(h ft <sup>2</sup> F)			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch				
			Shell Side			Tube Side				
Design/vac/test pressure:g			kgf/cm <sup>2</sup>	5.625/ /	3.515/ /					
Design temperature			°C	187.78			448.89			
Number passes per shell				1			2			
Corrosion allowance			in	0.125			0.125			
Connections		In	in	1	1.5/ -	1	30/ -			
Size/rating		Out		1	6/ -	1	26/ -			
Nominal		Intermediate		/ -	/ -					
Tube No.		171 Us	OD	2	TksAvg	0.083	in	Length	3.6576	
			m	Pitch	2.5	in				
Tube type			Plain	#/in	Material	Carbon Steel			Tube pattern	90
Shell			Carbon Steel	ID	1.4478	OD	1.4732	m	Shell cover	Carbon Steel
Channel or bonnet			Carbon Steel				Channel cover			Carbon Steel
Tubesheet-stationary			Carbon Steel				Tubesheet-floating			-
Floating head cover			-				Impingement protection			None
Baffle-cross		Carbon Steel	Type	Unbaffled			Cut(%d)	Spacing: c/c		
Baffle-long		-	Seal type				Inlet			in

Figura 24. Imagen de la hoja de datos que arroja el simulador



En la Tabla 21 se encuentran resumidos los datos obtenidos del simulador Exchanger Design and Rating y se indicaron los pasos y ecuaciones a seguir para realizar la memoria de cálculo que se puede observar en el Anexo 1.

**Tabla 21.** Resultados obtenidos de la simulación

Corrientes	Gases de combustión	Gases enfriados	Agua	Vapor B
Flujo (kg/h)	42113	42113	5714	5714
Temperatura (°C)	413.6	200	100	147.05
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.933	0.933	4.5	4.35
Carga térmica (kcal/h)	2868299			
Área (m <sup>2</sup> )	221.3			

Para realizar la memoria de cálculo se deben considerar los coeficientes de ebullición que son menores de 5,000 kcal/hm<sup>2</sup> para el agua con flujos máximos de 30,000 kcal/hm<sup>2</sup>. El procedimiento que se llevó a cabo para el cálculo de intercambiadores de calor tipo “kettle”, se basó en el método de Palen con modificaciones [26]. Se comienza con el balance de materia y energía para calcular la carga térmica:

$$Q_1 = Q_2 \quad \text{Ecuación 14}$$

$$Q = M * Cp * (T_1 - T_2) = A * U * \Delta T_{LMTD} \quad \text{Ecuación 15}$$

donde:

- **Q** = Carga térmica (kcal/h)
- **M** = Flujo de masa de los gases de combustión (kg/h)
- **Tg1** = Temperatura de entrada de los gases (°C)
- **Tg2** = Temperatura de salida de los gases (°C)



- **A** = Área de transferencia de calor ( $m^2$ )
- **U** = Coeficiente de transferencia global ( $kcal/m^2h^{\circ}C$ )
- **$\Delta T$**  = Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas ( $^{\circ}C$ )

$$M_1 * H_1 + M_4 * H_4 = M_2 * H_2 + M_3 * H_3 + M_5 * H_5 \quad \text{Ecuación 16}$$

$$M_4 = M_5 \quad \text{Ecuación 17}$$

$$M_1 = M_2 + M_3 \quad \text{Ecuación 18}$$

$$Q = M_4 * (H_4 - H_5) = M_2 * H_2 + M_3 * H_3 - M_1 * H_1 \quad \text{Ecuación 19}$$

donde:

- **H<sub>i</sub>** = Entalpías ( $kcal/kg$ )
- **M1** = Flujo de agua al intercambiador ( $kg/h$ )
- **M2** = Flujo de vapor generado ( $kg/h$ )
- **M3** = Purga ( $kg/h$ )
- **M4** = Flujo de gases al intercambiador ( $kg/h$ )
- **M5** = Flujo de gases de salida ( $kg/h$ )

Con la carga térmica calculada en la ecuación 15 se sustituye en la ecuación 19 para calcular la cantidad de agua necesaria para enfriar los gases a la temperatura deseada por lo que se tiene la siguiente ecuación:

$$M1 = \frac{Q}{0.95H_2 + 0.05H_3 - H1} \quad \text{Ecuación 20}$$

Después de calcular la carga térmica se despeja “A” para calcular el área de transferencia, para esto se calcula la LMTD y se supone el valor de la transferencia de calor global.

$$LMTD = \Delta T = \frac{(Tg1 - Ts) - (Tg2 - Ts)}{\ln \frac{Tg1 - Ts}{Tg2 - Ts}} \quad \text{Ecuación 21}$$

- **Ts** = Temperatura de saturación



Los resultados obtenidos mediante la hoja de cálculo se observan en la Tabla 22.

**Tabla 22.** Resultados obtenidos de la memoria de cálculo

<b>Corrientes</b>	<b>Gases de combustión</b>	<b>Gases enfriados</b>	<b>Agua</b>	<b>Vapor B</b>
<b>Flujo (kg/h)</b>	42113	42113	5463.34	5463.34
<b>Temperatura (°C)</b>	413.6	200	100	147.05
<b>Presión (kg/cm<sup>2</sup>)</b>	0.933	0.933	4.5	4.35
<b>Carga térmica (kcal/h)</b>	2893903.30			
<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	218.4			

### **5.3.2 Caso 2 Simulación de la caldera de recuperación tubos de humo**

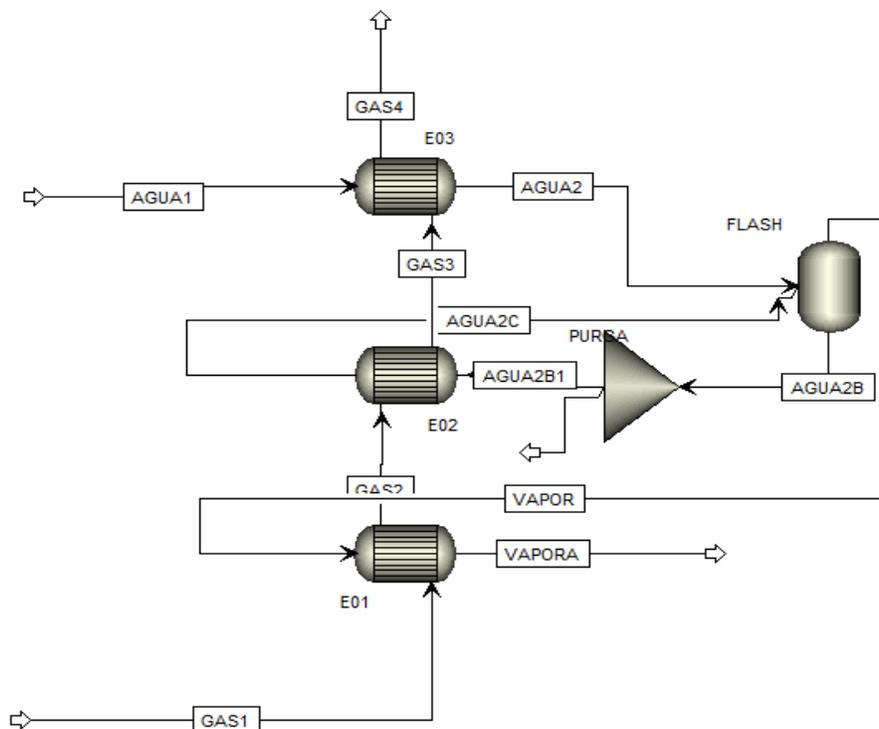
Para la recuperación de calor y la generación de vapor se propone una caldera de recuperación de calor, el tipo de caldera se seleccionó debido a las condiciones y características de los gases de combustión. En este caso debido a que los gases ya han pasado por el tren de tratamiento, se consideran gases limpios por esta característica se utiliza una caldera de tubos de humo la cual puede generar vapor de baja o media presión.

Se realizó la simulación por medio de ASPEN plus, el cual no cuenta con calderas de recuperación como equipo paquete, sin embargo se puede realizar una simulación con una serie de intercambiadores en donde se represente los pasos o secciones de una caldera de recuperación de calor.



En las calderas de tubos de humo el vapor que genera es un poco húmedo por lo que se requiere la colocación de un domo en la parte superior del evaporador, este domo funciona como un separador del vapor y agua que contenga. El vapor generado es de baja o media presión, por lo que se necesita una bomba para darle la presión deseada en este caso fue de 20 kg/cm<sup>2</sup> y un sobrecalentador para darle la temperatura de acuerdo a la presión, además se adiciona un economizador que precalienta el agua para ingresarla al evaporador.

La simulación que se realizó de acuerdo a lo anterior consta de un arreglo de tres intercambiadores como se muestra en la Figura 25, el primer intercambiador funciona como un sobrecalentador, el segundo intercambiador funciona como un evaporador, y se colocó un tanque flash el cual funciona como el domo y parte del evaporador y el último intercambiador funciona como un economizador. Debido a la temperatura de los gases se limita la calidad del vapor, por lo que se genera vapor de media presión. La composición de los gases y las condiciones de operación es la misma de la propuesta anterior.



**Figura 25.** Imagen de las corrientes y equipos implementados en la simulación



Los resultados de la simulación se muestran en la Tabla 25, la cual contiene el flujo de los gases y el vapor generado, y el comportamiento de las temperaturas a través de los intercambiadores.

Para realizar la hoja de cálculo primero se diseñó el perfil de temperaturas lo cual ayudará a evitar cruces de temperaturas y calcular la cantidad de agua que se requiere para enfriar los gases.

El objetivo del análisis detallado del perfil de temperaturas, es también obtener la menor temperatura posible en la chimenea con costos racionales por la combinación de superficies de transferencia de calor.

### **5.3.3 Diseño del perfil de temperaturas**

Para determinar los perfiles de temperaturas del gas y la conversión del agua a vapor es necesario suponer los valores de punto pinch y punto de aproximación, tomando en cuenta la tabla anterior y lo que se describió anteriormente. De igual manera se deben de conocer los siguientes valores:

- Flujo de los gases de combustión (**Wg**).
- La temperatura del gas a la entrada del HRSG (**Tg1**).
- La temperatura del agua de alimentación (**Tw1**).
- La temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador (**Ts2**).
- Con la presión del vapor que se requiere se determina la temperatura de saturación (**Ts**).
- Al seleccionar el punto pinch (**Tpp**) se calcula la temperatura de salida del gas del evaporador (**Tg3**).  $Tg3 = Ts + Tpp$ .
- Con el punto de aproximación (**Tpa**) se calcula la temperatura de agua a la salida del economizador (**Tw2**).
- Las pérdidas de calor (**hl**) que se consideran en los HRSG pequeños son del 2% y van hasta un 0.5% en unidades grandes y dependiendo del aislamiento, por lo que se toman valores de 0.98 a 0.99.



Para el diseño de perfiles de temperaturas se comienza con el balance de energía a través del sobrecalentador y el evaporador, la energía absorbida por el sobrecalentador y el evaporador está dada por la siguiente ecuación.

$$Q_{1,2} = W_g * C_{p_g} * (T_{g_1} - T_{g_3}) * hl \quad \text{Ecuación 22}$$

$$Q_{1,2} = W_{H_2O} * [(hs_2 - hw_2) + bd * (hf - hw_2)] \quad \text{Ecuación 23}$$

donde:

- **Q12** = Energía absorbida por el sobrecalentador y el evaporador (kcal/h)
- **Wg** = Flujo del gas (kg/h)
- **Cpg** = Calor específico del gas a temperatura media (kcal/kg°C)
- **Tg1** = Temperatura de entrada del gas al sobrecalentador (°C)
- **Tg3** = Temperatura de salida del gas del evaporador (°C)
- **hl** = Fracción de pérdidas de calor
- **WH<sub>2</sub>O** = Flujo de vapor (kg/h)
- **hs2** = Entalpía de vapor sobrecalentado (kcal/kg)
- **hw2** = Entalpía del agua a la salida del economizador (kcal/kg)
- **hf** = Entalpía del agua saturada (kcal/kg)
- **bd** = Fracción de pérdidas de calor del evaporador

De la ecuación 22 del lado de los gases se puede calcular la energía absorbida debido a que se conocen todos los valores de las variables, de igual manera se obtienen los valores de las entalpías en tablas con las temperaturas, por lo que se puede calcular el flujo de vapor que se puede generar a partir de la ecuación 23.

Una vez calculado el flujo de vapor generado, la energía absorbida por el sobrecalentador puede ser calculada con la ecuación 24 y posteriormente se calcula la temperatura de salida del sobrecalentador a partir de la ecuación 25.

$$Q_1 = W_{H_2O} * (hs_2 - hs_1) \quad \text{Ecuación 24}$$

$$Q_1 = W_g * C_{p_g} * (T_{g_1} - T_{g_2}) * hl \quad \text{Ecuación 25}$$



donde:

- **Q1** = La energía absorbida por el sobrecalentador (kcal/h)
- **Hs1** = Entalpía del vapor saturado (kcal/kg)
- **Tg2** = Temperatura de entrada del gas al evaporador (°C)

Después de calcular la temperatura de entrada del gas al evaporador, se puede calcular la energía absorbida del evaporador mediante la ecuación 26.

$$Q_2 = W_g * C_{p_g} * (T_{g_2} - T_{g_3}) * hl \quad \text{Ecuación 26}$$

donde:

- **Q2** = La energía absorbida por el evaporador (kcal/h)

Para el balance de energía del economizador se realiza con la ecuación 27.

$$Q_3 = W_{H_2O} * (hw_2 - hw_1)(1 + bd) \quad \text{Ecuación 27}$$

$$Q_3 = W_g * C_{p_g} * (T_{g_3} - T_{g_4}) * hl \quad \text{Ecuación 28}$$

donde:

- **Q3** = La energía absorbida por el economizador (kcal/h)
- **Tg4** = Temperatura de salida del gas del economizador (°C)
- **hw1** = Entalpía del agua a la entrada del economizador (kcal/kg)

Mediante la ecuación 28 se puede obtener la temperatura del gas de salida del economizador. Por último se traza el perfil completo de temperaturas del gas y agua.

**5.3.4 Cálculo de la caldera de recuperación de tubos de humo:**

En un HRSG del tipo tubo de gases, como se ha mencionado, el gas fluye por el interior de los tubos y una mezcla de vapor-agua fluye por el exterior. El coeficiente de transferencia de calor del gas es pequeño, alrededor de 49-98 kcal/m<sup>2</sup>h°C, comparado con el coeficiente exterior del agua que va de 9765 a 14647 kcal/m<sup>2</sup>h°C. [42][31]

La resistencia del metal es pequeña (si no está sucio) por lo tanto, el coeficiente del lado del gas gobierna el coeficiente total y como consecuencia el tamaño del equipo. El procedimiento para calcular el área requerida de la caldera de recuperación de tubo de gases se muestra a continuación:

El área superficial requerida (A) y la energía transferida se calculan por la ecuación 29.

$$Q = U * A * \Delta T = Wg * Cp * (Tg1 - Tg2) * hl \quad \text{Ecuación 29}$$

donde:

- **Q** = Cantidad de calor total transferido (kcal/h)
- **U** = Coeficiente de transferencia de calor global (kcal/m<sup>2</sup>h°C)
- **A** = Área superficial (m<sup>2</sup>)
- **Wg** = Flujo de masa total del gas (kg/h)
- **Cp** = Calor específico del fluido (kcal/kg°C)
- **ΔT** = Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (°C)
- **Tg1** = Temperatura de entrada del gas (°C)
- **Tg2** = Temperatura de salida del gas (°C)
- **hl** = Pérdidas de calor

Si el cálculo de U está basado en el diámetro exterior, entonces el área superficial también estará basada en el diámetro exterior del tubo; y del mismo modo, si U se basa en el diámetro interior, entonces el área superficial debe estar basada en el



diámetro interno del tubo. Por lo que las ecuaciones para calcular el área estarán especificadas de la siguiente manera.

$$A_i = \frac{Q}{U_i \cdot \Delta T} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$A_o = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T} \quad \text{Ecuación 31}$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas  $\Delta T$  cuando existe un cambio de fase, se determina por:

$$\Delta T = \frac{(T_{g1} - T_s) - (T_{g2} - T_s)}{\ln \frac{T_{g1} - T_s}{T_{g2} - T_s}} \quad \text{Ecuación 32}$$

donde:

- **T1** = Temperatura de entrada del gas (°C)
- **T2** = Temperatura de salida del gas (°C)
- **Ts** = Temperatura de saturación (°C)

El coeficiente total de transferencia de calor se obtiene por la ecuación

$$\frac{1}{U_o} = \frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{h_o} + \left( \frac{d_o}{24 \cdot K_m} \right) * \ln \frac{d_o}{d_i} + f f_i \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + f f_o \quad \text{Ecuación 33}$$

donde:

- **di, do** = Diámetros interno y externos de los tubos (m)
- **hi, ho** = Coeficientes de transferencia de calor interno y externo (kcal/m<sup>2</sup>h°C)
- **Km** = Conductividad térmica del metal (kcal/mh°C)
- **ffi, ffo** = Factores de ensuciamiento, por dentro y por fuera de los tubos (m<sup>2</sup>h°C/kcal)

El coeficiente hi consiste de dos componentes llamados el coeficiente convectivo de transferencia de calor hc y el coeficiente no luminoso hn; por lo cual hi= hc +hn.



Generalmente el coeficiente  $h_n$  es muy pequeño para el flujo dentro de los tubos, por lo tanto,  $h_i$  es cercanamente igual a  $h_c$ .

El valor del coeficiente del lado del tubo es obtenido de la ecuación de Dittus-Boelter, estas ecuaciones se aplican para régimen turbulento: (50)

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$Nu = \frac{h_i * d_i}{12 * k} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$Re = \frac{15.2 * w}{d_i * \mu} \quad \text{Ecuación 36}$$

$$Pr = \frac{\mu * C_p}{k} \quad \text{Ecuación 37}$$

donde:

- **Nu** = Número de Nussel
- **Re** = Número de Reynolds
- **Pr** = Número de Prandtl
- **k** = Conductividad térmica del fluido (kcal/mh°C)
- **w** = Flujo por el tubo (kg/h)
- **$\mu$**  = Viscosidad del gas (kg/mh)

Sustituyendo en la ecuación y simplificando, se llega a la expresión:

$$h_c = 2.44 * w^{0.8} * \frac{F1}{d_i^{1.8}} \quad \text{Ecuación 38}$$

donde:

$$F1 = \left(\frac{C_p}{\mu}\right)^{0.4} * k^{0.6} \quad \text{Ecuación 39}$$

Las propiedades del fluido  $\mu$ ,  $C_p$  y  $k$  son evaluadas a la temperatura promedio del gas. Los factores  $F1$  y las propiedades del fluido de los gases de desecho se muestran en la Tabla 23.

**Tabla 23.** Factores F1 para aire y gases de desecho [42]

T (°F)	Aire				Gases de desecho			
	Cp	μ	k	F1	Cp	μ	k	F1
200	0.2439	0.05369	0.01878	0.1687	0.2570	0.0492	0.0170	0.1702
400	0.2484	0.0632	0.02211	0.1756	0.2647	0.0587	0.0211	0.1805
800	0.2587	0.0809	0.0287	0.1865	0.2800	0.0763	0.0285	0.1991
1200	0.2696	0.0968	0.0350	0.2015	0.2947	0.0922	0.0358	0.2158
1600	0.2800	0.1109	0.0412	0.2138	0.3080	0.1063	0.0429	0.2314
2000	0.2887	0.1237	0.0473	0.2235	0.3190	0.1188	0.0499	0.2458

Para calcular el coeficiente de calor interno del tubo es necesario calcular el flujo que paso por cada tubo, se selecciona la cantidad de tubos tomando en cuenta que para un tubo de 2 in de diámetro el flujo debe de ser entre 54.43-90.72 kg/h. La ecuación para calcular el flujo por tubo es la siguiente:

$$w = \frac{Wg}{Nt} \quad \text{Ecuación 40}$$

donde:

- **w** = flujo del gas por tubo (kg/h)
- **Nt** = Número de tubos

La caída de presión del gas se calcula en base a la geometría: (50)

$$\Delta P_g = (9.3 * 10^{-5}) * f * L * \left( \frac{v * w^2}{di^5} \right) \quad \text{Ecuación 41}$$

donde:

- **v** = El volumen específico
- **f** = El factor de fricción en flujo turbulento y depende el diámetro de la tubería como se muestra en la Tabla 24.

**Tabla 24.** Factor de fricción vs diámetro interior del tubo [42]

<b>di (in)</b>	<b>f</b>
<b>0.50</b>	0.028
<b>0.75</b>	0.0245
<b>1.00</b>	0.0230
<b>1.50</b>	0.0210
<b>2.00</b>	0.0195
<b>2.50</b>	0.0180
<b>3.00</b>	0.0175
<b>4.00</b>	0.0165
<b>5.00</b>	0.0160

En la Tabla 27 se muestra el resultado obtenido mediante una memoria de cálculo realizada en Excel, dicha memoria de cálculo se puede observar en el Anexo 2. Con los siguientes resultados se realizó una comparación y se graficó el perfil de temperaturas.



Resultados de la simulación en Aspen

Tabla 25. Balance de materia y energía de la simulación de la propuesta 2

Corrientes	Gas2	Genf	Genf2	Genf3	Agua	Acal	Acal2	Avap	Vapor	Vapor M
Flujo (kg/h)	42112.8	42112.8	42112.8	42112.8	4078.85	4078.85	4096.7	4014.7	3996.9	3996.9
Temperatura (°C)	413.6	393.07	253.31	198.15	30	189.18	211.13	211.29	211.13	300
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.933	0.933	0.933	0.933	20	20	20	20	20	20

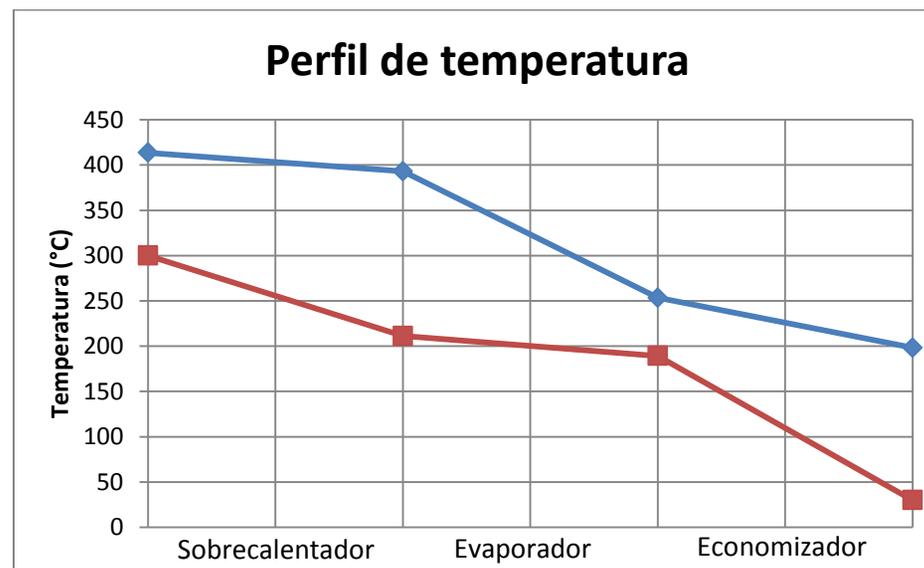


Figura 26. Perfil de temperaturas obtenido de la simulación en Aspen

**Tabla 26.** Cargas térmicas de cada sección (simulador).

Equipo	Carga térmica (kcal/h)	Área (m <sup>2</sup> )
Sobrecalentador vapor de media presión	282198.965	42.35266
Evaporado vapor de media presión	1878583.039	427.8541
Economizador vapor de media presión	721788.686	145.6585

**Resultados de la memoria de cálculo.****Tabla 27.** Balance de materia y energía de la memoria de cálculo de la propuesta 2

Corrientes	Gases de combustión				Vapor de media presión			
Flujo (kg/h)	42112.8				4078.85			
	Tg1	Tg2	Tg3	Tg4	Tw1	Tw2	Tsat	Tv
Temperatura (°C)	413.6	396.86	255.54	197.98	30	205.54	211.1	300
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.933	0.933	0.933	0.933	20	20	20	20

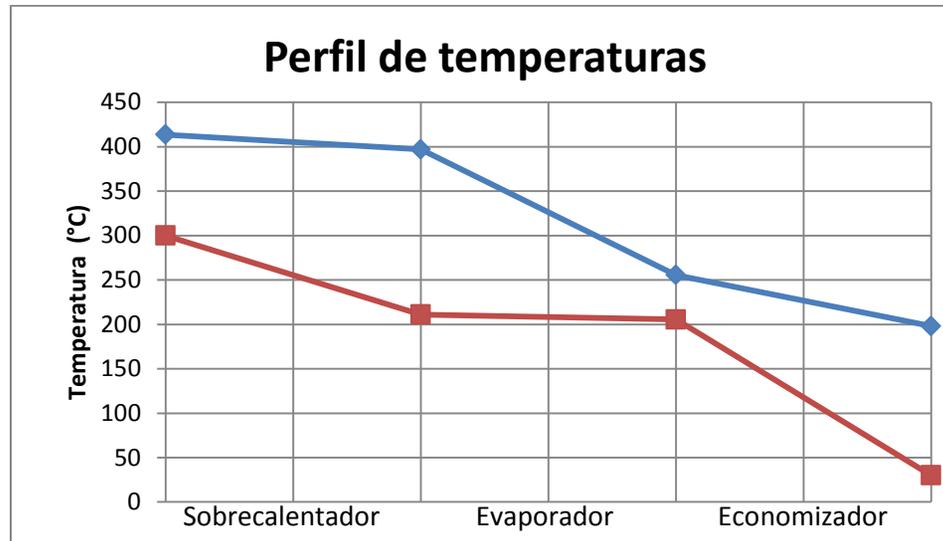


Figura 27. Perfil de temperaturas obtenido de la memoria de cálculo

Tabla 28. Cargas térmicas de cada sección (memoria de cálculo).

Equipo	Carga térmica (kcal/h)	Área (m <sup>2</sup> )
Sobrecalentador vapor de media presión	222169.556	30.8158092
Evaporado vapor de media presión	1876368.574	386.500648
Economizador vapor de media presión	764300.646	159.781184



#### **5.4 CASO 3 SUSTITUCIÓN DEL QUENCHER POR UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR**

La propuesta tres se basó en la sustitución del enfriador súbito “quencher” por una caldera de recuperación de tubos de agua y la instalación de un equipo para la reducción de NOX, esta sustitución se debe a que la mayoría de los procesos encontrados en la literatura y en las plantas consultadas cuentan con la recuperación de energía después de la reducción de NOx y segunda cámara (postcombustión), debido a que se cuenta con la mayor temperatura en este punto y facilita la generación de vapor de alta y media presión.

Para la recuperación de calor en este punto no puede ser la misma caldera que en la propuesta anterior, debido a las características de los gases de combustión: los gases están sucios, contienen gases ácidos y el vapor a generar es de alta presión, por lo que se recomienda usar la caldera de recuperación de tubos de agua.

La simulación se realizó con ASPEN plus y la caldera de recuperación está formada por dos secciones: sección de de presión media y otra sección de presión alta; estas secciones están formadas por un economizador, un evaporador y sobrecalentador para cada presión con la que se quiere trabajar. Se definió que se iba a generar vapor de dos presiones: la generación de vapor de alta presión se utiliza para la generación de electricidad la cual se utilizará para el proceso de incineración y la electricidad sobrante se introducirá a la red pública. La generación de vapor de media presión se venderá como vapor de proceso.

A continuación se muestra la imagen de cómo se realizó la simulación en Aspen plus en la Figura 28 dando a un seguimiento de una caldera de generación de vapor multipresiones y los resultados del balance de materia y energía en la Tabla 29, Tabla 30 y Tabla 31, además se muestra un gráfico del perfil de temperaturas obtenido.

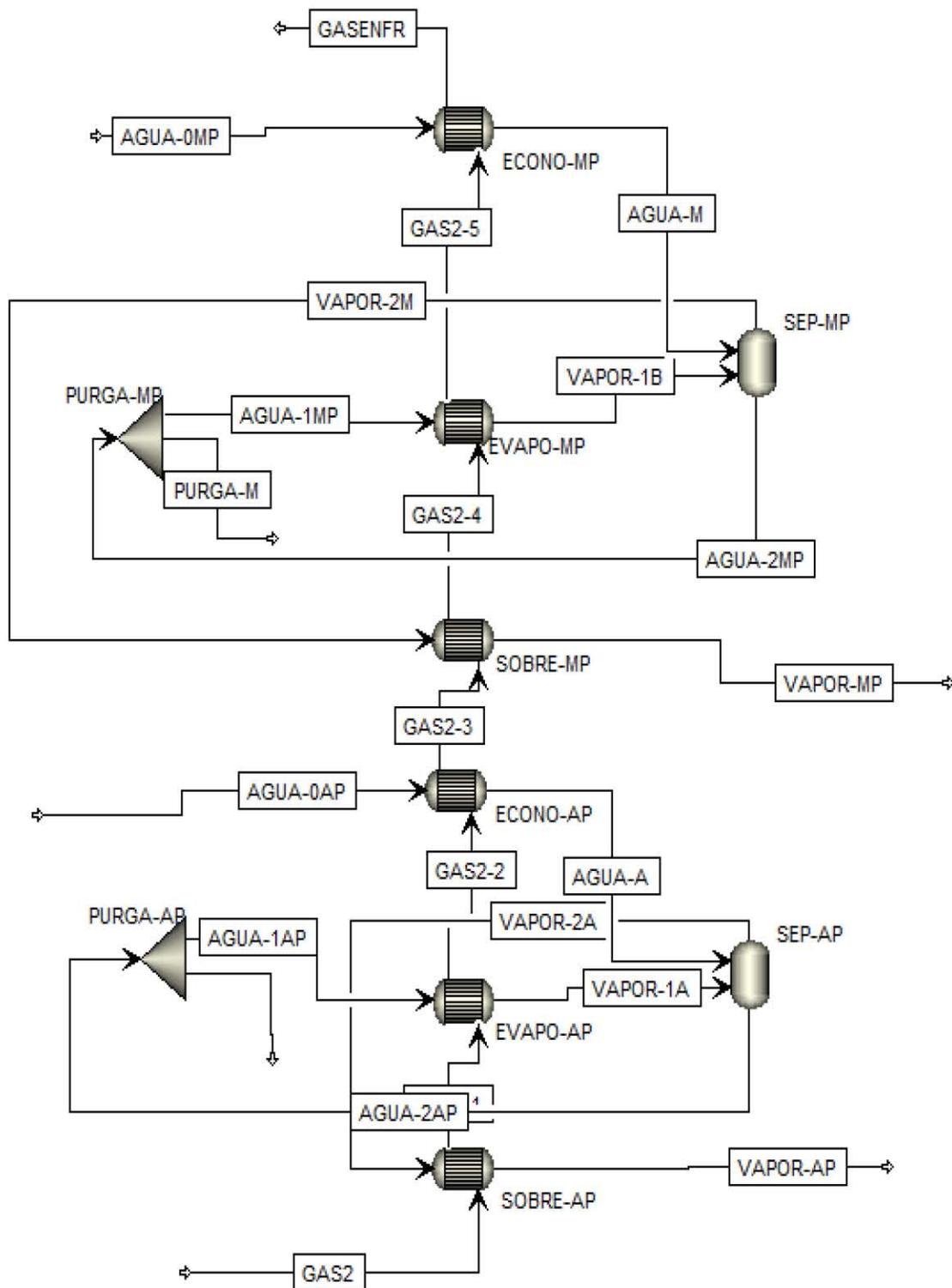


Figura 28. Imagen de las corrientes y equipos implementados en la simulación

**Tabla 29.** Resultados de la simulación del lado de la coraza

Corrientes	Gas2	Gas2-1	Gas2-2	Gas2-3	Gas2-4	Gas2-5	Gasenfr
Flujo (kg/h)	33135.1	33135.1	33135.1	33135.1	33135.1	33135.1	33135.1
Temperatura (°C)	1000	931.24	652.77	583.11	544.46	254.01	197.99
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826

**Tabla 30.** Resultados de la simulación del lado de tubos generación de vapor a alta presión

Corrientes	Agua-0AP	Agua-A	Agua-2AP	Agua-1AP	Purga-A	Vapor-1A	Vapor-2A	Vapor-AP
Flujo (kg/h)	6000	6000	7037.99	6826.85	211.14	6826.85	5788.86	5788.86
Temperatura (°C)	100	200	255.51	255.51	255.51	255.51	255.51	482
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	45	45	45	45	45	45	45	45

**Tabla 31.** Resultados de la simulación del lado de tubos generación de vapor a media presión

Corrientes	Agua-0MP	Agua-M	Agua-2MP	Agua-1MP	Purga-M	Vapor-1B	Vapor-2M	Vapor-MP
Flujo (kg/h)	5500	5500	5957.94	5779.2	178.738	5779.2	5321.26	5321.26
Temperatura (°C)	100	180	212.102	212.1	212.102	212.102	212.102	350
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	20	20	20	20	20	20	20	20

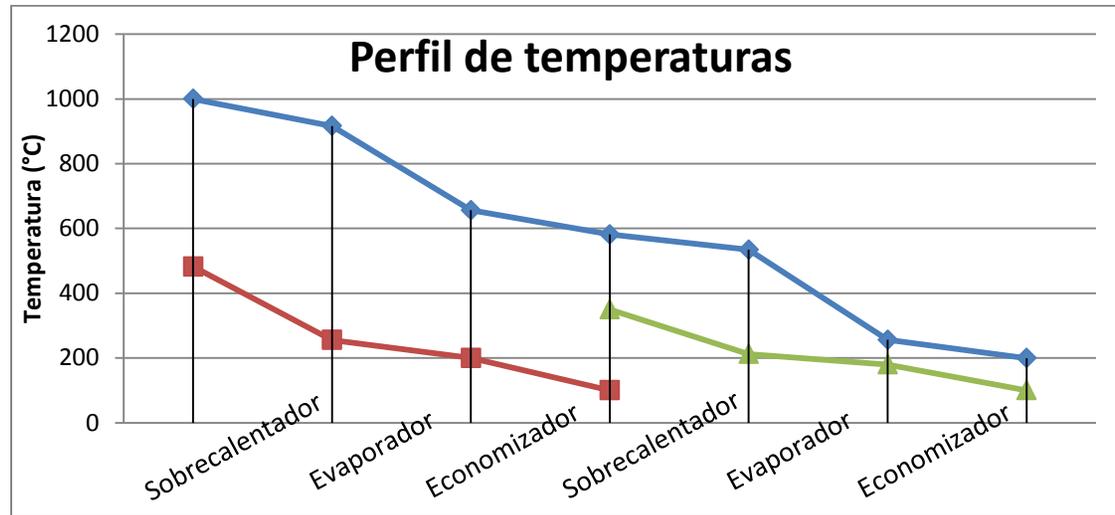


Figura 29. Perfil de temperaturas obtenido de la simulación en Aspen

Tabla 32. Cargas térmicas de cada sección (simulador).

Equipo	Carga térmica (kcal/h)	Área (m <sup>2</sup> )
Sobrecalentador vapor de alta presión	722113.413	28.30649
Evaporador vapor de alta presión	2836853.694	144.0186
Economizador vapor de alta presión	684255.359	39.93482
Sobrecalentador vapor de media presión	374747.339	31.15216
Evaporado vapor de media presión	2698412.465	511.9799
Economizador vapor de media presión	496835.769	158.747



#### 5.4.1 Cálculo de la caldera de recuperación de tubos de agua:

Para calcular la caldera de recuperación de tubos de agua se debe diseñar el perfil de temperaturas como se indicó en el paso anterior. Cuando el gas fluye por el exterior de un banco de tubos, como en una caldera de tubos de agua, donde por el interior de estos fluye agua con un alto coeficiente de transferencia de calor, la resistencia del lado del gas es la que controla el coeficiente total de transferencia de calor.

La ecuación para calcular la energía transferida es similar que la ecuación para calderas de tubos de humos.

$$Q = U * A * \Delta T = W_o * C_p * (T_1 - T_2) = W_s * \Delta H_s \quad \text{Ecuación 42}$$

El coeficiente de transferencia de calor total U, está generalmente basado en el área superficial exterior de los tubos, por lo anterior se denota como U<sub>o</sub>, así mismo W es ahora llamado W<sub>o</sub>.

El coeficiente de transferencia de calor total para tubos lisos está dado por: (50)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \left( \frac{1}{h_i} * \frac{d_o}{d_i} \right) + \left( \frac{d_o}{24 * k_m} * \ln \frac{d_o}{d_i} \right) + \left( f f_i * \frac{d_o}{d_i} \right) + f f_o \quad \text{Ecuación 43}$$

En el caso de las calderas de recuperación de tubos de agua, el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo h<sub>i</sub> se encuentra en el rango de 9765 a 14647 kcal/m<sup>2</sup>h°C y el coeficiente de transferencia de calor del lado del gas, el cual es la suma de los coeficientes de transferencia convectivo h<sub>c</sub> y no luminoso h<sub>n</sub>.

$$h_o = h_c + h_n \quad \text{Ecuación 44}$$

El procedimiento para calcular h<sub>c</sub> para tubos lisos está dado por la ecuación de Grimson, la cual es ampliamente utilizada para la determinación de la transferencia de calor convectivo para tubos en línea o arreglo alternado. (12)



Ecuación de Grimson:

$$Nu = B * Re^N \quad \text{Ecuación 45}$$

$$Nu = \frac{hc*do}{12*k} \quad \text{Ecuación 46}$$

$$Re = \frac{G*do}{12*\mu} \quad \text{Ecuación 47}$$

donde:

- **Nu** = Número de Nusselt
- **Re** = Número de Reynolds
- **G** = Masa velocidad
- **B, N** = Constantes de Grimson (depende del arreglo de los tubos y su diámetro)

Por lo que la ecuación se reduce al cálculo del coeficiente de transferencia hc

$$hc = \frac{12*k}{do} * B * \left(\frac{G*do}{12*\mu}\right)^N \quad \text{Ecuación 48}$$

La masa velocidad del gas G se calcula por

$$G = \frac{12*Wo}{Nw*L*(ST-do)} \quad \text{Ecuación 49}$$

donde:

- **Nw** = cantidad de tubos en hilera
- **L** = Longitud de tubos (m)
- **ST** = pitch transversal (m)
- **SL** = pitch longitudinal (m)

Los coeficientes B y N para tubos lisos en línea y escalonado (diagonal) están dados en la Tabla 33 y las propiedades del gas deben ser evaluadas a la temperatura de película del gas, las cuales pueden ser tomadas como un promedio del gas y del fluido.

**Tabla 33.** Valores de Grimson B y N

ST/do	1.25		1.5		2.0		3.0	
SL/do	B	N	B	N	B	N	B	N
<b>Alternado</b>								
<b>1.25</b>	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
<b>1.50</b>	0.451	0.558	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
<b>2.00</b>	0.404	0.574	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
<b>3.00</b>	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574
<b>En línea</b>								
<b>1.25</b>	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
<b>1.50</b>	0.367	0.588	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
<b>2.00</b>	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
<b>3.00</b>	0.290	0.601	0.357	0.548	0.374	0.581	0.286	0.608

Otra correlación ampliamente usada es la de Fishenden y Saunders y el factor F para arreglo en línea y alternado está dado por la Tabla 34 [42]:

$$Nu = 0.35 * F * Re^{0.6} * Pr^{0.3} \quad \text{Ecuación 50}$$

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k} \quad \text{Ecuación 51}$$

**Tabla 34.** Factor F para los arreglos en línea y alternado

ST/d	SL/d	En línea				Alternado			
		1.25	1.5	2.0	3.0	1.25	1.5	2.0	3.0
<b>1.25</b>	Re								
	2,000	1.06	1.06	1.07	1.0	1.21	1.16	1.06	0.96
	8,000	1.04	1.05	1.03	0.98	1.11	0.99	0.92	0.95
<b>1.5</b>	20,000	1.0	1.0	1.0	0.95	1.06	1.05	1.02	0.93
	2,000	0.95	0.95	1.03	1.03	1.17	1.15	1.08	1.02
	8,000	0.96	0.96	1.01	1.01	1.10	1.06	1.00	0.96
<b>2.0</b>	20,000	0.95	0.95	1.0	0.98	1.04	1.02	0.98	0.94
	2,000	0.73	0.73	0.98	1.08	1.22	1.18	1.12	1.08
	8,000	0.83	0.83	1.0	1.02	1.12	1.10	1.04	1.02



	SL/d	1.25	1.5	2.0	3.0	1.25	1.5	2.0	3.0
ST/d	Re								
	20,000	0.90	1.0	1.0	1.0	1.09	1.07	1.01	1.07
<b>3.0</b>	2,000	0.66	0.95	0.95	1.0	1.26	1.26	1.16	1.13
	8,000	0.81	1.02	1.02	1.02	1.16	1.15	1.11	1.06
	20,000	0.91	1.01	1.01	1.0	1.14	1.13	1.10	1.02

Debido a las presiones parciales de los gases triatómicos presentes en los gases de combustión tales como dióxido de carbono, dióxido de azufre y vapor de agua, cantidades significativas de energía pueden ser transferidos entre la corriente de gas y la superficie de la caldera debido a la transferencia de calor por radiación no luminosa [42]. El procedimiento para calcular el coeficiente de transferencia no luminoso es el siguiente:

Primero se calcula el intercambio neto de radiación entre los gases y los tubos está dada por la ecuación 52 y el coeficiente de transferencia no luminoso se obtiene con la ecuación 53:

$$\frac{Q}{A} = \sigma * \epsilon_g (T_g^4 - T_o^4) \quad \text{Ecuación 52}$$

$$h_N = \frac{Q}{A(T_g * T_o)} = \sigma * \epsilon_g \frac{(T_g^4 - T_o^4)}{(T_g * T_o)} \quad \text{Ecuación 53}$$

donde:

- $\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann (  $4.9 * 10^{-8}$  kcal/hm<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)
- $\epsilon_g$  =emisividad del flujo de los gases calientes
- $T_g$  = Temperatura media de los gases en el evaporador (K)
- $T_o$  = Temperatura de pared del tubo (K)

Para obtener el valor de la emisividad de los gases ( $\epsilon_g$ ) se realiza por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\epsilon_g = 0.9 * (1 - e^{-KLB}) \quad \text{Ecuación 54}$$



$$LB = 1.08 * \frac{S_T * S_L - 0.785 * d^2}{d} \quad \text{Ecuación 55}$$

$$K = \frac{(0.8 + 1.6pw) * (1 - 0.38 * (\frac{Tg}{1000}))}{\sqrt{(pc + pw) * LB}} * (pc + pw) \quad \text{Ecuación 56}$$

donde:

- **LB** = longitud de la barra (m)
- **K** = factor de emisividad
- **pc** = presión parcial del dióxido de carbono
- **pw** = presión parcial del vapor de agua

### Caída de presión del gas

Dependiendo de la geometría del tubo, el pitch, la temperatura y la velocidad del gas, la caída de presión del gas puede variar. Como se ha mencionado la  $\Delta P$  es un parámetro que debe de cuidarse ya que trae consigo costos de operación y consumo que pueden ser substanciales a largo plazo.

Varias correlaciones están disponibles en la literatura para predecir la  $\Delta P$  (50); cada organización desarrolla sus propios datos basados en la experiencia y operación, por ejemplo.

$$\Delta P_g = (9.3 * 10^{-10}) * fg * G^2 * \frac{N_H}{\rho_g} \quad \text{Ecuación 57}$$

- **N<sub>H</sub>** Número de tubos por hilera
- **fg** Factor de fricción, el cual está dado para  $2,000 < Re < 40,000$  en las siguientes correlaciones

$$fg = Re^{-0.15} * \frac{0.44 + \frac{0.08 * S_T}{do}}{S_T} * \frac{do}{(do-1)^{0.43 + 1.13 * \frac{do}{S_L}}} \quad \text{Ecuación 58}$$

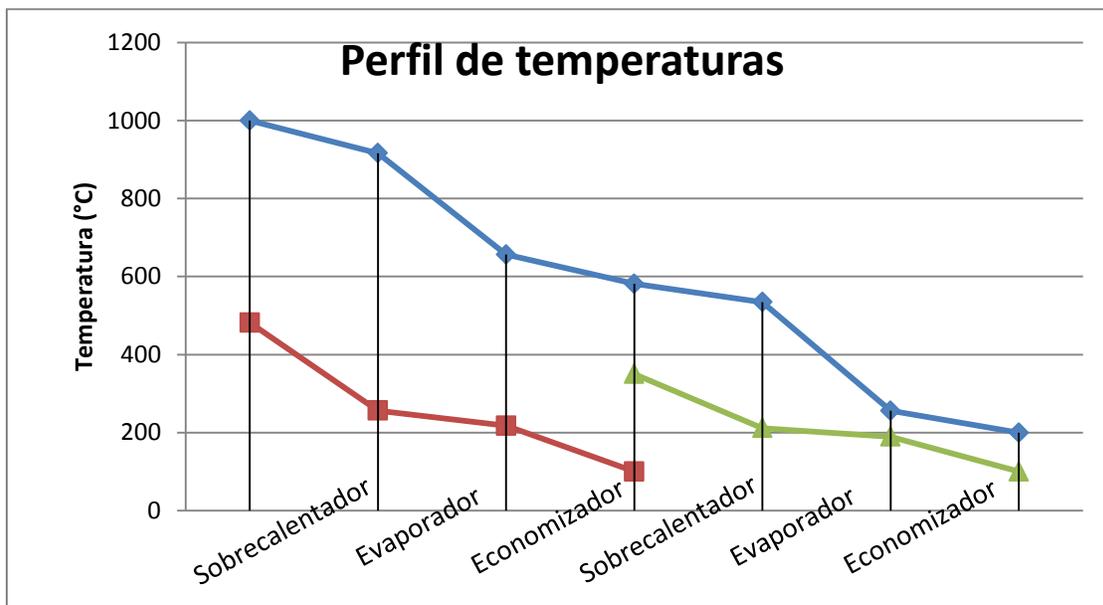
$$fg = Re^{-0.16} * 0.25 + \frac{0.1175}{S_T} * \frac{do}{(do-1)^{1.08}} \quad \text{Ecuación 59}$$



Los resultados obtenidos por medio de la memoria de cálculo de la propuesta 3 se muestran en la Tabla 35, Tabla 36 y el perfil de temperaturas se puede observar en la Figura 30. La memoria de cálculo se realizó en una hoja de Excel, la cual se puede observar en el Anexo 3.

**Tabla 35.** Resultados de la memoria de cálculo de la propuesta 3

Corrientes	Gases de combustión				Vapor de alta presión			
Flujo (kg/h)	33135.1				6012.51			
	Tg1	Tg2	Tg3	Tg4	Tw1	Tw2	Tsat	Tv
Temperatura (°C)	1000	916.12	656.2	581.43	100	217.31	256.2	482
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.933	0.933	0.933	0.933	45	45	45	45
Corrientes	Gases de combustión				Vapor de media presión			
Flujo (kg/h)	33135.1				5483.43			
	Tg4	Tg5	Tg6	Tg7	Tw1	Tw2	Tsat	Tv
Temperatura (°C)	581.43	534.42	255.84	199.48	100	189.18	211.4	350
Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0.933	0.933	0.933	0.933	20	20	20	20



**Figura 30.** Perfil de temperaturas obtenido de la memoria de cálculo

**Tabla 36.** Cargas térmicas de cada sección (memoria de cálculo).

Equipo	Carga térmica (kcal/h)	Área (m <sup>2</sup> )
Sobrecalentador vapor de alta presión	867729.961	30.13307629
Evaporador vapor de alta presión	2688910.964	100.989714
Economizador vapor de alta presión	773491.591	34.23629914
Sobrecalentador vapor de media presión	441581.004	32.7192814
Evaporado vapor de media presión	2616844.905	327.8514138
Economizador vapor de media presión	529457.635	131.4445669

## 5.5 ANÁLISIS ECONÓMICO

El objetivo de realizar un análisis económico es determinar cuál es el monto de los recursos económicos necesarios para la realización del proyecto, cuál será el costo total de la operación de la planta (que abarque la producción, administración y ventas). Este análisis determina los beneficios y costos asociados a los proyectos obteniéndose a través de ellos los indicadores de rentabilidad como Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento (TMAR), Valor Presente Neto (VPN), Tasa Interna de Retorno (TIR) y Periodo de Recuperación de la Inversión (PRI).

Tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR): la tasa de referencia es la base de la comparación y el cálculo en las evaluaciones económicas que haga. Si no se obtiene cuando menos esa tasa de rendimiento, se rechazará la inversión. La TMAR se puede definir como [53]:

$$TMAR = \text{tasa de inflación} + \text{premio al riesgo} \quad \text{Ecuación 60}$$

El valor presente neto (VPN): el valor presente simplemente significa traer del futuro al presente cantidades monetarias a su valor equivalente. Para calcularlo, hay que trasladar los flujos de los años futuros al tiempo presente y restar la inversión inicial que ya está en tiempo presente. Los flujos se descuentan a una tasa que corresponde a la TMAR, de acuerdo con la siguiente fórmula [53]:



$$VPN = -P + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \quad \text{Ecuación 61}$$

FNE = flujo neto de efectivo del año n, que corresponde a la ganancia neta después de impuestos en el año n.

p = inversión inicial en el año cero.

i = tasa de referencia que corresponde a la TMAR.

Si  $VPN > 0$ , es conveniente aceptar la inversión, ya que se estaría ganando más del rendimiento solicitado.

Si  $VPN < 0$ , se debe rechazar la inversión porque no se estaría ganando el rendimiento mínimo solicitado.

La tasa interna de rendimiento (TIR): la ganancia anual que tiene cada inversionista se puede expresar como una tasa de rendimiento o de ganancia anual. La TIR se puede definir de otras maneras como: la tasa de descuento que hace el  $VPN=0$  ó la tasa de descuento que hace que la suma de los flujos descontados sea igual a la inversión inicial [53].

$$VPN = 0 = -P + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \quad \text{Ecuación 62}$$

$$P = \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \quad \text{Ecuación 63}$$

Si  $TMAR \geq TIR$  es recomendable aceptar la inversión

Si  $TMAR < TIR$  es preciso rechazar la inversión

Periodo de recuperación de una inversión (PRI): es el número de años que tomará el proyecto para recuperar la inversión inicial [53].

Para los ingenieros de diseño que no tienen acceso a los datos de costos confiable o estimaciones por medio de software, las correlaciones dados en la Tabla 37 se pueden utilizar para realizar estimaciones preliminares. Se utiliza la siguiente ecuación para obtener el costo del equipo [23]:



$$C_e = a + b * S^n$$

Ecuación 64

- $C_e$  = costo de equipo comprado con base a la costa del golfo de USA, Enero 2010 (CEPCI = 532.9, NF Índice de inflación refinera = 2281.6)
- a, b = Constantes de costos
- S = Tamaño, medida o flujo
- n = exponente para ese tipo de equipo

**Tabla 37.** Correlaciones para los costos de equipos de uso común [23]

Equipo	Unidades de medición	S menor	S mayor	a	b	n
Caldera paquete	kg/h de vapor	5,000	200,000	124,000	10.0	1.0
Kettle tubo-U	Área en $m^2$	10	500	29,000	400	0.9
Intercambiadores de tubo y corasa	Área en $m^2$	10	1,000	28,000	54	1.2

Existen otras correlaciones dadas por diferentes autores, una de ellas proporciona un estimado de la caldera de recuperación para generación de vapor, estas correlaciones están dadas por cada sección que comprende la caldera, en donde se necesita tener el área de transferencia para el calcular su costo. Los costos de instalación de las secciones de la HRSG son los siguientes [54].

- *Economizador* = 457  $\$/m^2$
- *Evaporador* = 348  $\$/m^2$
- *Sobrecalentador* = 962  $\$/m^2$

Al igual se puede obtener el costo de la caldera de recuperación por peso, es decir con área de transferencia y el espesor se tiene el volumen que ocupan los tubos en la caldera, después se multiplica por su densidad específica del acero al carbón y se obtiene el costo de la caldera. Las secciones que se manejan con otro tipo de material debido a la temperatura como es el caso de los sobrecalentadores el costo obtenido se multiplica por un factor de costo de material acero al carbón con molibdeno y níquel y se obtiene el costo real de la caldera.



### 5.5.1 Costos del intercambiador tipo kettle

Se realizó el análisis económico de las tres propuestas de recuperación de calor para la generación de vapor con diferentes ecuaciones y correlaciones de los autores mencionados con anterioridad.

Los costos para el intercambiador de calor tipo kettle se obtuvieron de dos fuentes: la primera fuente está basada con la ecuación 64 y las correlaciones de la Tabla 37, la segundo es el costo que te da el simulador (ED&R) de Aspen y se observan los resultados en la Tabla 38.

Los costos de la caldera de recuperación de presión simple y la caldera de recuperación multi-presiones se obtuvieron de dos fuentes: la primera fuente está basada con la ecuación 64 y las correlaciones de la Tabla 37 y de las correlaciones indicadas en el artículo del autor Casarosa C.[54], los resultados se observan en la Tabla 39 y Tabla 40.

Todos los costos fueron actualizados mediante el uso de llamados CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index), estos indicadores ayudan a traer un costo publicado años atrás al presente; la última actualización de costos corresponde a Noviembre del 2014.

**Tabla 38.** Costos del intercambiador tipo Kettle actualizados

Referencia	Kettle				2010	2014	
	S (m <sup>2</sup> )	a	b	n	& USD	\$ USD	\$ MXN
<b>Towler</b>	221.3	29000	400	0.9	\$80,587.36	\$84,625.50	<b>\$1,424,982.84</b>
					2012	2014	
<b>APEN (ED&amp;R)</b>	221.3				\$113,108.0	\$111,908.43	<b>\$1,678,626.42</b>

**Tabla 39.** Costo total de la caldera de recuperación de la propuesta 2

		2000	2014	
Vapor de alta presión	Ai (m <sup>2</sup> )	\$ USD	\$ USD	\$ MXN
Sobrecalentador	30.816	\$29,644.81	\$43,508.14	\$652,622.07
Evaporador	386.5	\$134,888.73	\$197,969.14	\$2,969,537.15
Economizador	159.781	\$73,020.00	\$107,167.64	\$1,607,514.66
<b>Total</b>		<b>\$237,553.54</b>	<b>\$348,644.93</b>	<b>\$5,229,673.88</b>

**Tabla 40.** Costo total de la caldera de recuperación de la propuesta 3

		2000	2014	
Vapor de alta presión	Ai (m <sup>2</sup> )	\$ USD	\$ USD	\$ MXN
Sobrecalentador	30.133	\$30,966.66	\$45,448.15	\$681,722.31
Evaporador	100.989	\$43,462.20	\$63,787.20	\$956,807.95
Economizador	34.236	\$16,809.40	\$24,670.28	\$370,054.25
Vapor de media presión		<b>\$91,238.26</b>	<b>\$133,905.63</b>	<b>\$2,008,584.52</b>
Sobrecalentador	32.719	\$26,873.25	\$39,440.47	\$591,607.06
Evaporador	327.851	\$141,094.99	\$207,077.75	\$3,106,166.22
Economizador	131.444	\$64,536.90	\$94,717.44	\$1,420,761.65
		<b>\$232,505.14</b>	<b>\$341,235.66</b>	<b>\$5,118,534.93</b>
<b>Total</b>		<b>\$323,743.40</b>	<b>\$475,141.30</b>	<b>\$7,127,119.45</b>

Posterior a la estimación de los costos de intercambiadores, se realizó el cálculo del costo de los equipos principales a utilizar en cada propuesta. En la primera propuesta para el intercambiador kettle se necesitaron un tanque de almacenamiento de agua desmineralizada y bomba de alimentación al intercambiador.



En la segunda propuesta para la caldera de presión simple se estimaron los costos de equipos como el tanque de almacenamiento de agua desmineralizada, la bomba de alimentación al deaerador, el deaerador y la bomba de alimentación de media presión a la caldera.

En la tercera propuesta se estimó los costos de los equipos principales como el tanque de almacenamiento de agua desmineralizada, la bomba de alimentación al deaerador, el deaerador, la bomba de alimentación de alta presión y la bomba de alimentación de media presión a la caldera.

Además de tomar en cuenta los costos que generan estos equipos se le tiene que sumar al costo de la inversión inicial, el costo de la instrumentación y control, tubería, sistema eléctrico, contingencias y la instalación de los equipos en la planta, más la ingeniería y supervisión de la misma. La inversión inicial total de cada propuesta se observa en la Tabla 41

**Tabla 41.** Inversión inicial de las propuestas.

<b>Propuestas</b>	<b>Inversión inicial (USD)</b>	<b>Inversión inicial (MXN)</b>
<b>Intercambiador “kettle”</b>	\$689,132.16	\$10,336,982.40
<b>Caldera de presión simple</b>	\$1,831,454.64	\$27,471,819.60
<b>Caldera multi-presión</b>	\$2,964,941.07	\$44,474,116.05

La integración de cada propuesta al sistema de incineración de residuos peligrosos dio como beneficio la generación de vapor que aporta una ganancia económica al proceso por su venta o generación eléctrica para su autoconsumo, los beneficios obtenidos se muestran en la Tabla 42. Los precios que maneja Pemex Refinación por la generación de vapor a diferentes presiones en calderas convencionales es de:

- Vapor de baja presión                      \$10.00 USD/t
- Vapor de media presión                      \$18.00 USD/t
- Vapor de alta presión                      \$20.00 USD/t



\*Nota: los precios son un promedio del análisis de fuerza de refinerías

**Tabla 42.** Beneficios económicos de la generación de vapor

Propuestas	Generación de vapor		
	Tipo de vapor	(USD/año)	(MXN/año)
<b>Intercambiador “kettle”</b>	Baja presión	\$449,806.08	\$6,747,091.20
<b>Caldera presión simple</b>	Media presión	\$577,956.73	\$8,669,350.95
<b>Caldera multi-presión</b>	Media presión	\$946,610.19	\$14,199,152.85
	Alta presión	\$776,979.95	\$11,654,699.25

El costo adicional por la generación de vapor de cada propuesta está compuesta por el gasto que se realiza en agua desmineralizada y servicios auxiliares, el precio del agua desmineralizada es de \$2.50 USD/m<sup>3</sup> dando un gasto total en cada propuesta como se muestra en la Tabla 43.

**Tabla 43.** Gastos por la generación de vapor

Propuestas	Gastos de agua desmineralizada y servicios auxiliares		
	Tipo de vapor	(USD/año)	(MXN/año)
<b>Intercambiador “kettle”</b>	Baja presión	\$278,932.71	\$4,183,990.65
<b>Caldera presión simple</b>	Media presión	\$227,414.24	\$3,411,213.60
<b>Caldera multi-presión</b>	Alta presión	\$546,370.69	\$8,195,560.35

Para finalizar y calcular los indicadores económicos se toman en cuenta los gastos anuales que se encuentran el mantenimiento y la depreciación anual que son el 3% y 5% de la inversión inicial respectivamente, estos gastos anuales se le restan a los beneficios anuales obteniendo un beneficio total como se observa en la Tabla 44.

**Tabla 44.** Beneficio total de la generación de vapor

Propuestas	Generación de vapor		
	Tipo de vapor	(USD/año)	(MXN/año)
<b>Intercambiador “kettle”</b>	Baja presión	\$115,742.79	\$1,736,141.85
<b>Caldera presión simple</b>	Media presión	\$304,305.95	\$4,564,589.25
<b>Caldera multi-presión</b>	Alta presión	\$546,370.69	\$8,195,560.35

Por último los indicadores económicos se muestran en la Tabla 45, Tabla 46 y Tabla 47.

**Tabla 45.** Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 1

Año	Flujo de efectivo	Flujo de efectivo descontado	VP acumulado
<b>0</b>	<b>-\$689,132.16</b>	<b>-\$689,132.16</b>	<b>-\$689,132.16</b>
<b>1</b>	\$115,742.79	\$105,220.72	<b>-\$583,911.44</b>
<b>2</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	<b>-\$468,168.64</b>
<b>3</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	<b>-\$352,425.85</b>
<b>4</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	<b>-\$236,683.06</b>
<b>5</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	<b>-\$120,940.26</b>
<b>6</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	<b>-\$5,197.47</b>
<b>7</b>	<b>\$115,742.79</b>	<b>\$115,742.79</b>	<b>\$110,545.32</b>
<b>8</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	\$226,288.12
<b>9</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	\$342,030.91
<b>10</b>	\$115,742.79	\$115,742.79	\$457,773.71
		<b>VPN</b>	<b>\$457,773.71</b>
		<b>TIR</b>	<b>10.7%</b>
		<b>PRI</b>	<b>7</b>



Tabla 46. Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 2

Año	Flujo de efectivo	Flujo descontado	VP acumulado
0	-\$1,831,454.64	-\$1,831,454.64	-\$1,831,454.64
1	\$304,305.95	\$276,641.78	-\$1,554,812.87
2	\$304,305.95	\$251,492.52	-\$1,303,320.34
3	\$304,305.95	\$228,629.57	-\$1,074,690.77
4	\$304,305.95	\$207,845.06	-\$866,845.71
5	\$304,305.95	\$188,950.06	-\$677,895.66
6	\$304,305.95	\$171,772.78	-\$506,122.88
7	\$304,305.95	\$156,157.07	-\$349,965.81
8	\$304,305.95	\$141,960.97	-\$208,004.83
9	\$304,305.95	\$129,055.43	-\$78,949.40
10	\$304,305.95	\$117,323.12	\$38,373.72
		<b>VPN</b>	<b>\$38,373.72</b>
		<b>TIR</b>	<b>10.5%</b>
		<b>PRI</b>	<b>10</b>

Tabla 47. Cálculo de VPN, TIR y PRI para la propuesta 3

Año	Flujo de efectivo	Flujo descontado	VP acumulado
0	-\$2,964,941.07	-\$2,964,941.07	-\$2,964,941.07
1	\$940,024.17	\$854,567.43	-\$2,110,373.64
2	\$940,024.17	\$776,879.48	-\$1,333,494.16
3	\$940,024.17	\$706,254.07	-\$627,240.09
4	\$940,024.17	\$642,049.16	\$14,809.07
5	\$940,024.17	\$583,681.05	\$598,490.12
6	\$940,024.17	\$530,619.14	\$1,129,109.25
7	\$940,024.17	\$482,381.03	\$1,611,490.29
8	\$940,024.17	\$438,528.21	\$2,050,018.50
9	\$940,024.17	\$398,662.01	\$2,448,680.51
10	\$940,024.17	\$362,420.01	\$2,811,100.52
		<b>VPN</b>	<b>\$2,811,100.52</b>
		<b>TIR</b>	<b>29.3%</b>
		<b>PRI</b>	<b>4</b>



### 6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación se analizan los resultados obtenidos por cada propuesta de recuperación de calor para la generación de vapor, la inversión y los beneficios obtenidos mediante los indicadores de rentabilidad y por último la eficiencia obtenida en cada propuesta.

A partir de la simulación en Aspen del proceso de incineración se obtuvieron los flujos y temperaturas de diseño de dicho proceso, estos datos fueron utilizados para especificar la mejor opción de aprovechamiento de energía en forma de calor que contenían los gases de combustión producto de la incineración.

Como se sabe las plantas de incineración, cogeneración y ciclos combinados cuentan con distintos procesos de aprovechamiento del poder calorífico contenido en los gases de escape, debido a que representa un beneficio económico para que el proceso sea rentable o se obtengan mayores ganancias. En los procesos de incineración se tiende a generar gases de alto impacto en el medio ambiente por lo que se debe evitar la formación de estos gases peligrosos, la mayoría de los gases se pueden evitar durante el proceso de incineración, sin embargo la formación de dioxinas y furanos se debe a las reacciones que se forman al salir de la chimenea.

En la NOM-098-SEMARNAT-2002 se especifican los límites de emisiones a la atmósfera y la temperatura máxima de expulsión de la chimenea. En dicha norma se indica que la temperatura máxima es de 250°C, sin embargo en diferentes países la temperatura máxima es 200°C, con lo que se disminuye al mínimo o se evita la formación de dioxinas y furanos. Además, en la literatura se encuentra que se generan menos gastos para la limpieza de los gases, si estos entran al lavador de gases a una temperatura entre 180-230°C. A partir de estas consideraciones se seleccionó la mejor opción para la recuperación de calor.



La primera opción fue colocar un intercambiador de calor tipo kettle, como se observa en los resultados obtenidos en el simulador y la memoria de cálculo este intercambiador sólo puede generar vapor saturado de baja presión.

A partir de la simulación realizada en el simulador Exchanger Design and Rating se especificó el intercambiador de calor mencionado. De igual manera se elaboró una memoria de cálculo del intercambiador y se realizó una comparación de los datos obtenidos en el software y la memoria de cálculo, con el fin de verificar los resultados obtenidos. Con base en la comparación elaborada se calculó el % error de los datos obtenidos en la simulación y en los cálculos realizados. En la siguiente tabla se muestran los resultados de dicha comparación.

**Tabla 48.** Comparación del diseño del intercambiador kettle

	Simulador		Memoria de cálculo		%Error	
<b>Temperatura de entrada (°C)</b>	413.6	100	413.6	100	<b>0</b>	<b>0</b>
<b>Temperatura de salida (°C)</b>	200	147.83	200	147.83	<b>0</b>	<b>0</b>
<b>Flujo de vapor (kg/h)</b>	5714		5463.34		<b>4.5880</b>	
<b>Carga térmica (kcal/h)</b>	2868299		2893903.30		<b>0.8848</b>	
<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	221.3		218.4		<b>1.3278</b>	

Como se observa en la tabla se establecieron las mismas condiciones de entrada al intercambiador, pero se obtienen flujos diferentes de vapor de baja presión, esto se debe a que el simulador obtiene las entalpías y poder calorífico con mayor exactitud (por cada variación de temperatura y presión) y en la memoria de cálculo se tomó un poder calorífico a partir de la temperatura media de los gases, por consiguiente se obtuvo una carga térmica diferente y a partir de este resultado se arrastra el mismo error en el flujo de vapor y en el área de transferencia. En cuestión de la temperatura de salida a la chimenea, se cumple con lo establecido en la NOM-092-SEMARNAT-2002, ya que se definió desde el principio que la temperatura de salida de los gases del intercambiador kettle fuera 200 °C.



La segunda opción fue la implementación de una caldera de recuperación de tubos de humo, aunque su sistema de transferencia es similar al del intercambiador kettle, se tiene la ventaja que se puede formar de más secciones (equipos de transferencia de calor), cuenta con un evaporador de tubos de humo con tanque elevado, el cual genera un vapor de mayor calidad, teniendo como resultado un vapor de media presión @ 20 kg/cm<sup>2</sup> a 300 °C.

Para el diseño de esta propuesta se utilizó el simulador Aspen plus y se corroboró con la memoria de cálculo, realizando una comparación entre los resultados obtenidos de ambos métodos.

**Tabla 49.** Cuadro comparativo entre el simulador y la memoria de cálculo para la generación de vapor de media presión

Corrientes	Simulador	Memoria de cálculo	%Error
<b>Gases de combustión (kg/h)</b>	<b>42112.8</b>		
<b>Tg1 (°C)</b>	413.6	413.6	<b>0</b>
<b>Tg2 (°C)</b>	393.07	396.86	<b>0.9462</b>
<b>Tg3 (°C)</b>	253.31	255.54	<b>0.8803</b>
<b>Tg4 (°C)</b>	198.15	197.98	<b>0.0858</b>
<b>Generación de vapor (kg/h)</b>	3996.9	4078.85	<b>0.9642</b>
<b>Tw1 (°C)</b>	30	30	<b>0</b>
<b>Tw2 (°C)</b>	205.54	189.18	<b>7.9595</b>
<b>Tsat (°C)</b>	211.1	211.13	<b>0.0142</b>
<b>Tv (°C)</b>	300	300	<b>0</b>

Equipos	Qs (kcal/h)	Qc (kcal/h)	Error	Área s (m <sup>2</sup> )	Área c (m <sup>2</sup> )	%Error
<b>Sobrecalentador</b>	282198.96	222169.56	<b>21.27</b>	42.353	30.816	<b>27.24</b>
<b>Evaporado</b>	1878583.0	1876368.6	<b>0.118</b>	427.854	386.5	<b>9.66</b>
<b>Economizador</b>	721788.69	764300.65	<b>5.89</b>	145.659	159.781	<b>9.69</b>



Para definir el tercer esquema de tratamiento, se utilizaron parámetros encontrados en la literatura y en plantas de incineración existentes, cogeneración y ciclo combinado para la recuperación de calor. La recuperación de calor en la mayoría de las plantas de incineración de residuos está ubicada después de la segunda cámara (cámara de postcombustión) para aprovechar el contenido de energía que hay en los gases.

Para el diseño de esta caldera de recuperación se utilizó el simulador Aspen plus y la memoria de cálculo, en donde se diseñó el perfil de temperaturas para evitar cualquier cruce de temperaturas y se calculó el agua necesaria para enfriar los gases para la introducción al lavador de gases. Se realizó una comparación de los resultados obtenidos en el simulador y en la memoria de cálculo, calculando un porcentaje de error entre ambos resultados, se tomó como valor de referencia los valores obtenidos en el simulador.

**Tabla 50.** Cuadro comparativo entre el simulador y la memoria de cálculo para la generación de vapor de media y alta presión.

<b>Corrientes</b>	<b>Simulador</b>	<b>Memoria de cálculo</b>	<b>%Error</b>
<b>Gases de combustión (kg/h)</b>		33135.1	
<b>Tg1 (°C)</b>	1000	1000	<b>0</b>
<b>Tg2 (°C)</b>	931.24	916.12	<b>1.623</b>
<b>Tg3 (°C)</b>	652.7	656.2	<b>0.525</b>
<b>Tg4 (°C)</b>	583.1	581.43	<b>0.288</b>
<b>Generación de vapor de media presión (kg/h)</b>	6000	6012.51	<b>0.209</b>
<b>Tw1 (°C)</b>	100	100	<b>0</b>
<b>Tw2 (°C)</b>	200	217.31	<b>8.655</b>
<b>Tsat (°C)</b>	255.5	256.2	<b>0.270</b>
<b>Tv (°C)</b>	482	482	<b>0</b>



Corrientes	Simulador	Memoria de cálculo	%Error
Gases de combustión (kg/h)		33135.1	
Tg4 (°C)	583.1	581.43	<b>0.288</b>
Tg5 (°C)	544.4	534.42	<b>1.844</b>
Tg6 (°C)	254	255.84	<b>0.722</b>
Tg7 (°C)	197.9	199.48	<b>0.753</b>
Generación de vapor de alta presión (kg/h)	5500	5483.43	<b>0.301</b>
Tw1 (°C)	100	100	<b>0</b>
Tw2 (°C)	180	189.17	<b>5.099</b>
Tsat (°C)	212.1	211.4	<b>0.331</b>
Tv (°C)	350	350	<b>0</b>

Equipos	Qs (kcal/h)	Qc (kcal/h)	Error	Área s (m <sup>2</sup> )	Área c (m <sup>2</sup> )	%Error
<b>Vapor de alta presión</b>						
<b>Sobrecalentador</b>	722113.413	867729.961	<b>20.17</b>	28.307	30.133	<b>6.453</b>
<b>Evaporado</b>	2836853.69	2688910.96	<b>5.215</b>	144.019	100.989	<b>29.877</b>
<b>Economizador</b>	684255.359	773491.591	<b>13.04</b>	39.935	34.236	<b>14.269</b>
<b>Vapor de media presión</b>						
<b>Sobrecalentador</b>	374747.339	441581.004	<b>17.83</b>	31.152	32.719	<b>5.031</b>
<b>Evaporado</b>	2698412.47	2616844.91	<b>3.023</b>	511.979	327.851	<b>35.964</b>
<b>Economizador</b>	496835.769	529457.635	<b>6.566</b>	158.747	131.445	<b>17.199</b>

Como se puede observar en la Tabla 50 las diferencias entre la temperatura de gases es pequeña en todas las secciones, en donde se muestra una mayor diferencia es en las temperaturas de agua antes de entrar al evaporador, esto se debe a la temperatura de aproximación que se utilizó en cada caso. En el caso de



la memoria de cálculo se definió según las temperaturas de aproximación recomendadas en la Tabla 6 y la diferencia en las temperaturas de saturación que se calcularon a través de las tablas de vapor de libros a las temperaturas que maneja Aspen.

Para decidir cuál es la mejor opción se realizó la siguiente tabla, donde se indica la generación de vapor, eficiencia de generación de vapor (ver Anexo 7), el costo que genera su instalación y el beneficio que se obtiene por la venta de vapor, así como los indicadores de rentabilidad VPN, TIR y PRI de cada propuesta.

**Tabla 51.** Selección de la propuesta más viable

Propuestas	vapor (kg/h)	Eficiencia (%)	Costo por instalación (USD)	Beneficio (USD)	VPN	TIR	PRI
Kettle	5714	71.37	\$689,132.16	\$115,742.8	\$457,773.7	10.7%	7
HRSG tubos de humo	4078.85	71.36	\$1,831,454.6	\$304,305.9	\$38,373.72	10.5%	10
HRSG tubos de agua	6000	86.45	\$2,964,941.1	\$940,024.2	\$2,811,100.5	29.3%	4
	5500						

Para la selección de la mejor opción se tomó en cuenta la eficiencia de recuperación de calor, la propuesta más eficiente es la caldera de recuperación de tubos de agua. Como se observa en la Tabla 51 la segunda propuesta es la menos conveniente debido a que su eficiencia es baja, tiene la TIR más baja y el periodo de recuperación de la inversión es mayor.

La mejor opción es colocar una caldera de recuperación de tubos de agua en lugar de contar con el enfriador súbito, esta propuesta tiene una eficiencia de 86% para la generación de vapor de media y alta presión, además de contar con los mejores índices de rentabilidad del proyecto; ya que presenta una TIR de 29.3% y un periodo de recuperación de 4 años.



La venta de vapor de alta se dificultaría por la limitada utilización del mismo en las plantas, sin embargo si el destino de vapor de alta fuese la generación de energía eléctrica en una turbina de vapor, se podría abastecer la planta de incineración bajando los gastos de la planta y la energía sobrante se conectaría a la red pública. La generación eléctrica en una turbina de vapor especificada en Aspen Plus con una eficiencia del 72% y una presión de salida igual a la de vapor de media presión (20 kg/cm<sup>2</sup>) genera 248.373 kw.

Después de la generación de energía eléctrica, el vapor de alta presión pasa a media presión, el cual se puede ingresar al cabezal de vapor de media proveniente de la caldera de recuperación. La idea original de uso del vapor producido consistía en aprovechar la energía de los gases para sustituir una caldera de 200 BHP que alimenta una torre de destilación de solventes. Sin embargo, una opción más conveniente es vender a las plantas especificadas a diferentes temperaturas como se muestra en la Tabla 52, teniendo un mayor beneficio económico. Para evitar las pérdidas de calor y evitar costosas tuberías, las industrias que necesitan vapor de proceso debe estar ubicado cerca de la planta.

**Tabla 52.** Parámetros de vapor de vapor de procesos en diversas industrias.

Industria	Temperatura de vapor
Cervecerías	150 – 250 °C
Industria química	200 – 500 °C
Industria azucarera	100 – 200 °C
Industria del papel	100 – 300 °C
Industria maderera	100 – 200 °C
Industria alimentaria	150 – 200 °C



## **7 CONCLUSIONES**

De acuerdo con el objetivo planteado y partiendo del caso de estudio, se investigó paramétricamente el diseño y el costo de un sistema de recuperación de calor generador de vapor. Además se proporcionó una breve descripción de las características generales y específicas del procesamiento térmico y su recuperación de calor en HRSG.

El caso de estudio sobre el que se realizó este trabajo parte de una ineficiente operación, debido a que no se incineran los residuos, para lo cual fue diseñado el sistema de incineración, y presenta un desperdicio de energía.

Para definir las condiciones de operación del caso de estudio se realizó una simulación en Aspen Plus para obtener resultados de flujos y temperaturas para un mejor diseño del aprovechamiento energético en forma de calor.

Se mostraron las aplicaciones de transferencia de calor y los intercambiadores de calor presentes en el campo de tratamientos térmicos para su recuperación de calor, como se muestra en la Tabla 51. Para la selección del sistema de recuperación de calor, se indicaron aspectos técnicos como la generación de vapor y la eficiencia de la conversión de vapor, y aspectos económicos como la inversión, beneficios y los indicadores de rentabilidad; estos parámetros elegidos influyen para la toma de decisiones. Existen otros parámetros que no se mencionan debido a que el resultado es semejante para todas las alternativas, como la temperatura de salida hacia la chimenea, ya que las tres propuestas cumplen con la temperatura indicada en la NOM-098-SEMARNAT-2002.

Para el diseño de calderas de recuperación generadoras de vapor se presentó un modelo matemático y se desarrolló utilizando el simulador Aspen Plus y para el intercambiador tipo kettle se utilizó la herramienta Exchanger Design and Rating. El equipo fue diseñado tomando en cuenta balances de materia y energía, correlaciones para determinar propiedades físicas y químicas de los gases de



combustión, agua y vapor. Para comprobar la efectividad de la simulación se comparan los valores obtenidos por las diferentes secciones con los resultados obtenidos por el modelo matemático. Los valores que se analizaron son: temperatura de evaporación flujo de vapor sobrecalentado, temperatura de salida de los gases, carga térmica y área de transferencia, demostrando que puede ser un instrumento confiable para ser utilizado para el diseño del HRSG.

Con la simulación del sistema de recuperación de calor para la generación de vapor usando Aspen Plus y Exchanger Design and Rating, se logró obtener un modelo que permite predecir el comportamiento de los principales aspectos operacionales como son el perfil de temperaturas y la generación de vapor logrando errores por debajo del 10% en los parámetros mencionados.

A partir de los resultados obtenidos y de acuerdo con los objetivos planteados, la propuesta que cumple con todos los aspectos es la sustitución del quencher por una caldera de recuperación de tubos de agua. Cuenta con la mayor producción de vapor y mayor rentabilidad teniendo una TIR de 29.3% y un periodo de recuperación de 4 años. En cuestión de la eficiencia se tiene un 86% en la generación de vapor de media y alta presión; esto se debe a que entre mayor sea la diferencia de temperaturas entre los fluidos (gases de combustión - agua), entonces será mayor la transferencia de calor por unidad de superficie.

La eficiencia térmica aumenta con la temperatura de entrada de los gases, ya que se tiene una mayor cantidad de energía disponible y así generar una mayor cantidad de vapor. Sin embargo la eficiencia de la caldera de recuperación disminuye con el aumento del punto pinch, debido a que la temperatura de los gases de combustión será mayor a la entrada del economizador, esto ocasiona una reducción de la transferencia de calor en las secciones anteriores (evaporador, sobrecalentador), lo que indica una baja recuperación de calor y a la vez se genera menor cantidad de vapor. De igual manera el valor de punto pinch depende el área de transferencia de calor de la caldera y su tamaño; a medida que el punto pinch sea menor, logra incrementar el calor total recuperado en el



evaporador, pero implica un aumento en el área de transferencia y en la inversión de la caldera.

La determinación del punto de aproximación influye principalmente en el evaporador y economizador. Para el evaporador, un punto de aproximación grande implica mayores superficies de transferencia de calor y mayor inversión. Para el economizador, el punto de acercamiento se establece para evitar la vaporización en el mismo, además la alimentación de agua al economizador debe de ser mayor a 100°C para evitar corrosión por condensación de los gases (punto de rocío). Por estos motivos fue fundamental el análisis económico para encontrar los mejores puntos pinch y aproximación, que haga mayor la eficiencia de operación sin aumentar el costo de inversión y disminuir la generación de vapor.

La recuperación de calor residual tiene un efecto directo sobre la eficiencia del proceso. Esto se refleja en la reducción del consumo y costos de servicios públicos, así como la reducción de costos del proceso. El costo de la caldera de recuperación, energía auxiliar y mantenimiento necesario, tienen que ser congruentes con los beneficios esperados.



## 8 BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Tchobanoglous George, Theisen Hillary y Vigil Samuel, 1993. Integrated solid waste Management Engineering Principles and management Issues. McGraw-Hill
- [2]. Diario Oficial de la Federación (última reforma 16 de enero de 2014). Ley General del Equilibrio Ecológico y la Protección al Ambiente. México.
- [3]. Diario Oficial de la Federación (última reforma 04 de Junio de 2014). Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos. México.
- [4]. Dirección general de estadística e información ambiental. 2005. Informe de la situación del medio ambiente en México. SEMARNAT. [http://app1.semarnat.gob.mx/dgeia/informe\\_12/pdf/Cap7\\_residuos.pdf](http://app1.semarnat.gob.mx/dgeia/informe_12/pdf/Cap7_residuos.pdf)
- [5]. Estimación de residuos peligrosos a generar, según categoría de generador y sector de actividad, indicado por empresas registradas en el Padrón de Generadores de SEMARNAT. <http://www.semarnat.gob.mx/temas/gestion-ambiental/materiales-y-actividades-riesgosas/residuos-peligrosos>
- [6]. Estimación de residuos peligrosos a generar, por tipo de residuo, indicado por empresas registradas en el Padrón de Generadores de SEMARNAT. <http://www.semarnat.gob.mx/temas/gestion-ambiental/materiales-y-actividades-riesgosas/residuos-peligrosos>
- [7]. México, Secretaria de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Diario Oficial de la Federación (23 de junio de 2006). Norma Oficial Mexicana NOM-052-SEMARNAT-2005. Que establece las características, el procedimiento de identificación, clasificación y los listados de los residuos peligrosos.
- [8]. México, Secretaria de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Diario Oficial de la Federación (2 de febrero de 2012). Norma Oficial Mexicana NOM-085-SEMARNAT-2011. Contaminación atmosférica-Niveles máximos permisibles de emisión de los equipos de combustión de calentamiento indirecto y su medición.
- [9]. México, Secretaria de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Diario Oficial de la Federación (1 de octubre de 2004). Norma Oficial Mexicana NOM-098-SEMARNAT-2002. Protección ambiental-Incineración de residuos, especificaciones de operación y límites de emisión de contaminantes.



- [10]. Dra. Cortinas de Nava Cristina, M en I Mosler García Cintia. 2002. Gestión de Residuos Peligrosos. Programa universitario de medio ambiente
- [11]. Rodríguez Jiménez J. J., Irabien Gulías A. 1999. Los residuos peligrosos caracterización, tratamiento y gestión. Ed Síntesis
- [12]. Seuss, M.J. Huisman, J.W. 1983. Management of Hazardous Waste Policy. Guidelines and Code of Practice WHO Regional Publication. European series.
- [13]. Ministerio del medio ambiente y medio rural y marino. 2011. Mejores técnicas disponibles de referencia europea para Incineración de Residuos. España.
- [14]. Rickman William S. 1991. CRC Handbook of Incineration of Hazardous Wastes. CRC Press Inc. USA
- [15]. H.E. Hesketh, Ph.D., P.E., D.E.E., F.L. Cross, JR., P.E., D.E.E., J.L. Tessiture, P.E., D.E.E. 1990. Incineration for site cleanup and destruction of hazardous waste. Technomic Publishing CO.ING. USA
- [16]. Tchobanoglous, George. 1994. Gestión Integral de Residuos Sólidos, McGraw Hill, Madrid, España
- [17]. Calvin R. Brunner. 1991. Hazardous waste incineration. CRC Press Inc. San Diego California, USA
- [18]. Felix F. Jorge. Maquinas Térmicas. Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Mendoza.
- [19]. John Pichtel. 2005. Waste Management Practices, Municipal, Hazardous and Industrial. Taylor and Francis Group, New York, USA
- [20]. E. Jannelli and M. Minutillo. 2007. Simulation of the flue gas cleaning system of an RDF incineration power plant, Waste Management 27, 684-690.
- [21]. LaGrega, D. M. 2001. *Hazardous Waste Management* (2nd ed.). McGraw-Hill.
- [22]. World Bank. 1991. Technical Guidance Report, Municipal Solid Waste Incineration. USA. The International Bank for Reconstruction and Development



- [23]. Towler, G., & Sinnott, R. 2012. *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design* (2nd ed.). Butterworth Heinemann.
- [24]. Kern Donald Q. 1999. *Procesos de transferencia de calor*. Editorial Continental. México
- [25]. Welty James R., Wicks Charles E., Wilson Robert E. 2010. *Fundamentos de transferencia de momento, de calor y masa*. USA. Segunda edición, Limusa Wiley
- [26]. Valiente B. Antonio. 1988. *Problemas de transferencia de calor*. México. Primera edición. Limusa.
- [27]. Incorpera P. Frank, DeWitt P. David. 1999. *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
- [28]. Ganapathy V. 1996. Heat-Recovery Steam Generators: Understand the Basics. *Chemical Engineering Progress*. pp 32-45
- [29]. Ganapathy V. 1998. Boiler Circulation Calculations. *Hydrocarbon Processing*. pp 101-106
- [30]. Ganapathy V. 1987. HRSG's for gas turbine applications. *Hydrocarbon Processing*. pp 37-40
- [31]. Ganapathy V. 2003. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators, Design, Applications and Calculations*. USA. Marcel Dekker
- [32]. Ganapathy V. 1988. HRSG temperature profiles guide energy recovery. *Power*. pp 157-158
- [33]. Ganapathy V. 1992. Fouling - the silent heat transfer thief. *Hydrocarbon Processing*. pp 49-52
- [34]. Ganapathy V. 1992. Heat Recovery Boilers: The Options. *Chemical Engineering Progress*. pp 59-64
- [35]. Ganapathy V. 1992. How important is Surface Area. *Chemical Engineering Progress*. pp 70-76
- [36]. Ganapathy V. 1984. Size or check waste heat boilers quickly. *Hydrocarbon Processing*. pp 159-160
- [37]. Ganapathy V. 1993. Specify Packaged Steam Generators Properly. *Chemical Engineering Progress*. pp 62-67



- [38]. Ganapathy V. 1995. Customizing Pays off in Steam Generators. Chemical Engineering. pp 108-112
- [39]. Ganapathy V. 1979. Pandian G. How to Size Waste Heat Boilers. Hydrocarbon Processing. pp 261-265
- [40]. Ganapathy V. 1994. Understand Steam Generator Performance. Chemical Engineering Progress. pp 42-48
- [41]. Ganapathy V. 1989. HRSG Features and Applications. Heat Piping Air Conditioning. pp 169-185
- [42]. Ganapathy V. 1991. Waste Heat Boiler Deskbook. The Fairmont Press.
- [43]. Ganapathy V. 1982. Applied Heat Transfer. Pennwell Books, Tulsa
- [44]. Ganapathy V. 1988. Simplified Approach to Design Heat – Transfer Equipment. Chemical Engineering. pp 81-87
- [45]. Ganapathy V. 1990. Win More Energy from Hot Gases. Chemical Engineering. pp 102-108
- [46]. Ganapathy V. 1995. Recover Heat from Waste Incineration. Hydrocarbon Processing. pp 51-56
- [47]. Naomi B. Klinghoffer Marco J. Castaldi. 2013 Waste to energy conversion technology. Woodhead Publishing
- [48]. Petr Stehlik. 2007 Heat transfer as an important subject in waste-to-energy systems. Applied Thermal Engineering, ELSEVIER Czech Republic
- [49]. Juan I. Manassaldi, Sergio F. Mussati, Nicolás J. Scenna. 2011 Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming. Energy. ELSEVIER. Argentina
- [50]. Leiby Montes de Oca Rodríguez, Félix Juan Domínguez Alonso, Yudelkis Díaz Reyes, Yoney López Hervis, Ángel Tápanez Ramírez. 2008. SIMULACIÓN DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR UTILIZANDO EL SOFTWARE HYSYS. Tecnología Química
- [51]. S.G. Guerra Velázquez, R. Vázquez Román, M.A. Rodríguez Toral. Simulación de una planta de cogeneración de ciclo combinado usando ASPEN. Ingeniería Química [www.alcion.es](http://www.alcion.es)
- [52]. Peters, M. S. 2003. Plant Design and Economics for Chemical Engineers. U.S.: McGraw-Hill.



- [53]. Baca U. Gabriel 2007. Fundamentos de Ingeniería Económica. México. Cuarta Edición. McGraw-Hill.
- [54]. Casarosa C., Donatini F., Franco A. 2004. Thermo-economic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. ELSEVIER. pp 389-414.
- [55]. Esa K. Vakkilainen, Pekka Ahtila. 2011. Modern Method to Determine Recovery Boiler Efficiency, O PAPEL, vol. 72.
- [56]. Rasool. Bharampoury, Ehsan. Taghdiri, Ali. Behbahaninia, Abdollah. Shadaram. Thermodynamic Comparison of 2 Arrangements of Pressure Parts in a Double-Pressure Heat Recovery Steam Generator.
- [57]. Silvano Cimini, Marina Prisciandaro, Diego Barba. 2005. Simulation of a waste incineration process with flue-gas cleaning and heat recovery sections using Aspen Plus. Waste Management. ELSEVIER. Italy
- [58]. Abid-Al-Rahman H. AL-Hobo, Maher Saab Salamah. Design of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator for Combined Power Plants. Iraq
- [59]. <http://www.aitesa.es/es/calderas-de-recuperacion-de-vapor-y-aceite-termico.php> (consultada el 23/enero/2015)
- [60]. <http://www.cicloscombinados.com/hrsg.html> (Consultada el 8/febrero/2015)
- [61]. <http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/calderas-de-recuperacion> (Consultada el 10/febrero/2015)
- [62]. [http://energia.guanajuato.gob.mx/siegconcyteg/eventosieg/archivos/Seminario\\_Calderas.pdf](http://energia.guanajuato.gob.mx/siegconcyteg/eventosieg/archivos/Seminario_Calderas.pdf) (Consultada el 15/enero/2015)



## 9 ANEXOS

### Anexo 1. Memoria de cálculo de la Propuesta 1

PRIMER PROPUESTA: INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO "KETTLE"		
<b>Procedimiento de cálculo</b>		
Paso 1	Definición de las condiciones de proceso	
Paso 2	Cálculo del flujo de vapor a generar	
Paso 3	Cálculo de la LMTD	
Paso 4	Cálculo del área de transferencia	
Paso 1	Definición de las condiciones de proceso	
<b>Características del gas de combustión</b>		
Flujo másico del gas	M	42113 kg/h
Temperatura de entrada del gas	Tg1	413.6 °C
Temperatura de salida del gas	Tg2	200 °C
Presión de entrada	Pg1	0.95 kg/cm <sup>2</sup>
Calor específico del gas	Cpg	0.3217115 Kcal/kg°C
<b>Características del agua de alimentación y vapor generado</b>		
Temperatura de entrada del agua	Tw1	100 °C
Temperatura de saturación del agua	Tsat	147.76 °C
Presión de vapor	Pv	4.5 kg/cm <sup>2</sup>
Paso 2	Cálculo del flujo de vapor a generar	
Q =	M*Cp*ΔT	
Q =	2893903.295 Kcal/h	
Q =	M*((0.95H2)+(0.05H3)-H1)	
M =	Q/((0.95H2)+(0.05H3)-H1)	
Entalpía de vapor saturado	H2	655.055556 kcal/kg
Entalpía de agua saturada	H3	148.611111 kcal/kg
Entalpía de agua de alimentación	H1	100.038889 kcal/kg
M =	5463.344623 kg/h	

**Paso 3** Cálculo de la LMTD

$$\Delta T = \text{LMTD} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

$\Delta T = \text{LMTD} =$	169.6183439	°C
----------------------------	-------------	----

Factor de corrección para la LMTD	$F_t =$	0.8
-----------------------------------	---------	-----

LMTD corregida =	135.6946751	°C
------------------	-------------	----

**Paso 4** Cálculo del área de transferencia

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T$$

$$A = Q / U \cdot \Delta T$$

Coefficiente de transferencia de calor global	$U =$	97.648553	Kcal/hm <sup>2</sup> °C
---	-------	-----------	-------------------------

$A =$	218.4013892	m <sup>2</sup>
-------	-------------	----------------



## Anexo 2. Memoria de cálculo de la Propuesta 2

### SEGUNDA PROPUESTA: CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR DE MEDIA PRESIÓN

#### CÁLCULO DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN

##### Procedimiento del cálculo

- Paso 1 Definición de las condiciones de proceso  
 Paso 2 Cálculo del flujo de agua y perfil de temperaturas  
 Paso 3 Cálculo de la LMTD y el coeficiente global de transferencia de calor  
 Paso 4 Cálculo del área de transferencia

##### Definición de las condiciones de proceso

###### Condiciones de los gases de combustión

Flujo másico	Wg	42113.54	kg/h
Temperatura de entrada	Tg1	413.6	°C
Densidad del gas	$\rho$	0.418455	kg/m <sup>3</sup>
Presión de entrada	Pg1	0.95	kg/cm <sup>2</sup>
Calor específico	Cpg	0.321712	kcal/kg°C

###### Condiciones del agua de alimentación y vapor

Temperatura de entrada	Tw1	30	°C
Temperatura de saturación	Tsat	211.1	°C
Presión de vapor	Pv	20	kg/cm <sup>2</sup>
Temperatura del vapor	Tv	300	°C

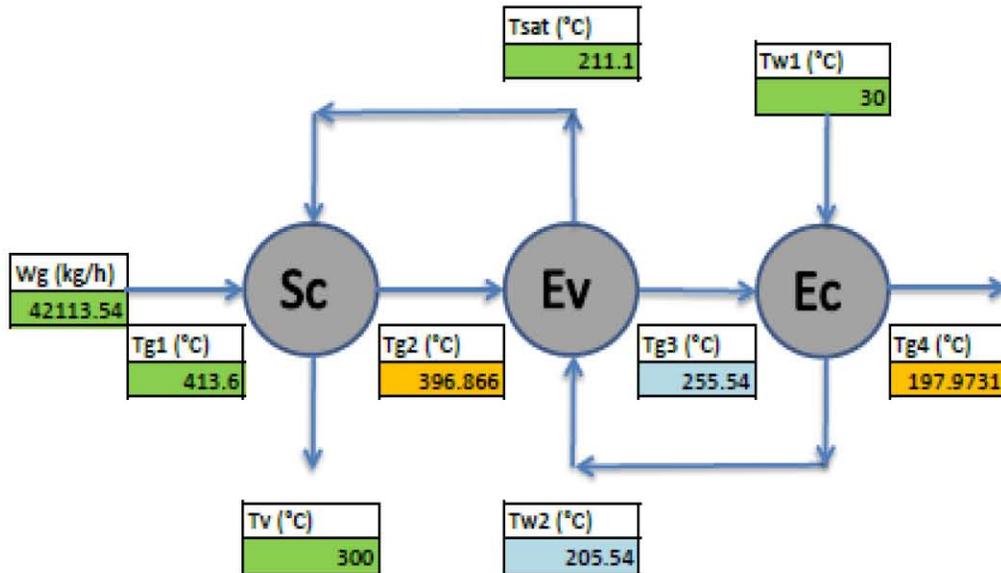
##### Cálculo del flujo de agua y perfil de temperaturas

Para realizar el cálculo del flujo de agua necesaria para enfriar los gases por debajo de 250 °C, temperatura límite indicada en la NOM-098-SEMARNAT-2002; se establecen el pinch point y el punto de aproximación teniendo como resultado el perfil de temperaturas y las entalpías para el cálculo del flujo de agua.

Pinch point	PP	80	°F	80-130
Punto de aproximación	PA	10	°F	10-40



Diagrama de las secciones de recuperación de calor: sobrecalentador, evaporador y economizador



Temperatura de los gases a la salida del evaporador

$$T_{g3} = T_{sat} + PP$$

$T_{g3} =$	491.98 °F	255.54 °C
------------	-----------	-----------

Temperatura del agua antes de entrar al evaporador

$$T_{w2} = T_{sat} - PA$$

$T_{w2} =$	401.98 °F	205.54 °C
------------	-----------	-----------

Balance de energía de sobrecalentador y evaporador

Perdidas de calor del 98%  $h_l = 0.98$

$$Q = W_g \cdot C_{pg} \cdot (T_{g1} - T_{g3}) \cdot h_l$$

$$Q = W_a \cdot [(h_{s2} - h_{w2}) + b_d \cdot (h_f - h_{w2})]$$

$Q =$	2098632.47	Kcal/h
-------	------------	--------

Entalpía de vapor sobrecalentado	$h_{s2}$	721.94	kcal/kg
Entalpía de agua de alimentación	$h_{w2}$	207.83	kcal/kg
Entalpía de de agua saturada	$h_f$	215.49	kcal/kg
	$b_d$	0.05	



$$Q = Wa * [(hs2-hw2)+bd*(hf-hw2)]$$

$$Wa = Q / [(hs2-hw2)+bd*(hf-hw2)]$$

Wa =	4079.03017	kg/h
------	------------	------

$$Q1 = Wa * (hs2-hs1)$$

$$Q1 = Wg * Cpg * hl * (Tg1-Tg2)$$

Entalpía de vapor saturado	hs1	667.47	kcal/kg
----------------------------	-----	--------	---------

Q1 =	222184.773	Kcal/h
------	------------	--------

$$Tg2 = Tg1 - [Q1 / (Wg * Cpg * hl)]$$

Tg2 =	396.865995	°C
-------	------------	----

$$Q2 = Wg * Cpg * hl * (Tg2-Tg3)$$

Q2 =	1876447.7	Kcal/h
------	-----------	--------

$$Q = Q1 + Q2$$

Q =	2098632.47	Kcal/h
-----	------------	--------

$$Q3 = Wa * (1+bd) * (hw2-hw1)$$

$$Q3 = Wg * Cpa * hl * (Tg3-Tg4)$$

Entalpía del agua del economizador	hw1	29.37	kcal/kg
------------------------------------	-----	-------	---------

Q3 =	764340.911	Kcal/h
------	------------	--------

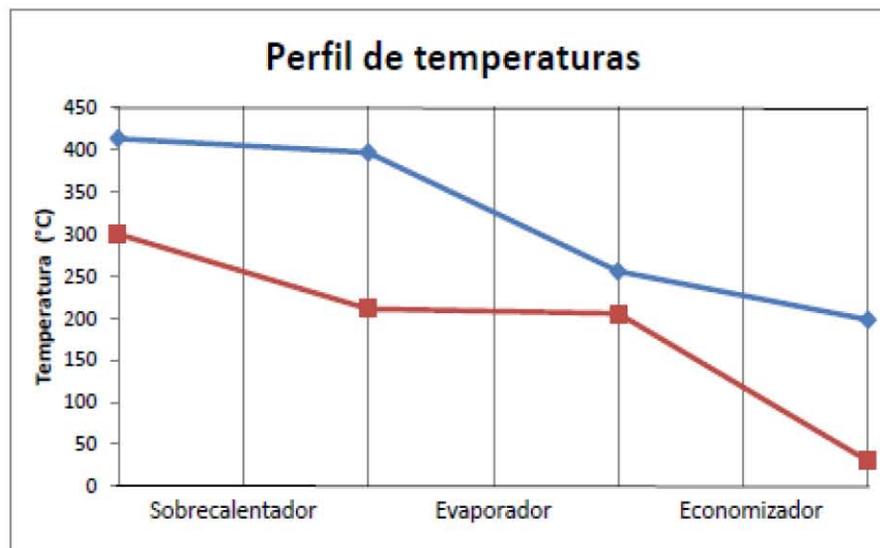
$$Tg4 = Tg3 - Q3 / (Wg * Cpg * hl)$$

Tg4 =	197.97312	°C
-------	-----------	----



## Perfil de temperaturas

	Gases	Agua	
Tg1	413.6	300	Tv
Tg2	396.865995	211.1	Tsat
Tg3	255.54	205.54	Tw2
Tg4	197.97312	30	Tw1



## Cálculo de la LMTD y el coeficiente global de transferencia de calor

Las propiedades del gas de combustión a temperatura media

Tg1 =	413.6	°C
Tg3 =	255.54	°C

Tm =	334.57	°C
------	--------	----

Cp	0.3217115	kcal/kg°C
$\mu$	0.09898002	kg/mh
k	0.0365	kcal/mh°C
$\rho$	0.496604	kg/m <sup>3</sup>



## Balance de energía de sobrecalentador y evaporador

Perdidas de calor del 98%  $hl =$ 

	0.98
--	------

$$Q = Wg \cdot Cpg \cdot (Tg1 - Tg3) \cdot hl$$

$$Q = Wa \cdot [(hs2 - hw1) + bd \cdot (hf - hw1)]$$

Q =	2098632.47	kcal/h
-----	------------	--------

Entalpía de vapor sobrecalentado

Entalpía de agua de alimentación

Entalpía de de agua saturada

hs2	721.94	kcal/kg
hw2	207.83	kcal/kg
hf	215.49	kcal/kg
bd	0.05	

$$Q = Wa \cdot [(hs2 - hw1) + bd \cdot (hf - hw1)]$$

$$Wa = Q / [(hs2 - hw1) + bd \cdot (hf - hw1)]$$

Wa =	4079.03017	kg/h
------	------------	------

w =	Wg/Nt	45.4 - 90.7	kg/h
-----	-------	-------------	------

Nt =	600		
do	2	in	0.0508 m
di	1.77	in	0.0449 m

w =	70.1892333	kg/h
-----	------------	------

$$hc = 2.44 \cdot w^{0.8} \cdot (C/di)^{1.8}$$

$$C = (Cp/\mu)^{0.4} \cdot k^{0.6}$$

C =	0.21985854	
-----	------------	--

hc =	48.829166	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------	-----------	-------------------------

hn =	2.19	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------	------	-------------------------

$$hi = hc + hn$$

hi =	51.019166	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------	-----------	-------------------------



## Cálculo del área de transferencia

$$1/U_o = (d_o/d_i \cdot h_i) + f_{fo} + (f_{fi} \cdot d_o/d_i) + (d_o \cdot (\ln(d_o/d_i)/24 \text{ km})) + (1/h_o)$$

h <sub>o</sub> =	9764.85	kcal/m <sup>2</sup> h°C
k <sub>m</sub> =	122.06	kcal/m <sup>2</sup> h°C
f <sub>fo</sub>	0.00488	kcal/m <sup>2</sup> h°C
f <sub>fi</sub>	0.00976	kcal/m <sup>2</sup> h°C

1/U <sub>o</sub> =	0.02299785	kcal/m <sup>2</sup> h°C
U <sub>o</sub> =	43.482334	kcal/m <sup>2</sup> h°C

$$A_i \cdot U_i = A_o \cdot U_o$$

$$d_i \cdot U_i = d_o \cdot U_o$$

$$U_i = (d_o \cdot U_o) / d_i$$

U <sub>i</sub> =	49.1325808	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------------------	------------	-------------------------

LMTD = ΔT	104.219971	°C
-----------	------------	----

$$A_o = Q / (\Delta T \cdot U_o)$$

A <sub>o</sub> =	463.097666	m <sup>2</sup>
------------------	------------	----------------

$$A_o = \Pi \cdot d_o \cdot N_t \cdot L / 12$$

$$L = (A_o \cdot 12) / \Pi \cdot d_o \cdot N_t$$

L =	1.47408565	m
-----	------------	---

L =	1.5	m
-----	-----	---

A <sub>o</sub> =	471.238898	m <sup>2</sup>
------------------	------------	----------------

$$A_i = A_o \cdot U_o / U_i$$

A <sub>i</sub> =	417.046425	m <sup>2</sup>
------------------	------------	----------------

$$\Delta P_g = 93 \cdot 10^{-6} \cdot w^2 \cdot f \cdot L_e \cdot (v/d_i^5)$$

f =	0.02	
L <sub>e</sub> =	L + 5d <sub>i</sub>	
v =	1/ρ	
v =	2.01367689	

ΔP <sub>g</sub> =	2.05497341	cmH <sub>2</sub> O
-------------------	------------	--------------------



### Anexo 3. Memoria de cálculo de la Propuesta 3

#### TERCER PROPUESTA: CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR DE ALTA Y MEDIA PRESIÓN

##### CÁLCULO DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN

###### Procedimiento del cálculo

- Paso 1 Definición de las condiciones de proceso
- Paso 2 Cálculo del flujo de agua y perfil de temperaturas
- Paso 3 Cálculo de la LMTD y el coeficiente global de transferencia de calor
- Paso 4 Cálculo del área de transferencia

###### Paso 1 Definición de las condiciones de proceso

###### Condiciones de los gases de combustión

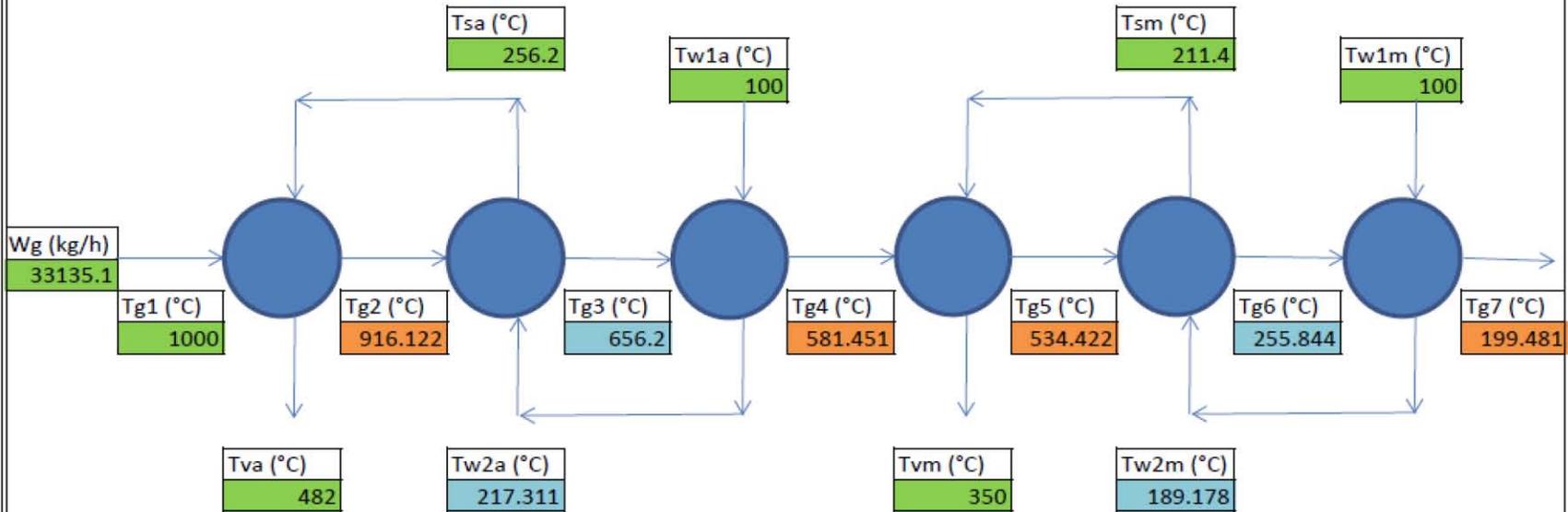
Flujo másico	$W_g$	33135.1	kg/h
Temperatura de entrada	$T_{g1}$	1000	°C
Densidad del gas	$\rho$	0.418455	kg/m <sup>3</sup>
Presión de entrada	$P_{g1}$	0.95	kg/cm <sup>2</sup>
Calor específico	$C_{pg}$	0.318581	kcal/kg°C

###### Condiciones del agua de alimentación y vapor

	Vapor alta presión		Vapor media presión	
Temperatura de entrada	$T_{w1}$	100 °C	$T_{w1}$	100 °C
Temperatura de saturación	$T_{sat}$	256.2 °C	$T_{sat}$	211.4 °C
Presión de vapor	$P_v$	45 kg/cm <sup>2</sup>	$P_v$	20 kg/cm <sup>2</sup>
Temperatura del vapor	$T_v$	482 °C	$T_v$	350 °C



Paso 2 Cálculo del flujo de agua y perfil de temperaturas



Wg	33135.1	kg/h
Tg1	1000	°C
Tw1a	100	°C
Pva	45	kg/cm2
Tsa	256.2	°C
Tppa	382.222	°C
Tg3	656.2	°C
Tapa	21.111	°C
Tw2a	217.311	°C
Cpa	0.318581	kcal/kg°C
hl	0.98	
Tm	828.1	°C

Wg	33135.1	kg/h
Tg4	581.4505	°C
Tw1m	100	°C
Pvm	20	kg/cm2
Tsm	211.4	°C
Tppm	26.6667	°C
Tg6	255.844	°C
Tapm	4.444	°C
Tw2m	189.178	°C
Cpm	0.289279	kcal/kg°C
hl	0.98	
Tm	418.6473	°C



$$Q12a = Wg \cdot Cpa \cdot (Tg1 - Tg3) \cdot hl$$

$$Q12a = Wsd1 \cdot [(hs2 - hw2) + bd \cdot (hf - hw2)]$$

Q12a =	3556641	kcal/h
--------	---------	--------

hs2a	811.85	kcal/kg
hw2a	222.49	kcal/kg
hfa	266.19	kcal/kg
bd	0.05	

$$Wsd1 = Q12a / [(hs2a - hw2a) + bd \cdot (hfa - hw2a)]$$

Wsd1 =	6012.46	kg/h
--------	---------	------

$$Q1a = Wsd1 \cdot (hs2a - hs1a)$$

$$Q1a = Wg \cdot Cpa \cdot hl \cdot (Tg1 - Tg2)$$

hs1a	667.53	kcal/kg
------	--------	---------

Q1a =	867718.3	kcal/h
-------	----------	--------

$$Tg2 = Tg1 - [Q1a / (Wg \cdot Cp \cdot hl)]$$

Tg2 =	916.1227	°C
-------	----------	----

$$Q2a = Wg \cdot Cpa \cdot hl \cdot (Tg2 - Tg3)$$

$$Q12a = Q1a + Q2a$$

Q2a =	2688923	kcal/h
Q12a =	3556641	kcal/h

$$Q12m = Wg \cdot Cpm \cdot (Tg4 - Tg6) \cdot hl$$

$$Q12m = Wsd2 \cdot [(hs2m - hw2m) + bd \cdot (hfm - hw2m)]$$

Q12m =	3058613	kcal/h
--------	---------	--------

hs2m	748.52	kcal/kg
hw2m	191.96	kcal/kg
hfm	215.9	kcal/kg
bd	0.05	

$$Wsd2 = Q12m / [(hs2m - hw2m) + bd \cdot (hfm - hw2m)]$$

Wsd2 =	5483.774	kg/h
--------	----------	------

$$Q1m = Wsd2 \cdot (hs2m - hs1m)$$

$$Q1m = Wg \cdot Cpm \cdot hl \cdot (Tg4 - Tg5)$$

hs1m	667.99	kcal/kg
------	--------	---------

Q1m =	441608.3	kcal/h
-------	----------	--------

$$Tg5 = Tg4 - [Q1m / (Wg \cdot Cpm \cdot hl)]$$

Tg5 =	534.4388	°C
-------	----------	----

$$Q2m = Wg \cdot Cpm \cdot hl \cdot (Tg5 - Tg6)$$

$$Q12m = Q1m + Q2m$$

Q2m =	2617005	kcal/h
Q12m =	3058613	kcal/h



$$Q3a = Wsd1 \cdot (1+bd) \cdot (hw2a-hw1a)$$

$$Q3a = Wg \cdot Cpa \cdot hl \cdot (Tg3-Tg4)$$

hw1a	100 kcal/kg
------	-------------

Q3a =	773289.6 kcal/h
-------	-----------------

$$Tg4 = Tg3 - Q3a / (Wg \cdot Cpa \cdot hl)$$

Tg4 =	581.4505 °C
-------	-------------

$$Q3m = Wsd2 \cdot (1+bd) \cdot (hw2m-hw1m)$$

$$Q3m = Wg \cdot Cpm \cdot hl \cdot (Tg6-Tg7)$$

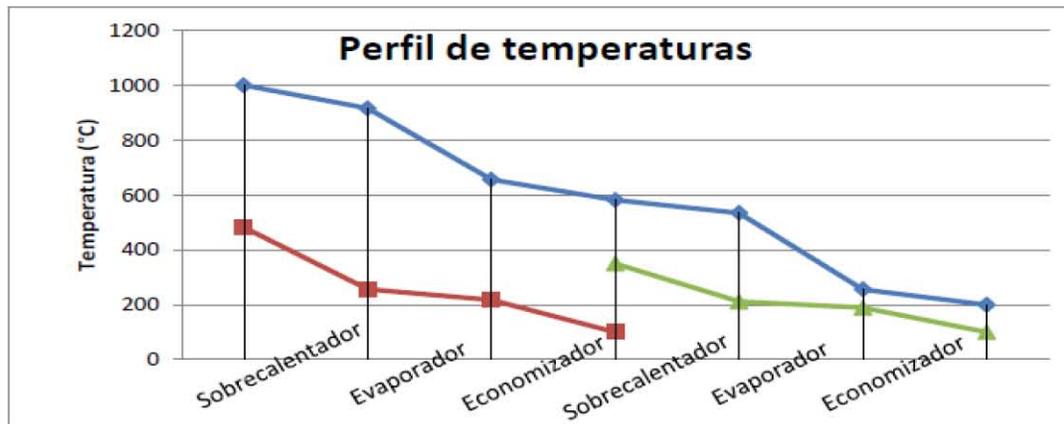
hw1m	100 kcal/kg
------	-------------

Q3m =	529502.2 kcal/h
-------	-----------------

$$Tg7 = Tg6 - Q3m / (Wg \cdot Cpm \cdot hl)$$

Tg7 =	199.4755 °C
-------	-------------

Tg1	1000	Tva	482		
Tg2	916.122	Tsa	256.2		
Tg3	656.2	Tw2a	217.311		
Tg4	581.4505	TW1a	100	Tvm	350
Tg5	534.422			Tsm	211.4
Tg6	255.844			Tw2m	189.178
Tg7	199.481			Tw1m	100





Wg	33135.1	kg/h
Tg2	916.122	°C
Tg3	656.2	°C
Tsa	256.2	°C
hl	0.98	
bd	0.05	
ffo	0.000205	m <sup>2</sup> h°C/kcal
ffi	0.000205	m <sup>2</sup> h°C/kcal

do	2	in	0.0508	m
di	1.77	in	0.044958	m
Nw	12		12	
L	10	ft	3.048	m
St=Sl	4	in	0.1016	m
Tw2a	217.31	°C		

Tm =	$(Tg2+Tg3)/2$	
Tm =	786.161	°C
Tm =	1059.311	K

Cpg	0.29392228	kcal/kg°C
Tp	272.87	°C

Tf =	$(Tm+Tp)/2$	
Tf =	529.5155	°C
Cp	0.28040851	kcal/kg°C
μ	0.01226912	kg/mh
k	0.00413817	kcal/mh°C

Q =	$Wg \cdot Cpg \cdot hl \cdot (Tg2 - Tg3)$	
Q =	$Wva \cdot [(hs2 - hw2) + bd \cdot (hf - hw2)]$	

Q =	2480789.43	kcal/h
-----	------------	--------

$$Wva = Q / [(hs2 - hw2) + bd \cdot (hf - hw2)]$$

hs1	667.53	kcal/kg
hf	266.19	kcal/kg
hw2	222.49	kcal/kg

Wva =	5547.07235	kg/h
-------	------------	------



$$G = (W_g \cdot 12) / [N_w \cdot (St-d) \cdot L]$$

G =	3652.52	lb/ft <sup>2</sup> h	1114.57279	kg/m <sup>2</sup> h
-----	---------	----------------------	------------	---------------------

$$Re = (G \cdot d) / (12 \cdot \mu)$$

Re =	7383.779
------	----------

$$Nu = B \cdot Re^N$$

$$Nu = (hc \cdot do) / (12k)$$

B	0.229
N	0.632

Nu =	63.7657709
------	------------

$$hc = (Nu \cdot 12 \cdot k) / do$$

hc =	1.58324159	Btu/ft <sup>2</sup> h°F	62.339217	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------	------------	-------------------------	-----------	-------------------------

$$LB = (1.08 \cdot (St \cdot Sl - 0.785 \cdot d^2)) / d$$

LB =	6.9444	in
LB =	0.17638776	m

$$Pc = 0.201$$

$$Pw = 0.085$$

$$K = [(0.8 + 1.6 \cdot Pw) \cdot (1 - 0.38 \cdot (T_m / 1000))] / \sqrt{(Pc + Pw) \cdot LB} \cdot (Pc + Pw)$$

K =	0.71208986
-----	------------

$$\epsilon_g = 0.9 \cdot (1 - e^{-K \cdot LB})$$

εg =	0.10623232
------	------------

$$hn = \epsilon_g \cdot \sigma \cdot 0.9 \cdot ((T_m^4 - T_f^4) / (T_m - T_f))$$

σ	4.9E-08	kcal/hm <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
Tm	1046.525	K
Tp	546.015	K

hn =	20.2732777	kcal/m <sup>2</sup> h°C
------	------------	-------------------------

$$1/U = 1/(hc + hn) + (1/hi \cdot do/di) + [(do / (24 \cdot Km)) \cdot \ln(do/di)] + ffi \cdot (do/di) + ffo$$

Km =	122.061	kcal/m <sup>2</sup> h°C
hi =	9764.855	kcal/m <sup>2</sup> h°C



1/U =	0.01265918	m <sup>2</sup> h°C/kcal
U =	78.9940658	kcal/m <sup>2</sup> h°C

LMTD =	[(Tg2-Tsa)-(Tg3-Tsa)]/ln[(Tg2-Tsa)/(Tg3-Tsa)]	
LMTD =	519.161719	°C

Q =	A*U*LMTD	
A =	Q/(U*LMTD)	

A =	60.4912799	m <sup>2</sup>
-----	------------	----------------

$$A = \Pi * do * Nd * Nw * L / 12$$

$$Nd = A / \Pi * do * Nw * L$$

Nd =	10.3629399
Nd =	11

A =	64.2099718	m <sup>2</sup>
-----	------------	----------------

$$\rho = P * M / R * T$$

P	0.92	atm
M	25.6	g/mol
R	8.21E-05	m <sup>3</sup> *atm/molK
T	692.128333	K

$\rho =$	414.69	g/m <sup>3</sup>
$\rho =$	0.02588779	lb/ft <sup>3</sup>

$$fg = Re^{-0.15} [0.044 + \{0.08 * (St/do)\} / \{(St/d-1)^{0.43 + 1.13(d/SL)}\}]$$

fg =	0.0536276
------	-----------

$$\Delta P_g = 9.3 * 10^{-10} * fg * G^2 * Nh / p$$

$\Delta P_g =$	0.28271852	cmH <sub>2</sub> O
----------------	------------	--------------------

$$q = U * (Tm - Tsa) * (do/di)$$

q =	47303.6996	kcal/m <sup>2</sup> h°C
-----	------------	-------------------------

Tdaffo	9.69725841	°C
Tdahi	4.8442808	°C
Datw	16.7455096	°C
Tpr =	287.487049	°C



Anexo 4. Tablas de presión - propiedades termodinámicas de vapor saturado seco

TABLE A1 Thermodynamic Properties of Dry Saturated Steam—Pressure Table

Abs press., psi <i>p</i>	Temp. °F <i>t</i>	Specific volume		Enthalpy			Entropy			Internal energy		Abs press., psi <i>p</i>
		Sat. liquid <i>v<sub>f</sub></i>	Sat. vapor <i>v<sub>g</sub></i>	Sat. liquid <i>h<sub>f</sub></i>	Evap. <i>h<sub>fg</sub></i>	Sat. vapor <i>h<sub>g</sub></i>	Sat. liquid <i>s<sub>f</sub></i>	Evap. <i>s<sub>fg</sub></i>	Sat. vapor <i>s<sub>g</sub></i>	Sat. liquid <i>u<sub>f</sub></i>	Sat. vapor <i>u<sub>g</sub></i>	
1.0	101.74	0.01614	333.6	69.70	1036.3	1106.0	0.1326	1.8456	1.9782	69.70	1044.3	1.0
2.0	126.08	0.01623	173.73	93.99	1022.2	1116.2	0.1749	1.7451	1.9200	93.98	1051.9	2.0
3.0	141.48	0.01630	118.71	109.37	1013.2	1122.6	0.2008	1.6855	1.8863	109.36	1056.7	3.0
4.0	152.97	0.01636	90.63	120.86	1006.4	1127.3	0.2198	1.6427	1.8625	120.85	1060.2	4.0
5.0	162.24	0.01640	73.52	130.13	1001.0	1131.1	0.2347	1.6094	1.8441	130.12	1063.1	5.0
6.0	170.06	0.01645	61.98	137.96	996.2	1134.2	0.2472	1.5820	1.8292	137.94	1065.4	6.0
7.0	176.85	0.01649	53.64	144.76	992.1	1136.9	0.2581	1.5586	1.8167	144.74	1067.4	7.0
8.0	182.86	0.01653	47.34	150.79	988.5	1139.3	0.2674	1.5383	1.8057	150.77	1069.2	8.0
9.0	188.28	0.01656	42.40	156.22	985.2	1141.4	0.2759	1.5203	1.7962	156.19	1070.8	9.0
10	193.21	0.01659	38.42	161.17	982.1	1143.3	0.2835	1.5041	1.7876	161.14	1072.2	10
14.696	212.00	0.01672	26.80	180.07	970.3	1150.4	0.3120	1.4446	1.7566	180.02	1077.5	14.696
15	213.03	0.01672	26.29	181.11	969.7	1150.8	0.3135	1.4415	1.7549	181.06	1077.8	15
20	227.96	0.01683	20.089	196.16	960.1	1156.3	0.3356	1.3962	1.7319	196.10	1081.9	20
25	240.07	0.01692	16.303	208.42	952.1	1160.6	0.3533	1.3606	1.7139	208.34	1085.1	25
30	250.33	0.01701	13.746	218.52	945.3	1164.1	0.3680	1.3313	1.6993	218.73	1087.8	30
35	259.28	0.01708	11.898	227.91	939.2	1167.1	0.3807	1.3063	1.6870	227.80	1090.1	35
40	267.25	0.01715	10.498	236.03	933.7	1169.7	0.3919	1.2844	1.6763	235.90	1092.0	40
45	274.44	0.01721	9.401	243.36	928.6	1172.0	0.4019	1.2650	1.6669	243.22	1093.7	45
50	281.01	0.01727	8.515	250.09	924.0	1174.1	0.4110	1.2474	1.6585	249.93	1095.3	50
55	287.07	0.01732	7.787	256.30	919.6	1175.9	0.4193	1.2316	1.6509	256.12	1096.7	55
60	292.71	0.01738	7.175	262.09	915.5	1177.6	0.4270	1.2168	1.6438	261.90	1097.9	60
65	297.97	0.01743	6.655	267.50	911.6	1179.1	0.4342	1.2032	1.6374	267.29	1099.1	65
70	302.92	0.01748	6.206	272.61	907.9	1180.6	0.4409	1.1906	1.6315	272.38	1100.2	70
75	307.60	0.01753	5.816	277.43	904.5	1181.9	0.4472	1.1787	1.6259	277.19	1101.2	75
80	312.03	0.01757	5.472	282.02	901.1	1183.1	0.4531	1.1676	1.6207	281.76	1102.1	80
85	316.25	0.01761	5.168	286.39	897.8	1184.2	0.4587	1.1571	1.6158	286.11	1102.9	85
90	320.27	0.01766	4.896	290.56	894.7	1185.3	0.4641	1.1471	1.6112	290.27	1103.7	90
95	324.12	0.01770	4.652	294.56	891.7	1186.2	0.4692	1.1376	1.6068	294.25	1104.5	95
100	327.81	0.01774	4.432	298.40	888.8	1187.2	0.4740	1.1286	1.6026	298.08	1105.2	100
110	334.77	0.01782	4.049	303.66	883.2	1188.9	0.4832	1.1117	1.5948	305.80	1106.5	110



120	341.25	0.01789	3.728	312.44	877.9	1190.4	0.4916	1.0962	1.5878	312.05	1107.6	120
130	347.32	0.01796	3.455	318.81	879.9	1191.7	0.4995	1.0817	1.5812	318.38	1108.6	130
140	353.02	0.01802	3.220	324.82	868.2	1193.0	0.6069	1.0682	1.5751	324.35	1109.6	140
150	358.42	0.01809	3.015	330.51	863.6	1194.1	0.5138	1.0556	1.5094	330.01	1110.5	150
160	363.53	0.01815	2.834	333.93	859.2	1195.1	0.5204	1.0436	1.5640	335.39	1111.2	160
170	368.41	0.01822	2.675	341.09	854.9	1196.0	0.5266	1.0324	1.5590	340.52	1111.9	170
180	373.06	0.01827	2.532	346.03	850.8	1196.9	0.5325	1.0217	1.5542	345.42	1112.5	180
190	377.51	0.01833	2.404	350.79	846.8	1197.6	0.5381	1.0116	1.5497	350.15	1113.1	190
200	381.79	0.01839	2.288	355.36	843.0	1198.4	0.5435	1.0018	1.5453	354.68	1113.7	200
250	400.95	0.01865	1.8438	376.00	825.1	1201.1	0.5675	0.9588	1.5263	375.14	1115.8	250
300	417.33	0.01890	1.5433	393.84	809.0	1202.8	0.5879	0.9225	1.5104	392.79	1117.1	300
350	431.72	0.01913	1.3260	409.69	794.2	1203.9	0.6056	0.8910	1.4966	408.45	1118.0	350
400	444.59	0.0193	1.1613	424.0	780.5	1204.5	0.6214	0.8630	1.4844	422.6	1118.5	400
450	456.28	0.0195	1.0320	437.2	767.4	1204.6	0.6356	0.8378	1.4734	435.5	1118.7	450
500	467.01	0.0197	0.9278	449.4	755.0	1204.4	0.6487	0.8147	1.4634	447.6	1118.6	500
550	476.94	0.0199	0.8424	460.8	743.1	1203.9	0.6608	0.7934	1.4542	458.8	1118.2	550
600	486.21	0.0201	0.7698	471.6	731.6	1203.2	0.6720	0.7734	1.4454	469.4	1117.7	600
650	494.90	0.0203	0.7083	481.8	720.5	1202.3	0.6826	0.7548	1.4374	479.4	1117.1	650
700	503.10	0.0205	0.6554	491.5	709.7	1201.2	0.6925	0.7371	1.4296	488.8	1116.3	700
750	510.86	0.0207	0.6092	500.8	699.2	1200.0	0.7019	0.7204	1.4223	598.0	1115.4	750
800	518.23	0.0209	0.5687	509.7	688.9	1198.6	0.7108	0.7045	1.4153	506.6	1114.4	800
850	525.26	0.0210	0.5327	518.3	678.8	1197.1	0.7194	0.6891	1.4085	515.0	1113.3	850
900	531.98	0.0212	0.5006	526.6	668.8	1195.4	0.7275	0.6744	1.4020	523.1	1112.1	900
950	536.43	0.0214	0.4717	534.6	659.1	1193.7	0.7355	0.6602	1.3957	530.9	1110.8	950
1000	544.61	0.0216	0.4456	542.4	649.4	1191.8	0.7430	0.6467	1.3897	538.4	1109.4	1000
1100	556.31	0.0220	0.4001	557.4	630.4	1187.8	0.7575	0.6205	1.3780	552.9	1106.4	1100
1200	567.22	0.0223	0.3619	571.7	611.7	1183.4	0.7711	0.5956	1.3667	566.7	1103.0	1200
1300	577.46	0.0227	0.3293	585.4	593.2	1178.6	0.7840	0.5719	1.3559	580.0	1099.4	1300
1400	587.10	0.0231	0.3012	598.7	574.7	1173.4	0.7963	0.5491	1.3454	592.7	1095.4	1400
1500	596.23	0.0235	0.2765	611.6	556.3	1167.9	0.8082	0.5269	1.3351	605.1	1091.2	1500
2000	635.82	0.0257	0.1878	671.7	463.4	1135.1	0.8619	0.4230	1.2849	662.2	1065.6	2000
2500	668.13	0.0287	0.1307	730.6	360.5	1091.1	0.9126	0.3197	1.2322	717.3	1030.6	2500
3000	695.36	0.0346	0.0858	802.5	217.8	1020.3	0.9731	0.1885	1.1615	783.4	972.7	3000
3206.2	705.40	0.0503	0.0503	902.7	0	902.7	1.0580	0	1.0580	872.9	872.9	3206

Source: Abridged from Joseph H. Keenan and Frederick G. Keyes, *Thermodynamic Properties of Steam*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937.



Anexo 5. Tablas de temperatura - propiedades termodinámicas de vapor saturado seco.

TABLE A2 Thermodynamic Properties of Dry Saturated Steam—Temperature Table

Temp., °F <i>t</i>	Abs press., psi <i>p</i>	Specific volume			Enthalpy			Entropy			Temp., °F <i>t</i>
		Sat. liquid <i>v<sub>f</sub></i>	Evap. <i>v<sub>fg</sub></i>	Sat. vapor <i>v<sub>g</sub></i>	Sat. liquid <i>h<sub>f</sub></i>	Evap. <i>h<sub>fg</sub></i>	Sat. vapor <i>h<sub>g</sub></i>	Sat. liquid <i>s<sub>f</sub></i>	Evap. <i>s<sub>fg</sub></i>	Sat. vapor <i>s<sub>g</sub></i>	
32	0.08854	0.01602	3306	3306	0.00	1075.8	1075.8	0.0000	2.1877	2.1877	32
35	0.09995	0.01602	2947	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1709	2.1770	35
40	0.12170	0.01602	2444	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1435	2.1597	40
45	0.14752	0.01602	2036.4	2036.4	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1167	2.1429	45
50	0.17811	0.01603	1703.2	1703.2	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.0903	2.1264	50
60	0.2563	0.01604	1206.6	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.0555	2.0393	2.0948	60
70	0.3631	0.01606	867.8	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	1.9902	2.0647	70
80	0.5069	0.01608	633.1	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	1.9428	2.0360	80
90	0.6982	0.01610	468.0	468.0	57.99	1042.9	1100.0	0.1115	1.8972	2.0087	90
100	0.9492	0.01613	350.3	350.4	67.97	1037.2	1105.2	0.1295	1.8531	1.9826	100
110	1.2748	0.01617	265.3	265.4	77.94	1031.6	1109.5	0.1471	1.8106	1.9577	110
120	1.6924	0.01620	203.25	203.27	87.92	1025.8	1113.7	0.1645	1.7694	1.9339	120
130	2.2225	0.01625	157.32	157.34	97.90	1020.0	1117.9	0.1816	1.7296	1.9112	130
140	2.8886	0.01629	122.99	123.01	107.89	1014.1	1122.0	0.1984	1.6910	1.8894	140
150	3.718	0.01634	98.06	97.07	117.89	1008.2	1126.1	0.2149	1.6537	1.8685	150
160	4.741	0.01639	77.27	77.29	127.89	1002.3	1130.2	0.2311	1.6174	1.8485	160
170	5.992	0.01645	62.04	62.06	137.90	996.3	1134.2	0.2472	1.5822	1.8293	170
180	7.510	0.01651	50.21	50.23	147.92	990.2	1138.1	0.2630	1.5480	1.8109	180
190	9.339	0.01657	40.94	40.96	157.95	984.1	1142.0	0.2785	1.5147	1.7932	190
200	11.526	0.01663	33.62	33.64	167.99	977.9	1145.9	0.2938	1.4824	1.7762	200
210	14.123	0.01670	27.80	27.82	178.05	971.6	1149.7	0.3090	1.4508	1.7598	210
212	14.696	0.01672	26.78	26.80	180.07	970.3	1150.4	0.3120	1.4446	1.7566	212
220	17.186	0.01677	23.13	23.15	188.13	965.2	1153.4	0.3239	1.4201	1.7440	220
230	20.780	0.01684	19.365	19.382	198.23	958.8	1157.0	0.3387	1.3901	1.7288	230
240	24.969	0.01692	16.306	16.323	208.34	952.2	1160.5	0.3531	1.3609	1.7140	240
250	29.825	0.01700	13.804	13.821	216.48	945.5	1164.0	0.3675	1.3323	1.6998	250
260	35.429	0.01709	11.746	11.763	228.64	938.7	1167.3	0.3817	1.3043	1.6860	260
270	41.858	0.01717	10.044	10.061	238.84	931.8	1170.6	0.3958	1.2769	1.6727	270
280	49.203	0.01726	8.628	8.645	249.06	924.7	1173.8	0.4096	1.2501	1.6597	280



290	57.556	0.01735	7.444	7.461	259.31	917.5	1176.8	0.4234	1.2238	1.6472	290
300	67.013	0.01745	6.449	6.466	269.59	910.1	1179.7	0.4369	1.1980	1.6350	300
310	77.68	0.01755	5.609	5.626	279.92	902.6	1182.5	0.4504	1.1727	1.6231	310
320	89.66	0.01765	4.896	4.914	290.28	894.9	1185.2	0.4637	1.1478	1.6115	320
330	103.06	0.01776	4.289	4.307	300.68	887.0	1187.7	0.4769	1.1233	1.6002	330
340	118.01	0.01787	3.770	3.788	311.13	879.0	1190.1	0.4900	1.0992	1.5891	340
350	134.63	0.01799	3.324	3.342	321.63	870.7	1192.3	0.5029	1.0754	1.5783	350
360	153.04	0.01811	2.939	2.957	332.18	862.2	1194.0	0.5158	1.0519	1.5677	360
370	173.37	0.01823	2.606	2.625	342.79	853.5	1196.3	0.5286	1.0287	1.5573	370
380	195.77	0.01836	2.317	2.335	353.45	844.6	1198.1	0.5413	1.0059	1.5471	380
390	220.37	0.01850	2.0651	2.0836	364.17	835.4	1199.6	0.5539	0.9832	1.5371	390
400	247.31	0.01864	1.8447	1.8633	374.97	826.0	1201.0	0.5664	0.9608	1.5272	400
410	276.75	0.01878	1.6312	1.6700	385.83	816.2	1202.1	0.5788	0.9386	1.5174	410
420	308.83	0.01894	1.4811	1.5000	396.77	806.3	1203.1	0.5912	0.9166	1.5078	420
430	343.72	0.01910	1.3308	1.3499	407.79	796.0	1203.8	0.6035	0.8947	1.4982	430
440	381.59	0.01926	1.1979	1.2171	418.90	785.4	1204.3	0.6158	0.8730	1.4887	440
450	422.6	0.0194	1.0799	1.0993	430.1	774.5	1204.6	0.6280	0.8513	1.4793	450
460	466.9	0.0196	0.9748	0.9944	441.4	763.2	1204.6	0.6402	0.8298	1.4700	460
470	514.7	0.0198	0.8811	0.9009	452.8	751.5	1204.3	0.6523	0.8083	1.4606	470
480	566.1	0.0200	0.7972	0.8172	464.4	739.4	1203.7	0.6645	0.7868	1.4513	480
490	621.4	0.0202	0.7221	0.7423	476.0	726.8	1202.8	0.6766	0.7653	1.4419	490
500	680.8	0.0204	0.6545	0.6749	487.8	713.9	1201.7	0.6887	0.7438	1.4325	500
520	812.4	0.0209	0.5385	0.5594	511.9	686.4	1198.2	0.7130	0.7006	1.4136	520
540	962.5	0.0215	0.4434	0.4649	536.6	636.6	1193.2	0.7374	0.6568	1.3942	540
560	1133.1	0.0221	0.3647	0.3868	562.2	624.2	1186.4	0.7621	0.6121	1.3742	560
580	1325.8	0.0228	0.2989	0.3217	588.9	588.4	1177.3	0.7872	0.5659	1.3532	580
600	1542.9	0.0236	0.2432	0.2668	617.0	548.5	1165.5	0.8131	0.5176	1.3307	600
620	1786.6	0.0247	0.1955	0.2201	646.7	503.6	1130.3	0.8398	0.4664	1.3062	620
640	2059.7	0.0260	0.1538	0.1798	678.6	452.0	1130.5	0.8679	0.4110	1.2789	640
660	2365.4	0.0278	0.1165	0.1442	714.2	390.2	1104.4	0.8987	0.3485	1.2472	660
680	2708.1	0.0305	0.0810	0.1115	757.3	309.9	1067.2	0.9351	0.2719	1.2071	680
700	3093.7	0.0369	0.0392	0.0761	823.3	172.1	993.4	0.9905	0.1484	1.1359	700
705.4	3206.2	0.0503	0	0.0503	902.7	0	902.7	1.0580	0	1.0580	706.1

Source: Abridged from Joseph H. Keenan and Frederick G. Keyes, *Thermodynamic Properties of Steam*, John Wiley & Sons, New York, 1937.



Anexo 6. Tablas de propiedades térmicas de vapor sobrecalentado.

TABLE A3 Thermodynamic Properties of Superheated Steam

Abs press., psi (sat temp)	Temp. °F												
	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600
v.....	392.6	452.3	512.0	571.6	631.2	690.8	750.4	809.9	869.5	929.1	988.7	1107.8	1227.0
1 h.....	1150.4	1195.8	1241.7	1288.3	1335.7	1383.8	1432.8	1482.7	1533.5	1585.2	1637.7	1745.7	1857.5
(101.74) s.....	2.0612	2.1153	2.1720	2.2233	2.2702	2.3137	2.3542	2.3923	2.4283	2.4625	2.4952	2.5566	2.6137
v.....	78.16	90.25	102.26	114.22	126.16	138.10	150.03	161.95	173.87	185.79	197.71	221.6	245.4
5 h.....	1148.8	1195.0	1241.2	1288.0	1335.4	1383.6	1432.7	1482.6	1533.4	1585.1	1637.7	1745.7	1857.5
(163.24) s.....	1.8718	1.9370	1.9942	2.0456	2.0927	2.1361	2.1767	2.2148	2.2509	2.2851	2.3178	2.3792	2.4363
v.....	38.85	45.00	51.04	57.05	63.03	69.01	74.98	80.95	86.92	92.88	98.84	110.77	122.69
10 h.....	1146.6	1193.9	1240.6	1287.5	1335.1	1383.4	1432.5	1482.4	1533.2	1555.0	1637.6	1745.6	1857.3
(193.21) s.....	1.7927	1.8595	1.9172	1.9689	2.0160	2.0596	2.1002	2.1383	2.1744	2.2086	2.2413	2.3028	2.3598
v.....	.....	30.53	34.68	38.78	42.56	46.94	51.00	55.07	59.13	63.19	67.25	75.37	83.48
14.096 h.....	.....	1192.8	1239.9	1287.1	1334.8	1383.2	1432.3	1482.3	1533.1	1584.8	1637.5	1745.5	1857.3
(212.00) s.....	.....	1.8160	1.8743	1.9261	1.9734	2.0170	2.0676	2.0958	2.1319	2.1662	2.1989	2.2603	2.3174
v.....	.....	22.36	25.43	28.46	31.47	34.47	37.46	40.45	43.44	46.42	49.41	55.37	61.34
20 h.....	.....	1191.6	1239.2	1286.6	1334.4	1382.9	1432.1	1482.1	1533.0	1684.7	1637.4	1745.4	1857.2
(237.96) s.....	.....	1.7808	1.8396	1.8918	1.9392	1.9829	2.0235	2.0618	2.0978	2.1321	2.1648	2.2243	2.2834
v.....	.....	11.040	12.628	14.168	15.688	17.198	18.702	20.20	21.70	23.20	24.69	27.68	30.86
40 h.....	.....	1186.8	1236.5	1234.8	1333.1	1381.9	1431.3	1481.4	1532.4	1584.3	1637.0	1745.1	1857.0
(267.25) s.....	.....	1.6994	1.7006	1.8140	1.8619	1.9058	1.9467	1.9650	2.0212	2.0555	2.0883	2.1498	2.2069
v.....	.....	7.259	8.357	9.403	10.427	11.441	12.449	13.452	14.454	15.453	16.451	18.446	20.44
60 h.....	.....	1181.8	1233.6	1283.0	1331.8	1380.9	1430.5	1480.8	1531.9	1583.3	1636.6	1744.8	1856.7
(292.71) s.....	.....	1.6492	1.7135	1.7678	1.8162	1.8605	1.9015	1.9400	1.9762	2.0106	2.0434	2.1049	2.1621
v.....	.....	.....	6.220	7.020	7.797	8.562	9.322	10.077	10.830	11.582	12.232	13.830	15.325
80 h.....	.....	.....	1230.7	1281.1	1330.5	1379.9	1429.7	1480.1	1531.3	1583.4	1636.2	1744.5	1856.5
(312.03) s.....	.....	.....	1.6791	1.7346	1.7836	1.8281	1.8694	1.9079	1.9442	1.9787	2.0115	2.0731	2.1303
v.....	.....	.....	4.937	5.589	6.218	6.835	7.446	8.052	8.656	9.259	9.860	11.060	12.268
100 h.....	.....	.....	1227.6	1279.1	1329.1	1378.9	1428.9	1479.5	1530.8	1582.9	1635.7	1744.2	1866.2
(337.81) s.....	.....	.....	1.6518	1.7085	1.7581	1.8029	1.8443	1.8829	1.9193	1.9538	1.9867	2.0484	2.1056
v.....	.....	.....	4.081	4.636	5.165	5.683	6.195	6.702	7.207	7.710	8.212	9.214	10.213
120 h.....	.....	.....	1224.4	1277.2	1327.7	1377.8	1428.1	1478.8	1530.2	1582.4	1635.3	1743.9	1856.0
(341.25) s.....	.....	.....	1.6287	1.6869	1.7370	1.7822	1.8237	1.8625	1.8990	1.9335	1.9663	2.0281	2.0664
v.....	.....	.....	3.468	3.954	4.413	4.861	5.301	5.738	6.172	6.604	7.035	7.895	8.752



140	h.....	.....	.....	1221.1	1275.2	1326.4	1376.8	1427.3	1476.2	1529.7	1581.9	1634.9	1743.5	1855.7
(353.02)	s.....	.....	.....	1.6087	1.6683	1.7190	1.7645	1.8063	1.8151	1.8817	1.9163	1.9493	2.0110	2.0683
	v.....	.....	.....	3.008	3.443	3.849	4.244	4.631	5.015	5.396	5.775	6.152	6.906	7.656
160	h.....	.....	.....	1217.6	1273.1	1325.0	1375.7	1426.4	1477.5	1529.1	1581.4	1634.5	1743.2	1855.5
(363.53)	s.....	.....	.....	1.5908	1.6519	1.7033	1.7491	1.7911	1.8301	1.8667	1.9014	1.9344	1.9962	2.0535
	v.....	.....	.....	2.649	3.044	3.411	3.764	4.110	4.452	4.792	5.129	5.466	6.136	6.804
180	h.....	.....	.....	1214.0	1271.0	1323.5	1374.7	1425.6	1476.8	1528.6	1581.0	1634.1	1742.9	1855.2
(373.06)	s.....	.....	.....	1.5745	1.6373	1.6894	1.7355	1.7776	1.8167	1.8534	1.8882	1.9212	1.9831	2.0404
	v.....	.....	.....	2.361	2.726	3.040	3.380	3.693	4.002	4.309	4.613	4.917	5.521	6.123
200	h.....	.....	.....	1210.3	1268.9	1322.1	1373.6	1424.8	1476.2	1528.0	1580.5	1633.7	1742.6	1855.0
(381.79)	s.....	.....	.....	1.5594	1.6240	1.6767	1.7232	1.7655	1.8048	1.8415	1.8763	1.9094	1.9713	2.0287
	v.....	.....	.....	2.125	2.465	2.772	3.066	3.352	3.634	3.913	4.191	4.467	5.017	5.565
200	h.....	.....	.....	1206.5	1266.7	1320.7	1372.0	1424.0	1475.5	1527.5	1580.0	1633.3	1742.3	1854.7
(300.86)	s.....	.....	.....	1.5453	1.6117	1.6652	1.7120	1.7545	1.7939	1.8308	1.8656	1.8987	1.9607	2.0181
	v.....	.....	.....	1.9276	2.247	2.533	2.804	3.068	3.327	3.584	3.839	4.093	4.597	5.100
240	h.....	.....	.....	1202.5	1264.5	1319.2	1371.5	1423.2	1474.8	1526.9	1579.6	1632.9	1742.0	1854.5
(397.37)	s.....	.....	.....	1.5219	1.6003	1.6546	1.7017	1.7444	1.7839	1.8209	1.8553	1.8889	1.9510	2.0064
	v.....	.....	.....	.....	2.062	2.330	2.552	2.827	3.067	3.305	3.541	3.776	4.242	4.707
260	h.....	.....	.....	.....	1262.3	1317.7	1370.4	1422.3	1474.2	1526.3	1579.1	1632.5	1741.7	1854.2
(404.42)	s.....	.....	.....	.....	1.5897	1.6447	1.6923	1.7362	1.7748	1.8118	1.8467	1.8799	1.9420	1.9905
	v.....	.....	.....	.....	1.9047	3.156	2.392	2.621	2.845	3.066	3.286	3.504	3.938	4.370
280	h.....	.....	.....	.....	1360.0	1316.2	1360.4	1421.5	1473.5	1525.8	1578.6	1632.1	1741.4	1854.0
(411.08)	s.....	.....	.....	.....	1.5796	1.6354	1.6834	1.7365	1.7662	1.8033	1.8383	1.8716	1.9337	1.9912
	v.....	.....	.....	.....	1.7675	2.005	2.227	2.442	2.652	2.859	3.065	3.269	3.674	4.078
300	h.....	.....	.....	.....	1257.6	1314.7	1368.3	1420.6	1472.8	1525.2	1578.1	1631.7	1741.0	1853.7
(417.33)	s.....	.....	.....	.....	1.5701	1.6268	1.6751	1.7184	1.7582	1.7954	1.8305	1.8638	1.9260	1.9835
	v.....	.....	.....	.....	1.4923	1.7036	1.8980	2.084	2.366	2.445	2.623	2.798	3.147	3.493
350	h.....	.....	.....	.....	1251.5	1310.9	1365.5	1418.5	1471.1	1523.8	1577.0	1630.7	1740.3	1853.1
(431.72)	s.....	.....	.....	.....	1.5481	1.6070	1.6563	1.7002	1.7403	1.7777	1.8130	1.8463	1.9065	1.9662
	v.....	.....	.....	.....	1.2851	1.4770	1.6508	1.8161	1.9767	2.134	2.290	2.445	3.751	3.055
400	h.....	.....	.....	.....	1245.1	1304.9	1362.7	1416.4	1469.4	1522.4	1575.8	1629.6	1739.5	1852.5
(444.59)	s.....	.....	.....	.....	1.5281	1.5894	1.6398	1.6842	1.7247	1.7623	1.7977	1.8311	1.8936	1.9513

Source: Abridged from *Thermodynamic Properties of Steam*, by Joseph H. Keenan and Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, New York, 1937.



TABLE A3 Continued

Abs press., psi (sat temp)	Temp. °F													
	500	550	600	620	640	660	680	700	800	900	1000	1200	1400	1600
v....	1.1231	1.2155	1.3005	1.3332	1.3652	1.3967	1.4276	1.4384	1.6074	1.7616	1.8928	2.170	2.443	2.714
450 h....	1238.4	1272.0	1302.8	1214.6	1326.2	1337.5	1348.8	1359.9	1414.3	1467.7	1521.0	1628.6	1738.7	1861.9
(456.28) s....	1.5095	1.5437	1.5735	1.5845	1.5951	1.6054	1.6153	1.6250	1.6099	1.7106	1.7486	1.8177	1.9803	1.9381
v....	0.9927	1.0600	1.1591	1.1883	1.2186	1.2478	1.2763	1.3044	1.4405	1.5715	1.6096	1.9504	2.197	2.442
500 h....	1231.3	1266.8	1298.6	1310.7	1322.6	1334.2	1345.7	1357.0	1412.1	1466.0	1519.6	1627.6	1737.9	1851.3
(467.01) s....	1.4919	1.5280	1.5588	1.5701	1.5810	1.5915	1.6016	1.6115	1.6571	1.6962	1.7363	1.8056	1.8683	1.9262
v....	0.8852	0.9686	1.0431	1.0714	1.0969	1.1259	1.1533	1.1783	1.3068	1.4241	1.5414	1.7704	1.9957	2.219
550 h....	1223.7	1261.2	1294.3	1306.8	1318.9	1330.8	1342.5	1354.0	1409.9	1464.3	1518.2	1626.6	1737.1	1850.6
(476.94) s....	1.4751	1.5131	1.5451	1.5568	1.5680	1.5787	1.5890	1.5991	1.6452	1.6868	1.7250	1.7946	1.8575	1.9156
v....	0.7947	0.8753	0.9463	0.9729	0.9988	1.0241	1.0489	1.0732	1.1899	1.3013	1.4096	1.6208	1.8279	2.033
600 h....	1215.7	1255.5	1289.9	1302.7	1315.2	1327.4	1339.3	1351.1	1407.7	1462.5	1516.7	1625.5	1736.3	1850.0
(486.21) s....	1.4596	1.4990	1.5323	1.5443	1.5558	1.5667	1.5773	1.5875	1.6342	1.6762	1.7147	1.7846	1.8476	1.9068
v....	.....	0.7277	0.7934	0.8177	0.8411	0.8639	0.8860	0.9077	1.0108	1.1082	1.2024	1.3853	1.5641	1.7405
700 h....	.....	1243.2	1280.6	1294.3	1307.5	1320.3	1332.8	1345.0	1403.2	1459.0	1515.9	1623.5	1734.8	1848.8
(503.10) s....	.....	1.4722	1.5064	1.5212	1.5223	1.5449	1.5559	1.5665	1.6147	1.6572	1.6962	1.7666	1.8299	1.8881
v....	.....	0.6154	0.6779	0.7006	0.7223	0.7433	0.7635	0.7833	0.8763	0.9623	1.0470	1.2066	1.3662	1.5214
800 h....	.....	1229.8	1270.7	1285.4	1299.4	1312.9	1325.9	1335.6	1398.6	1455.4	1511.0	1621.4	1733.2	1847.5
(518.23) s....	.....	1.4467	1.4863	1.5000	1.5129	1.5250	1.5366	1.5476	1.5972	1.6407	1.6801	1.7510	1.8146	1.8729
v....	.....	0.5264	0.5873	0.6089	0.6294	0.6491	0.6680	0.6863	0.7716	0.8506	0.9262	1.0714	1.2124	1.3509
900 h....	.....	1215.0	1250.1	1275.9	1290.9	1305.1	1318.8	1332.1	1393.9	1451.8	1508.1	1619.3	1731.6	1846.2
(531.98) s....	.....	1.4216	1.4653	1.4800	1.4938	1.5066	1.5187	1.5303	1.5814	1.6257	1.6656	1.7371	1.8009	1.8595
v....	.....	0.4533	0.5140	0.5350	0.5546	0.5733	0.5912	0.6084	0.6878	0.7604	0.8294	0.9615	1.0893	1.2146
1000 h....	.....	1196.3	1248.8	1265.9	1281.9	1297.0	1311.4	1325.3	1389.2	1448.2	1505.1	1617.3	1730.0	1845.0
(544.61) s....	.....	1.3961	1.4450	1.4610	1.4757	1.4893	1.5021	1.5141	1.5670	1.6121	1.6525	1.7245	1.7886	1.8474
v....	.....	.....	0.4532	0.4738	0.4929	0.5110	0.5281	0.5445	0.6191	0.6866	0.7503	0.8716	0.9885	1.1031
1100 h....	.....	.....	1236.7	1255.3	1272.4	1288.5	1303.7	1318.3	1384.3	1444.5	1502.2	1615.2	1728.4	1843.8
(556.31) s....	.....	.....	1.4251	1.4425	1.4583	1.4728	1.4862	1.4989	1.5535	1.5995	1.6406	1.7130	1.7775	1.8262
v....	.....	.....	0.4016	0.4222	0.4410	0.4586	0.4752	0.4909	0.5617	0.6250	0.6843	0.7967	0.9046	1.0101
1200 h....	.....	.....	1223.5	1243.9	1262.4	1279.6	1295.7	1311.0	1379.3	1440.7	1499.2	1613.1	1726.9	1842.5
(567.22) s....	.....	.....	1.4052	1.4243	1.4413	1.4568	1.4710	1.4843	1.5409	1.5879	1.6293	1.7025	1.7672	1.8263
v....	.....	.....	0.3174	0.3390	0.3580	0.3753	0.3912	0.4062	0.4714	0.5281	0.5805	0.6789	0.7727	0.8640



1400	k	.....	.....	1193.0	1218.4	1240.4	1260.3	1278.5	1295.5	1369.1	1433.1	1493.2	1606.9	1723.7	1840.0
(587.10)	s	.....	.....	1.3639	1.3877	1.4079	1.4258	1.4419	1.4567	1.5177	1.5666	1.6093	1.6836	1.7489	1.8063
	v	.....	.....		0.3733	0.2936	0.3112	0.3271	0.3417	0.4034	0.4553	0.5027	0.5906	0.6728	0.7545
1600	h	.....	.....		1187.8	1215.2	1238.7	1259.6	1278.7	1358.4	1425.3	1487.0	1604.6	1720.5	1837.5
(604.90)	s	.....	.....		1.3489	1.3741	1.3952	1.4137	1.4303	1.4964	1.5476	1.5914	1.6669	1.7328	1.7926
	v	.....	.....			0.2407	0.2597	0.2760	0.2907	0.3502	0.3986	0.4421	0.5218	0.5968	0.6093
1800	h	.....	.....			1185.1	1214.0	1238.5	1260.3	1347.2	1417.4	1480.8	1600.4	1717.3	1835.0
(621.03)	s	.....	.....			1.3377	1.3628	1.3855	1.4044	1.4765	1.5301	1.5752	1.6520	1.7185	1.7766
	v	.....	.....			0.1936	0.2161	0.2337	0.2489	0.3074	0.3532	0.3935	0.4668	0.5252	0.6011
2000	h	.....	.....			1145.6	1184.9	1214.8	1240.0	1336.5	1409.2	1474.5	1596.1	1714.1	1822.5
(635.82)	s	.....	.....			1.2945	1.3300	1.3564	1.3782	1.4576	1.5139	1.5602	1.6384	1.7065	1.7886
	v	.....	.....					0.1484	0.1686	0.2294	0.2710	0.3061	0.3678	0.4244	0.4784
2500	h	.....	.....					1132.3	1176.8	1303.6	1387.8	1458.4	1585.3	1706.1	1826.2
(668.13)	s	.....	.....					1.2687	1.3073	1.4127	1.4772	1.5273	1.6088	1.6775	1.7389
	v	.....	.....						0.0964	0.1760	0.2159	0.2476	0.3018	0.3505	0.3966
3000	h	.....	.....						1060.7	1267.2	1365.0	1441.8	1574.3	1698.0	1819.9
(495.36)	s	.....	.....						1.1966	1.3690	1.4439	1.4984	1.5837	1.6540	1.7163
	v	.....	.....							0.1583	0.1961	0.2288	0.2806	0.3267	0.3703
3286.2	h	.....	.....							1250.5	1355.2	1434.7	1569.8	1694.6	1817.2
(706.40)	s	.....	.....							1.3506	1.4309	1.4874	1.5742	1.6452	1.7080
	v	.....	.....						0.0806	0.1364	0.1762	0.2058	0.2546	0.2977	0.3381
3500	h	.....	.....						780.5	1224.9	1340.7	1424.5	1563.3	1689.8	1813.6
	s	.....	.....						0.9515	1.3241	1.4127	1.4723	1.5615	1.6336	1.6968
	v	.....	.....						0.0287	0.1062	0.1462	0.1743	0.2192	0.2581	0.2943
4000	h	.....	.....						763.8	1174.8	1314.4	1406.8	1562.1	1681.7	1807.2
	s	.....	.....						0.9347	1.2757	1.3827	1.4482	1.5417	1.6154	1.6795
	v	.....	.....						0.0276	0.0798	0.1226	0.1500	0.1917	0.2273	0.2602
4500	h	.....	.....						753.5	1113.9	1286.5	1388.4	1540.8	1673.5	1800.9
	s	.....	.....						0.9235	1.2204	1.3529	1.4253	1.5235	1.5990	1.6040
	v	.....	.....						0.0268	0.0593	0.1036	0.1302	0.1696	0.2027	0.2329
5000	h	.....	.....						746.4	1047.1	1256.5	1369.5	1629.5	1665.2	1794.5
	s	.....	.....						0.9152	1.1622	1.3231	1.4034	1.5066	1.5839	1.6499
	v	.....	.....						0.0262	0.0463	0.0880	0.1143	0.1516	0.1825	0.2106
5500	h	.....	.....						741.3	985.0	1224.1	1349.3	1518.2	1657.0	1788.1
	s	.....	.....						0.9090	1.1093	1.2930	1.3821	1.4908	1.5699	1.6309

Source: Abridged from *Thermodynamic Properties of Steam*, by Joseph H. Keenan and Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, New York, 1937.



## Anexo 7. Cálculo de eficiencia para la generación de vapor

Para determinar la eficiencia de la recuperación de calor a partir del calor contenido en los gases de combustión de cada propuesta se realizó en base a las siguientes ecuaciones donde se toma en cuenta los flujos de gases y el vapor generado:

$$\varepsilon_{HRSG} = \frac{mv*(h_{vapor\ sobrecalentado} - h_{agua\ de\ alimentación})}{mg*Cpg*(Tg - Tw)} \quad \text{Ecuación 65}$$

- mv = flujo de vapor sobrecalentado
- h = entalpía
- mg = flujo de los gases de combustión
- Cpg = poder calorífico de los gases
- Tg = temperatura de los gases
- Tw = temperatura del agua de alimentación

Para el caso de la propuesta 3 se tiene 2 niveles de presión, se sumaron los flujos de vapor de media y alta presión con sus entalpías respectivas y se dividió por el máximo calor cedido dando como resultado la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_{HRSG.HP,MP} = \frac{(mv*(h_{vs} - h_{wa}))_{HP} + (mv*(h_{vs} - h_{wa}))_{MP}}{mg*Cpg*(Tg1 - Tw)} \quad \text{Ecuación 66}$$

Donde:

- mv = flujo de vapor sobrecalentado
- h vs = entalpía del vapor sobrecalentado
- h wa = entalpía de agua de alimentación
- mg = flujo de los gases de combustión
- Cpg = poder calorífico de los gases
- Tg = temperatura de los gases
- Tw = temperatura del agua de alimentación