

**ANÁLISIS Y FORMULACIÓN DE RECOMENDACIONES TÉCNICAS DE LOS
SERVICIOS INDUSTRIALES (VAPOR Y AGUA DE ENFRIAMIENTO) EN LA
PLANTA CRACKING ORTHOFLOW**

NEYLA MARITHZA BROCHERO CONDE

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO-QUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA QUÍMICA
BUCARAMANGA
OCTUBRE, 2005**

**ANÁLISIS Y FORMULACIÓN DE RECOMENDACIONES TÉCNICAS DE LOS
SERVICIOS INDUSTRIALES (VAPOR Y AGUA DEENFRIAMIENTO) EN LA
PLANTA CRACKING ORTHOFLOW**

NEYLA MARITHZA BROCHERO CONDE

**Proyecto de Grado para optar por el título de
Ingeniera Química**

**Director:
ALVARO RAMIREZ GARCIA
Ingeniero Químico, Ph. D.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA
BUCARAMANGA
OCTUBRE, 2005**

DEDICATORIA

Este triunfo lo dedico a mis padres, que con gran esfuerzo y amor me ayudaron a cumplir esta meta y a Dios por hacer de mi, esta su voluntad.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas de la empresa ECOPETROL S.A. que me colaboraron a desarrollar éste, mi trabajo de grado, y a mi director de proyecto el cual con sus conocimientos orientaron mi trabajo para su rápida culminación.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	1
1. MARCO TEORICO	3
1.1 GENERALIDADES	3
1.1.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE 400 PSI DE LA PLANTA CRACKING ORTHOFLOW:.....	3
1.1.2 DESCRIPCIÓN DE LA RED DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LA PLANTA CRACKING ORTHOFLOW	5
1.1.2.1 <i>Descripción del sistema de vacío del condensador de vapor gastado:.....</i>	7
1.2 GENERACIÓN DE VAPOR	9
1.2.1 CALIDAD DEL AGUA DE CALDERAS:.....	9
1.2.3 GASES DE COMBUSTIÓN:.....	12
1.2.3.1 <i>Análisis ORSAT:</i>	13
1.3 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	13
1.3.1 MODELO DE SIMULACIÓN	14
1.3.2 DESEMPEÑO DEL CONDENSADOR DE VAPOR GASTADO.....	14
1.3.3 SISTEMA DE VACÍO:	17
1.3.3.1 <i>Los eyectores.....</i>	17
1.3.3.2 <i>Trampas de Vapor y Sistemas de Condensado.....</i>	18
2. DESARROLLO METODOLÓGICO.....	20
2.1 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA METODOLOGÍA UTILIZADA	20
2.2. DOCUMENTACIÓN Y ENFOQUE DEL PROYECTO.	21
2.3 ANÁLISIS Y MEDICIÓN DE LAS VARIABLES DE PROCESO	21
2.3.1 EQUIPOS EMPLEADOS PARA LA MEDICIÓN DE VARIABLES:.....	21

2.4 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL.....	22
2.4.1 HOJA DE CÁLCULO PARA EFICIENCIA TÉRMICA DE LAS CALDERETAS E527 Y B520: 23	
2.4.1.1 <i>Cálculos y ecuaciones utilizadas para determinar la eficiencia térmica de las calderetas E527 y B520</i>	24
2.5 ANÁLISIS DE CALIDAD DEL AGUA DE CALDERAS SUMINISTRADA A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL	26
2.6 RECOPIACIÓN DE DATOS NECESARIOS PARA EL MODELO HIDRÁULICO	28
2.7 SIMULACIÓN DE LA RED HIDRÁULICA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN INPLANT.....	30
2.7.1 GENERACIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN HIDRÁULICA	30
2.7.2. CONSIDERACIONES ASUMIDAS PARA EL MODELAMIENTO:.....	34
2.7.3 BASES DE CÁLCULO:.....	35
2.7.4 SENSIBILIDAD HIDRÁULICA DE LA RED	36
2.8 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDESACIÓN DE VAPOR GASTADO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS	36
2.8.1 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE VACÍO:.....	37
2.8.1.1 <i>Restricción de flujo de vapor de arrastre en los eyectores:</i>	37
2.8.1.2 <i>Prueba de Oxígeno disuelto en el condensado:</i>	37
2.8.1.2 <i>Retrolavado a los post-condensadores:</i>	38
2.8.1.3 <i>Prueba en Trampas de vapor:</i>	38
2.8.2 DESEMPEÑO DEL CONDENSADOR:	39
3. ANÁLISIS Y RESULTADOS	40
3.1 ANÁLISIS Y MEDICIÓN DE LAS VARIABLES DE PROCESO	40
3.1.1 GENERACIÓN DE VAPOR:.....	40
3.1.2 RED DE AGUA DE ENFRIAMIENTO:	42

3.2 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL.....	44
3.3 ANÁLISIS DE CALIDAD DEL AGUA DE CALDERAS SUMINISTRADA A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL	47
3.4 RECOPIACIÓN DE DATOS NECESARIOS PARA EL MODELO HIDRÁULICO	48
3.5 SENSIBILIDAD DEL MODELO DE LA RED HIDRÁULICA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN INPLANT	49
3.5.1 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD.....	51
3.6 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDESACIÓN DE VAPOR GASTADO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS	55
3.6.1 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE VACÍO.....	55
3.6.1.1 <i>Restricción de flujo de vapor de arrastre en los eyectores:</i>	55
3.6.1.2 <i>Prueba de oxígeno en el condensado:</i>	57
3.6.1.3 <i>Retrolavado a los post-condensadores:</i>	57
3.6.1.4 <i>Prueba en Trampas de vapor:</i>	57
3.7.1 DESEMPEÑO DEL CONDENSADOR	57
CONCLUSIONES	59
RECOMENDACIONES.....	61
ANEXOS.....	63

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Sistema de generación de Vapor de la planta Cracking Orthoflow.....	5
Figura 2. Diagrama del sistema de agua de enfriamiento de la planta Cracking Orthoflow	6
Figura 3. Diseño clásico del eyector termocompresor.....	18
Figura 4. Hoja de cálculo de eficiencia térmica de calderetas E527 y B520... ..	24
Figura 5. Diagrama general del modelo de simulación de la red de agua de enfriamiento de la torre enfriadora.....	31
Figura 6. Primera sección de la simulación de la red hidráulica de Orthoflow.....	32
Figura 7. Configuración de la segunda sección del modelo de simulación de la red hidráulica de Orthoflow.....	33

LISTA DE GRÁFICAS

	Pág.
Gráfica 1. Relaciones básicas de temperatura en un condensador de Vapor gastado.....	16
Gráfica 2. Presión del vapor Vs Temperatura a diferentes porcentajes de Mezcla vapor-aire.....	19
Gráfica 3. Variación de la temperatura de los gases de chimenea vs. Producción de vapor vs. Carga.....	41
Gráfica 4. Eficiencia de las calderetas E-527 y B520 Vs Flujo de gases de Combustión.....	45

Gráfica 5. Flujo de entrada de aire al regenerador Vs. Flujo de Gases de
Combustión.....46

Gráfica 6. Flujo de entrada de aire al regenerador Vs. Temperatura de Gases
De combustión.....46

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Codificación de equipos involucrados en la generación de vapor de La Cracking Orthoflow.....	22
Tabla 2. Parámetros de calidad del agua de calderas para la Cracking Orthoflow.....	26
Tabla 3. Equipos de enfriamiento en Orthoflow.....	29
Tabla 4. Datos promedio del año 2004 para la generación de vapor.....	41
Tabla 5. Datos consolidados de mediciones de las variables de proceso de los intercambiadores de agua de enfriamientos.....	43
Tabla 6. Datos para cálculo de eficiencia de calderetas E527 y B520.....	44
Tabla 7. Flujo de gases combustión y eficiencia de calderetas E527 y B520.....	44
Tabla 8. Resultados de pruebas a aguas para calderas.....	47
Tabla 9. Diámetros de equipos que conforman la red de agua de enfriamiento De la Cracking Orthoflow.....	49
Tabla 10. Datos de diseño de bombas suministro de agua de enfriamiento a La Cracking Orthoflow.....	50
Tabla 11. Datos de operación de los intercambiadores en el modelo de Simulación.....	51
Tabla 12. Resultados de sensibilidad hidráulica de la red de agua de Enfriamiento de Orthoflow.....	52
Tabla 13. Desempeño de condensador de vapor gastado.....	59

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1. Parámetros estándar para la manipulación del medidor de flujo Ultrasónico.....	63
Anexo 2. Hojas de cálculo para evaluación del sistema de condensado de vapor gastado.....	64
Anexo 3. Norma ASME PTC 12.2-1998, para cálculo de desempeño de condensadores de vapor gastado.....	66
Anexo 4. Comparación de variables de operación en la generación de vapor De la Cracking Orthoflow.....	73
Anexo 5. Datos calculados mediante sensibilidad hidráulica de la red de agua De enfriamiento de la Cracking Orthoflow.....	75

TITULO: ANÁLISIS Y FORMULACIÓN DE RECOMENDACIONES TÉCNICAS DE LOS SERVICIOS INDUSTRIALES (VAPOR Y AGUA DE ENFRIAMIENTO) EN LA PLANTA CRACKING ORTHOFLOW*

AUTOR: Neyla Marithza Brochero Conde

PALABRAS CLAVES:

Servicios Industriales, Cracking, Vapor, agua de enfriamiento.

RESUMEN:

En los procesos químicos los servicios industriales juegan un papel muy importante, el análisis y la evaluación de estos se hacen necesarios para realizar mejoras que aumenten su aprovechamiento y disminuyan su costo.

Este trabajo se desarrolló entorno a la planta Cracking Orthotflow de Barrancabermeja, la cual prosee problemas puntuales con respecto a la generación de vapor y en el sistema de agua de enfriamiento, los cuales han generado inconvenientes como: a) Pérdida de eficiencia térmica en los intercambiadores de calor residual que generan vapor de 400 psi; b) Deficiencia en la calidad y suministro del condensado que entra a los intercambiadores de calor residual; c) Disminución del flujo de agua de enfriamiento utilizado en el condensador de vapor residual de la planta; d) Equipos con flujo de agua por fuera de las condiciones de diseño debido al cambio de perfil de presión en la red hidráulica.

Con el estudio de estos sistemas se encontró que la planta posee problemas de presionamiento en la red hidráulica de agua de enfriamiento y ensuciamiento de la caldereta de intercambio con Slurry (B520), lo que genera problemas específicos en el condensador de vapor gastado y en la generación global de vapor de la planta respectivamente.

* Trabajo de grado

**Escuela de Ingeniería Química, Universidad Industrial de Santander. E-mail: neyla_brochero@hotmail.com.

Director: Ph. D. Alvaro Ramírez García

TITLE: ANALISIS AND FORMULATION OF THECNICALS RECOMEDATIONS OF THE INDUSTRIAL SERVICES (STEAM AND COOL WATER) IN THE CRACKING ORTHOFLOW PLANT*

AUTHOR: Neyla Marithza Brochero Conde **

Key works:

Industrial services, Cracking, Steam, cooling water

ABSTRACT:

In the chemical process the industrial services play a very important paper, the analysis and the evaluation of these they become necessary for carry out improvements that increase their use and diminish their cost.

This work was developed environment to the plant Cracking Orthotflow of Barrancabermeja, which possesses punctual problems with regard to the generation of steam and in the system of cooling water, which have generated inconvenience like: a) Loss of thermal efficiency in the exchanger of residual heat that generate vapor of 400 psi; b) Deficiency in the quality and supply of the condensed that enters to the exchanger of residual heat; c) Decrease of the flow of cooling water used in the condenser of residual vapor of the plant; d) Teams with flow of water on the outside of the design conditions due at the change of profile of pressure in the hydraulic net.

With the study of these systems it was found that the plant possesses hig pressure problems in the hydraulic net of cooling water and pollution of the exchanger with Slurry (B520), what generates specific problems in the condenser of wornout vapor and in the global generation of vapor of the plant respectively.

* Trabajo de grado

**Escuela de Ingeniería Química, Universidad Industrial de Santander. E-mail: neyla_brochero@hotmail.com.

Director: Ph. D. Alvaro Ramírez García

INTRODUCCION

En los procesos químicos los servicios industriales juegan un papel muy importante, el análisis y la evaluación de estos se hacen necesarios para realizar mejoras que aumenten su aprovechamiento y disminuyan su costo.

El vapor es el fluido mas utilizado para el calentamiento en las corrientes de procesos industriales y debido a la necesidad del mejoramiento continuo en la industria encaminado a la optimización de los procesos, es importante hacer un aprovechamiento integral de la energía que se consume y genera, lográndose además de un ahorro económico, disminuir la contaminación ambiental.

En el caso particular de la Planta Cracking Orthoflow de Barrancabermeja los problemas que actualmente se presentan con respecto a la generación de este servicio son:

- Pérdida de eficiencia térmica en los intercambiadores de calor residual que generan vapor de 400 psi el cual es utilizado como suministro del 60% del requerimiento en la planta.
- Deficiencia en la calidad y suministro del condensado que entra a los intercambiadores de calor residual ya que es indispensable mantener las condiciones del vapor producido con el fin de no deteriorar los equipos que lo consumen.

Otro de los servicios comúnmente utilizado para el enfriamiento es el agua; garantizar el flujo y la temperatura adecuada es de vital importancia para el buen desempeño de los equipos.

Debido a la ampliación de la planta se han instalado algunos equipos que requieren de este servicio y generan un mayor consumo y cambios en la red hidráulica. Estos cambios han generado algunos inconvenientes como:

- Disminución del flujo de agua de enfriamiento utilizado en el condensador de vapor residual de la planta, que ocasiona un mayor consumo de vapor en las turbinas.
- Equipos con flujo de agua por fuera de las condiciones de diseño debido al cambio de perfil de presión en la red hidráulica, lo que causa un incremento de temperatura en las corrientes de proceso.

Con el propósito de generar recomendaciones que ayuden al mejoramiento de estos servicios se ha realizado un análisis del sistema operacional de generación de vapor de 400 psi y el modelamiento hidráulico de la red de tuberías que conforman el suministro y retorno de agua de enfriamiento de la planta.

1. MARCO TEORICO

1.1 GENERALIDADES

La unidad de la Cracking Catalitica Orthoflow de la Gerencia Complejo Barrancabermeja, ECOPETROL S.A fue modernizada y rediseñada para procesar 26.000 BPSD de carga mezclada, compuesta por 63 % de gasóleo virgen y 37 % de aceite demetalizado (DMO) con el fin de generar los siguientes productos:

- Gasolina no estabilizada
- Aceite liviano.
- Slurry.
- Vapor de 400 psi mediante el aprovechamiento del calor de los gases de combustión en un intercambiador de calor residual.

1.1.1 Descripción del sistema de generación de vapor de 400 psi de la Planta Cracking Orthoflow: La URC Orthoflow cuenta con dos intercambiadores de calor que generan vapor de 400 psi; las corrientes con las que intercambia calor son el slurry que sale como producto de la planta y los gases resultantes de la combustión del coque en el proceso de ruptura catalítica.

Con el vapor de 400 psi que se genera en la planta se alcanza a cubrir alrededor del 60% del consumo total, el 40% faltante es suministrado por las plantas de generación de vapor de la refinería.

El intercambiador que tiene como corriente de proceso el slurry producto, esta diseñado para generar 47000 LBH de vapor saturado de 400 psi si se le suministra un flujo de condensado de 121 gpm. Para estas condiciones de diseño se necesita un flujo de slurry de 1234 BPH a una temperatura de 670°F. En la actualidad los datos promedios de estos flujos son: Generación de vapor 22000 LBH y flujo de slurry 490 BPH a una temperatura de 670°F.

El intercambiador de gases de combustión fue diseñado en la modernización de la planta con el fin de obtener un aprovechamiento energético. Esta dividido en dos secciones, la primera de evaporación que genera vapor saturado y la segunda de supercalentamiento en la cual recibe el vapor generado en la primera sección y el vapor saturado producido por el intercambiador de slurry producto; presenta por el lado casco una temperatura promedio de 1310°F y una presión de 0.1 psi, lo que indica que es una caldereta de tiro natural.

Este último intercambiador esta diseñado para producir 106755 LBH de vapor sobrecalentado, cuando se introducen las 47000 LBH de vapor saturado provenientes del intercambiador de slurry, la temperatura a la cual sale el vapor sobrecalentado de la segunda sección del intercambiador de gases de combustión es de aproximadamente 830°F la cual se disminuye a 750°F por medio de inyección de condensado aumentando su flujo de vapor en 500 LBH aproximadamente. Ver figura 1.

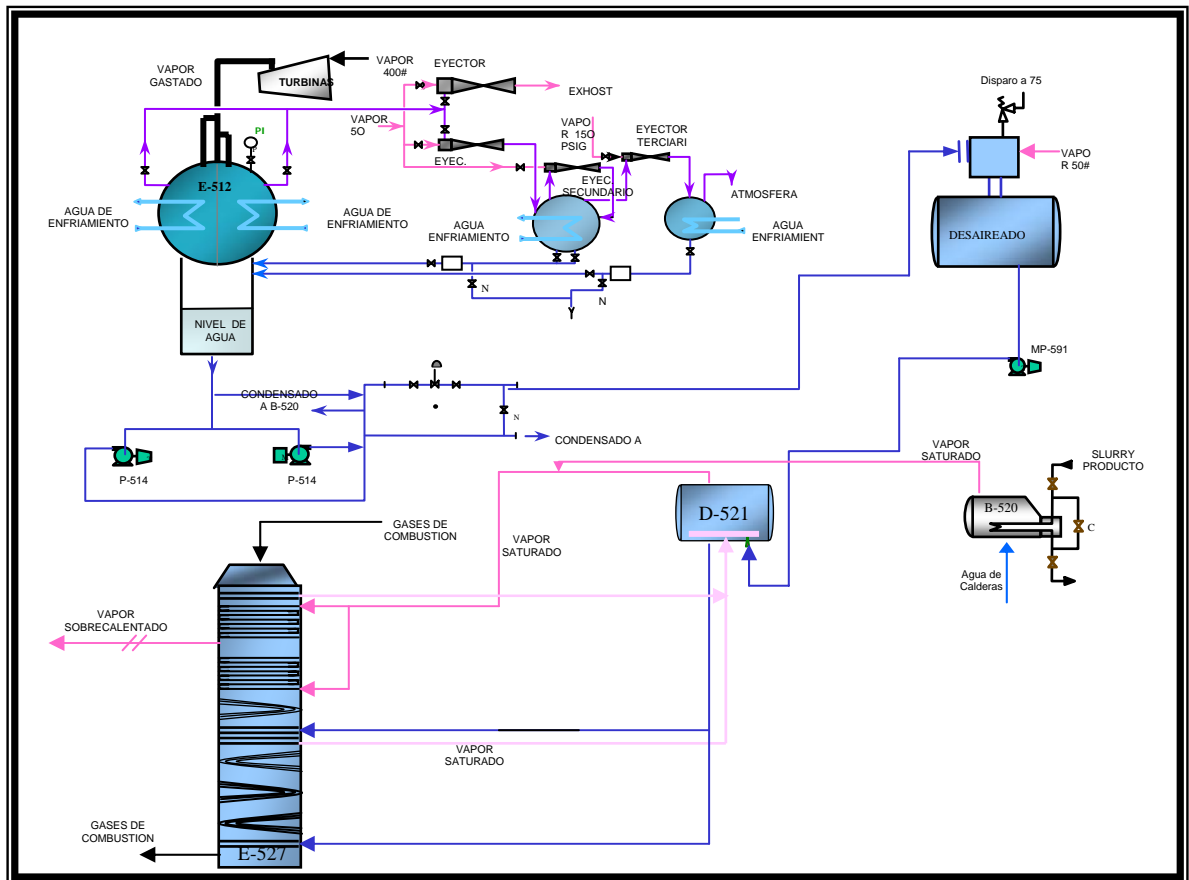


Figura 1. Sistema de generación de Vapor de la planta Cracking Orthoflow

1.1.2 Descripción de la red de agua de enfriamiento de la Planta Cracking Orthoflow: La torre de agua de enfriamiento aledaña a la planta es la encargada de proporcionar este servicio a las Plantas de Cracking Orthoflow y Topping 2100 (Sección Atmosférica).

La red de distribución de este servicio dentro de la Cracking Orthoflow está configurada en dos cabezales (tuberías principales) que se derivan de una línea común de 30 in, donde se unen las líneas de descarga de las bombas que hacen posible el suministro. El cabezal principal de la red abastece la mayoría de enfriadores ubicados en la sección sur de la planta y el cabezal secundario creado

en la ampliación de la planta atraviesa esta por el costado norte uniéndose los dos cabezales al lado oeste de la planta configurando un anillo. Ver figura 2.

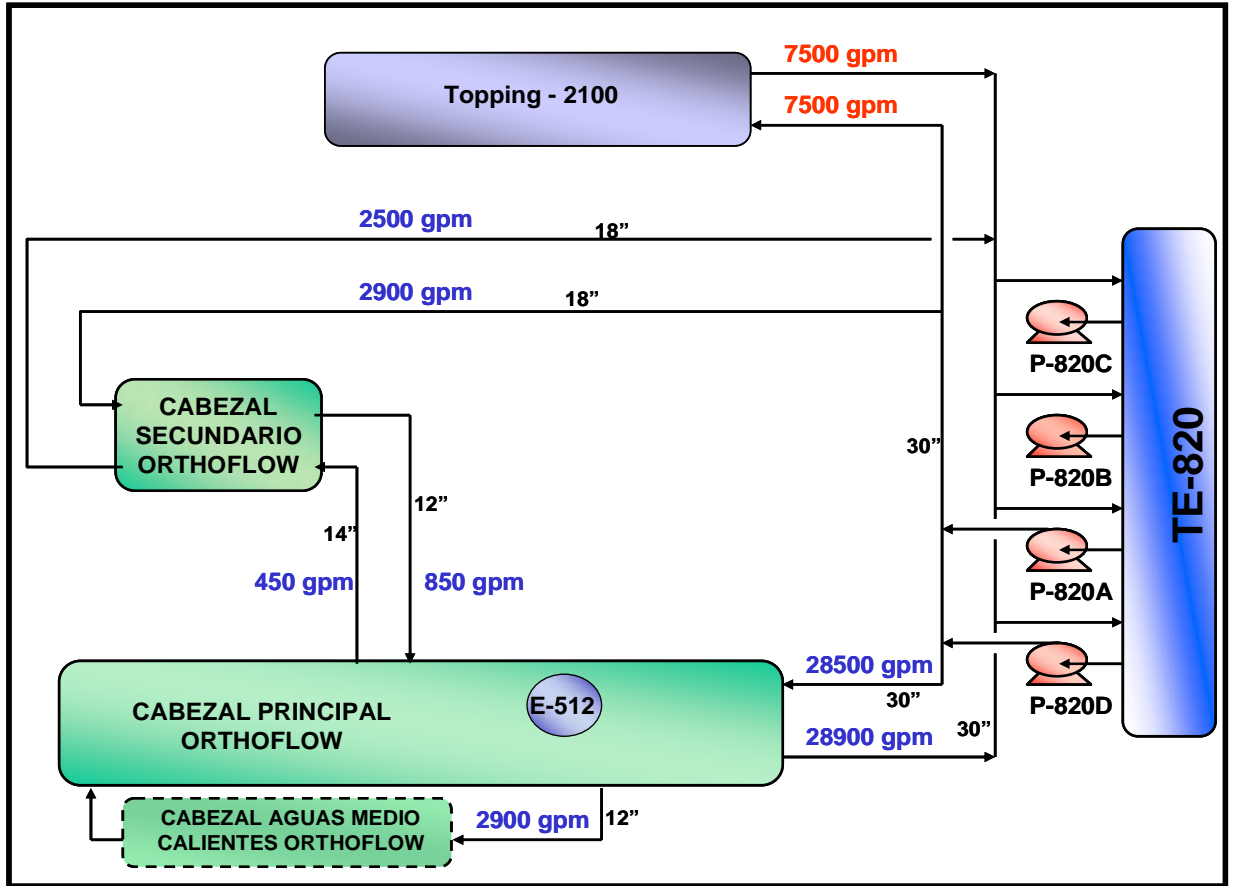


Figura 2. Diagrama del sistema de agua de enfriamiento de la planta Cracking Orthoflow

Actualmente la torre le suministra a la Cracking Orthoflow por el cabezal principal (tubería de 30 in) aproximadamente 28500 gpm y por el cabezal secundario (tubería de 18 in) alrededor de 2900 gpm; a la Planta de Topping 7500 gpm sumando esto un suministro de agua desde la torre enfriadora de cerca de 39000 gpm.

La Planta Cracking Orthoflow posee además un cabezal interno (línea de 12 in) el cual está configurado para recoger el agua de salida de tres intercambiadores que por sus condiciones entregan agua a temperaturas relativamente bajas (menor a

95°F). Esta agua es utilizada en cuatro intercambiadores hasta llegar a una temperatura de salida de 115°F aproximadamente, para equilibrar el flujo de este cabezal, existe una línea de bypass (desvío) con el fin de retirar el agua adicional hacia el cabezal principal de retorno de agua caliente a la torre enfriadora.

El intercambiador que enfría el vapor residual de las turbinas requiere un alto flujo de suministro de agua (11800 gpm), por tal razón del cabezal principal de la red se deriva un cabezal enterrado de 24" hacia este equipo, antes de entrar a este intercambiador se divide el flujo de agua por tuberías de 16" para entrar a las secciones oriental y occidental ya que este equipo esta dividido en dos secciones por lado tubos. Igualmente, la salida esta configurada por dos tuberías de 16" que llegan al cabezal común de retorno de agua caliente hacia el cabezal principal de la red. Sin embargo, este cabezal es de 20" y según el diagnóstico inicial puede estar contribuyendo a la restricción hidráulica de la red.

Este intercambiador esta diseñado para tener una presión de vacío de 26 in H₂O por el lado casco, para lo cual se le ha adaptado un sistema de vacío (tres eyectores) los cuales son los encargados de eliminar el aire y residuos de hidrocarburo (incondensables) que pueda tener este vapor; conservar una buena presión de vacío en este equipo ayuda al libre movimiento de las turbinas generando un menor consumo de vapor.

El condensado que sale de este enfriador es la alimentación de los intercambiadores de generación de vapor de la planta, por esta razón es necesario mantener este equipo en buenas condiciones operacionales.

1.1.2.1 Descripción del sistema de vacío del condensador de vapor gastado:

El sistema de vacío está formado por tres eyectores que están en operación permanente, un eyector atmosférico el cual se utiliza en caso de emergencia, dos

post condensadores en los cuales se recupera el vapor arrastrado e inyectado, y un sistema de trampas.

En operación normal los incondensables son succionados por el eyector primario al cual se le inyecta vapor de 50 psi para su funcionamiento con el fin de condensar el vapor que fue arrastrado del condensador de vapor gastado y además el que se le inyectó, este flujo es descargado en un segundo condensador, lado occidental. Este es un intercambiador con agua de enfriamiento el cual posee una entrada y salida de agua por el lado tubos, pero por el lado casco se divide en dos quedando cada uno en operación independiente.

Los incondensables son succionados del lado occidental del segundo condensador por el eyector secundario al cual se le inyecta vapor de 50 psi, este descarga su flujo en la sección oriental donde se trata de condensar la mayor cantidad de vapor posible, finalmente el eyector terciario arrastra los incondensables que se encuentran en esta parte del condensador al que se le inyecta vapor de 150 psi, el flujo que succiona este eyector es descargado y condensado en un tercer condensador y los incondensables salen posteriormente a la atmósfera.

Cada línea de condensado esta regulada por una trampa termodinámica, la cual permite el paso de condensado que es finalmente depositado en la bota del condensador principal.

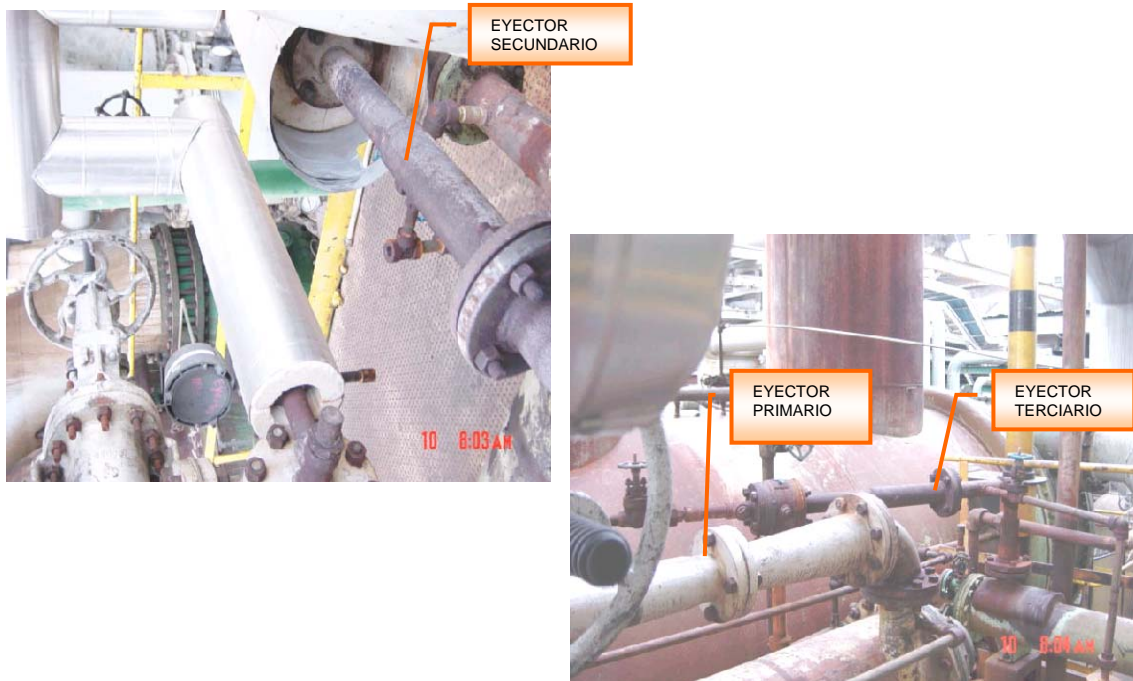


Foto 1. Sistema de vacío del condensador de vapor gastado de la Planta Cracking Orthoflow

1.2 GENERACIÓN DE VAPOR

En esencia, el vapor y el agua de carga de calderas consisten en un único componente, H₂O, y en mas pequeñas cantidades pero muy importantes, minerales, sales y gases condensables disueltos. La calidad del vapor y la calidad del agua son factores importantes en la gestión de energía de un sistema de vapor.

1.2.1 Calidad del agua de calderas: El vapor de 400 psi generado es suministrado a las turbinas que utilizan esta energía para producir trabajo mecánico, el vapor residual (vapor saturado) es llevado a un enfriador donde el condensado resultante del proceso es llevado a un desaireador donde se realiza el

tratamiento químico adecuado para ajustar el agua para la generación de vapor en los intercambiadores (calderetas).

Algunos parámetros por los que se puede medir las impurezas del agua de calderas son:

- **pH.** Es una medida de la actividad del ion hidrógeno, que se usa para indicar tanto la acidez como la alcalinidad del agua. En muchas aplicaciones industriales el pH determina de una manera decisiva si el agua puede usarse o no.
- **ALCALINIDAD.** Es la capacidad que tiene el agua de recibir ácidos sin cambiar substancialmente su pH. La alcalinidad en el agua se debe al contenido de hidróxidos - NaOH, Ca (OH)₂ - carbonatos - CO₃ - y bicarbonatos - HCO₃ .

Cuando los carbonatos y bicarbonatos se exponen a las temperaturas de la caldera se rompen liberando CO₂ según las siguientes reacciones:



Después el carbonato de sodio se rompe aún más hasta cáustico:



El gas dióxido de carbono se redisuelve cuando el vapor se condensa, y produce ácido carbónico corrosivo:



La cantidad de CO₂ es proporcional a la alcalinidad, a mayor alcalinidad, mayor generación de CO₂ y viceversa.

- **DUREZA.** El calcio y el magnesio entran a la caldera en forma de carbonatos y bicarbonatos. Estos últimos son denominados dureza temporal porque a altas temperaturas se descomponen en carbonatos no solubles con tendencia incrustante. El calcio y el magnesio también pueden entrar como sulfatos, y se llaman dureza permanente pues son estables con la temperatura. A temperaturas altas disminuye su solubilidad y tienden a precipitarse formando escamas sobre la superficie las cuales son duras y difíciles de remover o eliminar. Según su dureza, el agua ha sido clasificada de manera arbitraria por la ASTM de la siguiente forma:

1-60 ppm	suave	61-120 ppm	moderadamente dura
121-180 ppm	dura	>180 ppm	muy dura.

- **SÍLICE.** Bajo ciertas condiciones la sílice presente en el agua se deposita o incrusta formando escamas duras. Cuando se presentan arrastres, la sílice se deposita en los tubos del supercalentador y sobre los alabes de las turbinas. El control de la sílice se obtiene generalmente mediante el manejo adecuado de la purga continua.
- **CLORUROS.** Las concentraciones inferiores a 50 ppm no tienen efectos perjudiciales en la mayoría de las aplicaciones industriales. Alto contenido de cloruros en el agua acelera la corrosión en las superficies metálicas.
- **OXIGENO.** Es el principal causante de la corrosión, por lo que debe eliminarse totalmente del sistema, antes de que el agua entre en la caldera, usando para ello la desaireación mecánica, que consiste en el calentamiento del agua con una inyección de vapor en contra corriente lo que produce la evaporación o arrastre del oxígeno por el vapor. Sin embargo este proceso no es efectivo totalmente por lo que es preciso inyectar al agua un secuestrante, generalmente sulfito de sodio - Na SO_3 , que reacciona con el oxígeno libre formando sulfato que puede ser desalojado del sistema más adelante.

- **HIERRO.** La principal fuente de hierro es la corrosión que lo libera en forma iónica, así como ácidos que circulan en la caldera y que no pueden eliminarse en las purgas. Estos ácidos forman recubrimientos adherentes y pueden causar fallas en las tuberías debido a sobrecalentamiento.
- **PURGADO.** Se busca con ello controlar la concentración de químicos y de impurezas con el sangrado de una porción del agua de la caldera. Cuando el sangrado se hace en forma permanente se denomina purga continua y la cantidad de purga se controla con la abertura de la válvula y de acuerdo al valor a controlar de los residuales. La purga intermitente o extracción se hace en forma esporádica con el fin de desalojar los lodos formados que tienden a depositarse en los puntos bajos del circuito de la caldera, especialmente en los colectores.

Las impurezas solubles en el agua originan tres problemas:

- Las sales de calcio y magnesio, y ocasionalmente de hierro y sílice forman incrustaciones.
- Las sales de sodio normalmente no forman incrustaciones pero se concentran en el agua de calderas y causan espuma. Esto causa el arrastre de impurezas en el vapor.
- Los gases disueltos, tales como el oxígeno y el anhídrido carbónico, causan corrosión.

1.2.3 Gases de Combustión: Antes de enviar los gases provenientes de la combustión del coque al intercambiador de calor residual es necesario realizarle un análisis ORSAT, con el fin de determinar la calidad de la combustión.

1.2.3.1 Análisis ORSAT: El analizador ORSAT determina el análisis volumétrico de los gases formados en un proceso de combustión. El analizador simple, reporta las fracciones volumétricas de CO₂, CO, O₂ y N₂. Particularmente las calderas grandes disponen de analizadores automáticos continuos que reportan datos de composición de CO₂, O₂ y CO. Estos analizadores no reportan datos de agua, por lo tanto el análisis de los demás gases se reporta en base seca. Cuando el SO₂ no se reporta por separado, este viene absorbido en el CO₂.

El análisis de gases es muy útil para determinar las cantidades de aire y gases requeridos y producidos en la combustión.

El exceso de aire se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{O_2 - 0.5CO}{0.264N_2 - (O_2 - 0.5CO)} * 100$$

1.3 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Con el fin de realizar un modelo del sistema de agua de enfriamiento de la planta Cracking Orthoflow que solucionara la deficiencia de flujo de este servicio en el condensador de vapor gastado proveniente de las turbinas, se utilizó la herramienta de simulación denominada INPLANT, la cual fue pieza clave para realizar las sensibilidades hidráulicas del sistema.

1.3.1 Modelo de simulación: Un sistema para distribución de fluidos como agua de enfriamiento en una planta de proceso consiste de muchas tuberías que se interconectan en serie y en paralelo.

INPLANT, es una herramienta de simulación de redes hidráulicas (simples o complejas) que genera cálculos de flujo, presiones y temperaturas en las corrientes; con respecto a otros simuladores de este tipo posee la ventaja de permitir tener en cuenta cambios de elevación de las tuberías, pérdidas de presión por fricción y accesorios.

En el modelo, para propósitos de análisis, un punto en el cual varias líneas se interconectan es denominado “nodo”.

En el simulador INPLANT, tres principios son aplicables para establecer las tasas de flujo, presiones y dimensiones a través de la red:

- Cada nodo es caracterizado por una única presión P
- Los cálculos de pérdidas de presión debido a fricción aplican a las líneas que interconectan nodos.

La forma como se equilibra la red de acuerdo a la distribución de agua a los intercambiadores depende de las pérdidas de presión que se generan por obstrucción en intercambiadores, por fricción en tuberías y accesorios y por cambios de elevación de las tuberías e intercambiadores.

1.3.2 Desempeño del Condensador de vapor gastado: Los condensadores de vapor residual de las turbinas:

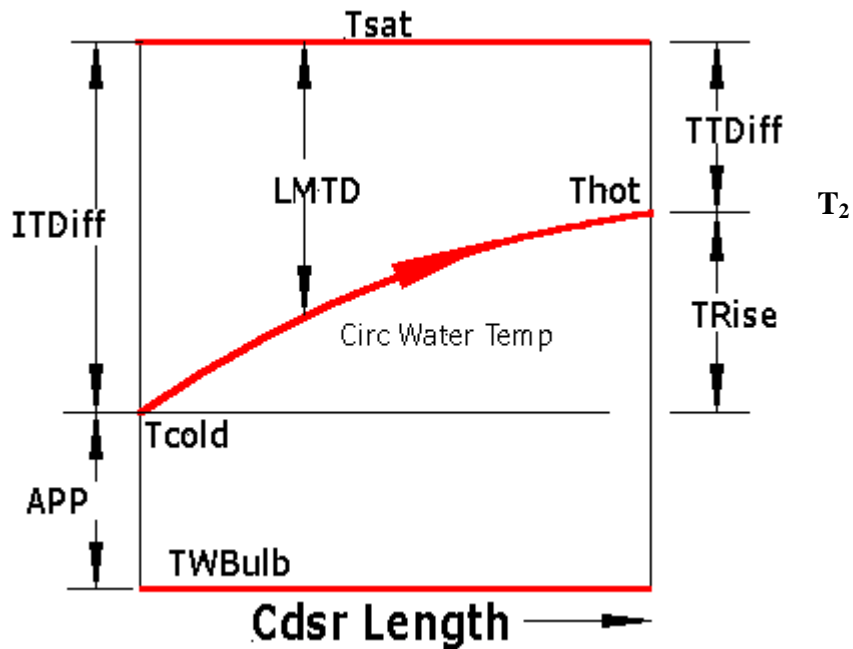
- Proporcionan la presión más baja posible al vapor residual de una turbina para lograr la mayor cantidad de trabajo que puede ser extraída de cada libra de vapor de suministro a la misma.
- Condensan el vapor gastado por contacto indirecto con la superficie fría de los tubos en un equipo de casco y tubos.
- Devuelven al ciclo, un condensado desgasificado de alta pureza.

A continuación se indican las relaciones básicas de temperatura en un condensador de superficie (Ver gráfica 1):

La mezcla de vapor (vapor gastado de la turbina) que entra al condensador por el lado casco a una presión absoluta de (P) pulgadas de Hg está a la temperatura de saturación (T_s) °F. La diferencia entre la temperatura de saturación correspondiente a la presión absoluta de entrada del vapor gastado al condensador T_s y la temperatura del agua de enfriamiento (T_1) a la entrada del condensador, se define como la *diferencia de temperatura inicial (ITDiff)*.

A medida que el agua de enfriamiento circula internamente por los tubos del condensador, su temperatura se eleva continuamente hasta que el agua de enfriamiento sale del condensador a la temperatura T_2 . La diferencia entre las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento se denomina *incremento de temperatura (TRise)*.

La diferencia entre la temperatura de saturación T_s y la temperatura de salida del agua de enfriamiento T_2 se conoce como la *diferencia de temperatura terminal o Acercamiento (approach), (TTDiff)*. De acuerdo con los estándares del Instituto de Intercambio de Calor para condensadores de vapor gastado, la diferencia de temperatura terminal no debe ser menor a 5°F.



Grafica 1. Relaciones básicas de temperatura en un condensador de vapor gastado

La diferencia de temperatura terminal es inversamente proporcional al estado de limpieza del condensador y como criterio de seguimiento, esta diferencia de temperatura no debe ser mayor de 15°F.

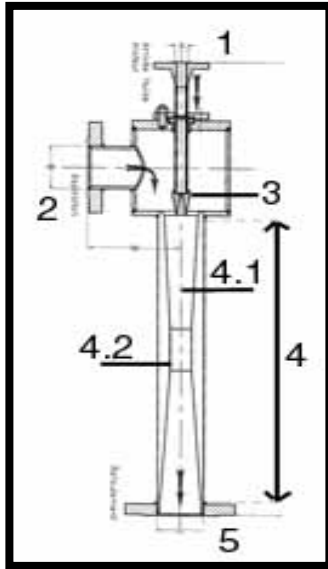
Subenfriamiento del condensado: También conocido como depresión del condensador corresponde al grado al cual el condensado se enfría por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a la presión medida en el lado casco del condensador. La temperatura del condensado se mide aguas arriba de la bomba de condensado.

La presión de condensación lograda en un condensador de vapor gastado se determina por la temperatura de salida del agua de enfriamiento. El factor que directamente afecta esta condición es el grado de ensuciamiento de los tubos a través de los cuales circula el agua de enfriamiento. Por esto es que un incremento en la condición de vacío es una indicación, principalmente, de mejora en la limpieza del equipo.

Sin embargo, la falla del sistema de venteo para remover los gases no condensables del condensador ocasiona presiones elevadas en el condensador. Comúnmente los gases no condensables presentes en un condensador corresponden a CO₂ producido cuando el agua de carga a las calderas se vaporiza, aire que entra al sistema por las bridas de la tubería y válvulas y/o por la mayor fuente de entradas de aire que es a través de los sellos mecánicos del eje de la turbina de la cual proviene el vapor gastado que entra al condensador de superficie. Por tal razón, para minimizar esta fuente de entrada, normalmente se mantienen 2 a 3 psig de presión de vapor alrededor de los sellos.

1.3.3 Sistema de Vacío: Como se había descrito anteriormente, el condensador de vapor gastado proveniente de las turbinas está sujeto a un sistema de vacío que permite eliminar los incondensables y generar una mayor presión de vacío en este equipo.

1.3.3.1 Los eyectores: Es un tipo simplificado de bomba de vacío o compresor, sin partes móviles, como válvulas, pistones, rotores, etc. Su funcionamiento está dado por el principio de conservación de la cantidad de movimiento de las corrientes involucradas. Se basa en la transmisión de energía por impacto de un chorro fluido a gran velocidad, contra otro fluido en movimiento o en reposo, para proporcionar una mezcla de fluido a una velocidad moderadamente elevada, que luego disminuye hasta obtener una presión final mayor que la inicial del fluido de menor velocidad. Ver figura 3.



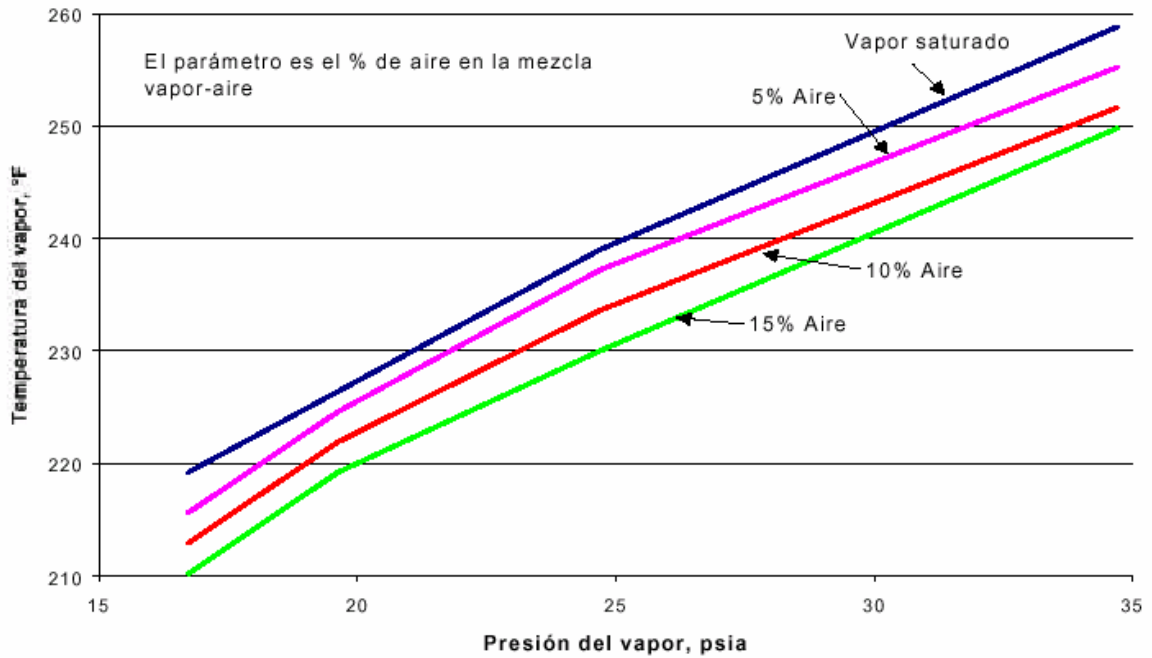
- 1. Tobera
- 2. Cámara de eyección
- 3. Cámara de aspersión
- 4.1 Cámara de mezcla
- 4.2 Zona de compresión

Figura 3. Diseño clásico del eyector termocompresor

La cámara de eyección incluye la sección de entrada de la corriente o fluido eyectado (también llamado secundario); en esta cámara, el fluido eyectado es arrastrado por el fluido motriz. La cámara de mezcla permite el mezclado íntimo entre los fluidos motriz y eyectado, lo que implica la aceleración del fluido eyectado y la desaceleración del fluido mezclado (mezcla del motriz y el eyectado), con el consiguiente aumento de presión. La tobera permite la expansión de la corriente o fluido motriz (también llamado primario o actuante) hasta un estado con alta velocidad.

1.3.3.2 Trampas de Vapor y Sistemas de Condensado: La función principal de una trampa de vapor es drenar los líquidos que se forman por la condensación del vapor en sistemas calentados por vapor, sin permitir que el vapor escape y mantener una temperatura adecuada del proceso. Adicionalmente, una buena trampa de vapor debe ser capaz de descargar el aire y los gases no condensables.

En la gráfica 2 se puede observar el efecto que tiene el contenido de aire sobre la temperatura del vapor, lo cual puede llegar al punto de enfriarlo lo suficiente para condensarlo.

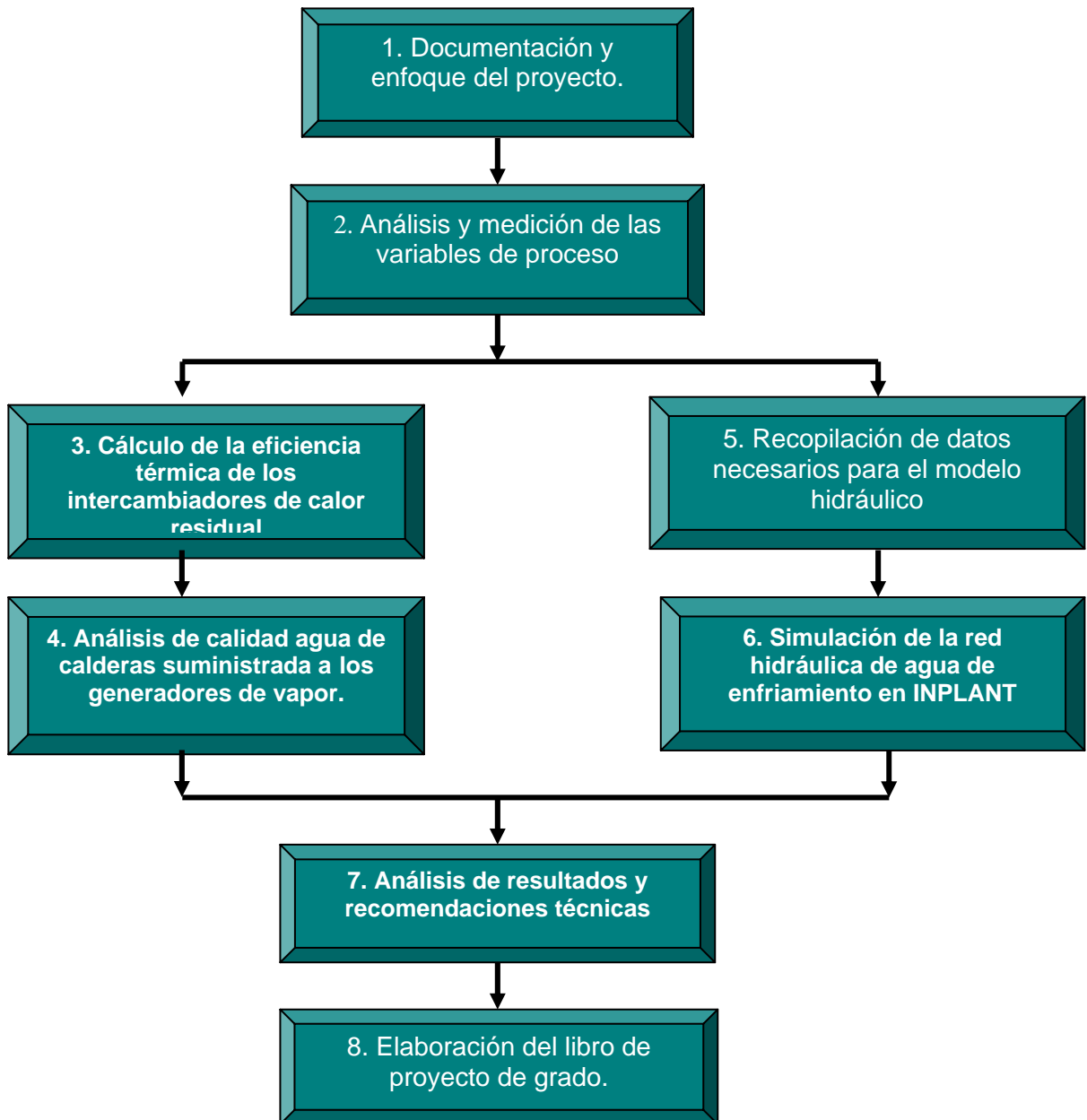


Gráfica 2. Presión del vapor Vs Temperatura a diferentes porcentajes de mezcla vapor-aire

Una trampa de vapor defectuosa pierde aproximadamente 50 LBH de vapor y cuando se descubre que esta defectuosa es posible que las fugas hayan estado presentes durante un periodo de seis meses aproximadamente. Si se tiene en cuenta la cantidad de trampas de vapor que puede existir en la planta este valor es significativo.

2. DESARROLLO METODOLÓGICO

2.1 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA METODOLOGÍA UTILIZADA



2.2. DOCUMENTACIÓN Y ENFOQUE DEL PROYECTO.

Inicialmente se llevó a cabo una amplia búsqueda de información acerca del funcionamiento de la planta Cracking Orthoflow y sus equipos, profundizándose en los temas concernientes a la generación de vapor y a la red hidráulica.

La revisión bibliográfica permitió encontrar los factores que podían tener mayor repercusión en los problemas que se observaban, lo que ayudó al planteamiento de unos objetivos claros y alcanzables para el trabajo realizado.

2.3 ANÁLISIS Y MEDICIÓN DE LAS VARIABLES DE PROCESO

Se realizó la medición de las variables como temperatura, presión y flujo de las corrientes que se observaron necesarias, después de un análisis global de la planta, para el modelamiento de la red hidráulica y el cálculo del rendimiento de los intercambiadores de calor residual.

2.3.1 Equipos Empleados para la Medición de Variables:

- Pirómetro: Medición de Temperatura
- Indicador de Presión tipo Bourdon
- Medidor de flujo Ultrasónico: Medición del flujo de agua. Para la utilización de este equipo se tuvieron en cuenta los parámetros mostrados en el anexo 1.

Algunos datos fueron tomados de medidores que estaban instalados en la planta a los cuales se les verificó su confiabilidad.

2.4 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL

Con el ánimo de encontrar los parámetros operacionales adecuados para la mayor generación de vapor de 400 psi, se encontró la necesidad de realizar un análisis de la producción de vapor del año 2004 en el que se presentó una decadencia en este valor después del mes de noviembre (según datos reportados).

La Refinería de ECOPETROL S.A. cuenta con una herramienta denominada PI, en la cual se guardan los históricos (por minuto) de datos de flujo, presión y temperaturas de las corrientes que tienen medidores electrónicos y están conectados a este sistema.

Para realizar el análisis de operación de la generación de vapor de la planta Cracking Orthoflow, fue necesario generar datos desde el 1 de enero de 2004 hasta el 31 de diciembre de 2004, utilizando la herramienta nombrada anteriormente, luego se calcularon los promedios mensuales de estos datos que fueron utilizados para la generación de gráficas comparativas.

Con el fin de tener una nomenclatura más corta de los equipos, en la planta cada uno tiene una codificación:

IDENTIFICACION	SERVICIO
E527	Intercambiador de calor de gases de combustión
B520	Intercambiador de calor de Slurry producto
D521	Tanque de almacenamiento de condensado y vapor saturo para el E-527
DH591	Desaireador de condensado

Tabla 1. Codificación de equipos involucrados en la generación de vapor de la Cracking Orthoflow

2.4.1 Hoja de cálculo para eficiencia térmica de las calderetas E527 y B520:

La necesidad de verificar mínimo mensualmente la eficiencia térmica de las calderetas y el desempeño de la generación de vapor de la Planta Cracking Orthoflow, se vio la necesidad de realizar una hoja de cálculo que permitiera realizar este análisis con facilidad.

Los datos suministrados para el cálculo son:

1. Resultados de análisis ORSAT
2. Carga de crudo a la planta
3. Flujo de aire suministrado para la combustión
4. Temperatura de entrada y salida de los gases de chimenea en la E527
5. Flujo de condensado
6. Flujo y temperatura del vapor del D521
7. Flujo y temperatura del vapor de la B520
8. Flujo y temperatura de la generación de vapor (sobrecalentado) de la E527
9. Flujo y temperatura de Slurry
10. Temperatura del condensado a la E527 y B520
11. Temperatura del vapor saturado de la E527 al D521
12. Temperatura del ambiente
13. Humedad relativa del aire

Los datos enumerados del 1 al 9 se encuentran registrados en la herramienta PI y los datos del 10-13 se deben medir en campo; en el programa se dejó un estimado de cada uno de estos datos.

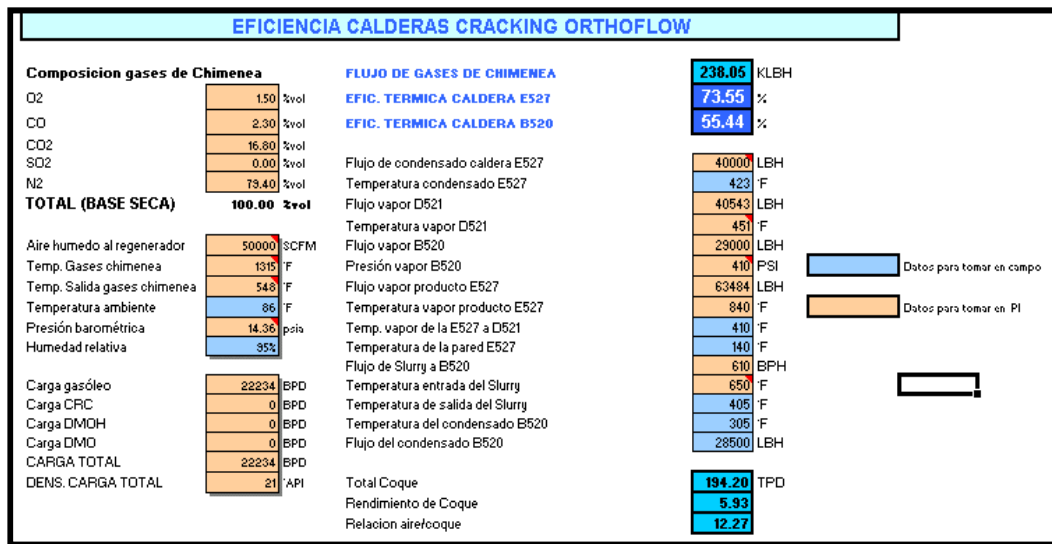


Figura 4. Hoja de cálculo de eficiencia térmica de calderetas E527 y B520

Con la ayuda de este programa se encontraron las eficiencias desde diciembre de 2003 fecha en que se realizó mantenimiento a la caldereta E527, hasta diciembre de 2004.

2.4.1.1 Cálculos y ecuaciones utilizadas para determinar la eficiencia térmica de las calderetas E527 y B520: El análisis ORSAT arroja la composición de los gases de chimenea en fracción volumétrica. En la planta Cracking Orthoflow este análisis no especifica el SO₂ presente.

- Para determinar el flujo de gases de combustión que entran a la caldereta E527 se realizaron los siguientes cálculos:

$$\text{Flujode gases en base seca} = \text{flujo de aire inyectado para la combustión} * \frac{\text{PM N}_2}{\% \text{N}_2 \text{ (ORSAT)}}$$

Flujo de cada gas (O_2, CO, CO_2, N_2) = % volumétrico de cada gas * $\frac{\text{Flujo de gases en base seca}}{100}$

Agua en los gases de combustion = Flujo entrada O_2 - Flujo salida de O_2

- Cálculo de calor de los gases de chimenea en el E527

Para encontrar el calor a la entrada y a la salida de la caldereta E527, se utilizó la ecuación general del calor con cada uno de los flujos encontrados anteriormente.

$$Q = mCp(\Delta T)$$

Esta misma ecuación se utilizó para el cálculo del calor del condensado y del vapor proveniente del D-521.

- Calor por radiación en la E527

Para calcular las pérdidas por radiación se utilizó la siguiente ecuación:

Calor por radiación = Área equipo * Temp Pared * Coeficiente radiación

De donde:

Área del equipo = 56 m²

Coeficiente de radiación = 18.2 Kcal /m² hr °C

- La eficiencia térmica se encontró por medio de:

$$\eta = \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} * 100$$

- Los cálculos para determinar la eficiencia térmica de la caldereta B520 fueron similares a los nombrados anteriormente, difieren en que en este caso el flujo de Slurry es un dato medido.

2.5 ANÁLISIS DE CALIDAD DEL AGUA DE CALDERAS SUMINISTRADA A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL

Se realiza sobre el agua de alimentación a la caldera, el agua que está en la caldera, el vapor, y el condensado usando productos químicos correctivos.

El grado de concentración de estas impurezas están determinados por la presión y la temperatura de operación de los equipos generadores de vapor y se mide generalmente según los siguientes parámetros: pH, dureza, hierro, sílice, cloruros, alcalinidad, conductividad y oxígeno disuelto. La tabla 2 muestra los parámetros de control que corresponden a la Cracking Orthoflow

PARAMETROS	DH 591	D-521	B-520
	control	control	control
pH	8.5-9.5 unds	10 - 11 unds	10 - 11 unds
DUREZA	< 0.25 ppm		
HIERRO	< 0.25 ppm	3.00 ppm máx.	3.00 ppm máx.
SILICE	5.0 ppm máx.	50 ppm máx.	50 ppm máx.
CLORUROS	5.0 ppm máx.	50 ppm máx.	50 ppm máx.
ALCALINIDAD	8 - 12 ppm	150 ppm máx.	150 ppm máx.
CONDUCTIVIDAD	< 150 mS/cm	<2500 mS/cm	<2500 mS/cm
OXÍGENO DISUELTO	0.0 ppb		

Tabla 2. Parámetros de calidad del agua de calderas para la cracking Orthoflow

La formación de depósitos dentro de una caldera se controla generalmente por alguno de los siguientes programas: Coagulación, residuo de fosfato, quelatación.

- **PROGRAMA DE COAGULACIÓN.** En este proceso se añaden carbonato de sodio o hidróxido de sodio, o ambos, al agua de calderas para complementar la alcalinidad que tiene el agua de restitución. El carbonato causa la precipitación deliberada del carbonato de calcio bajo condiciones favorables, controladas, previniendo su depositación en algún punto posterior como incrustación. Bajo

condiciones alcalinas, el magnesio y la sílice se precipitan también como hidróxido de magnesio y silicato de magnesio. Este método de tratamiento se utiliza solo con calderas que emplean agua de alimentación de alta dureza y operan abajo de 250 psig.

- *PROGRAMA DE FOSFATO.* Cuando la presión de la caldera es superior a 250 psi, la dureza del agua se limita a 60 ppm y se aplica este programa que consiste en la inyección de un compuesto de fosfato de sodio para formar un precipitado insoluble formado principalmente por dos productos que son, la hidroxiapatita - $3\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2 \cdot \text{Ca}(\text{OH})_2$ - y la serpentita o hidróxisilicato de magnesio - $2\text{MgSiO}_3 \cdot \text{Mg}(\text{OH})_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$ -.

En este tipo de tratamiento cuyo producto son lodos ocurren otras reacciones indeseables que pueden producir depósitos en la tubería de la caldera. El magnesio y la sílice se precipitan como hidróxido de magnesio, silicato de magnesio, o silicato de calcio, también se puede formar el silicato de magnesio y el fosfato de magnesio. Tanto en el programa de fosfato como en el de coagulación, se incorporan agentes acondicionadores de lodos que impiden la formación de precipitados cristalinos grandes, haciendo que partículas más pequeñas se mantengan en dispersión a las velocidades que circulan en la caldera y puedan ser removidas por la purga continua o por la purga intermitente o extracción.

- *PROGRAMA DE QUELATANTES.* Un quelatante es una molécula de bajo peso molecular y soluble en el agua. Los agentes quelatantes más comunes son las sales del ácido etildiamino tetraacético, EDTA, y el ácido nitrilo triacético, NTA, los cuales forman iones complejos con el calcio y el magnesio que son solubles en el agua y que hacen este tratamiento ventajoso porque se minimiza la purga. El mayor costo de este programa comparado con el fosfato limita por lo general el uso de quelatantes.

2.6 RECOPIACIÓN DE DATOS NECESARIOS PARA EL MODELO HIDRÁULICO

Para realizar el modelo hidráulico fue necesario medir temperaturas, flujos y caídas de presión en cada uno de los intercambiadores que conforman la red, para esto se realizaron varias tomas de datos en campo, con el fin de hallar condiciones actuales de los equipos. Estos datos fueron comparados con los encontrados cuando se realizó la revisión bibliográfica. Alguna información que no estaba disponible fue estimada a partir de operación de equipos similares o fue calculada para obtener condiciones de operación normal.

Los equipos de enfriamiento de la planta y el servicio que prestan se detallan en la tabla 3.

IDENTIFICACION	SERVICIO
E-525	Enfriador slurry producto para poder ser enviado a tanques
E-524	Enfriador aceite liviano producto
E-506	Enfriador reflujo cima fraccionadora principal T_501
E-528	Enfriador aceite pesado producto
E-50 A-D	Condensadores cima fraccionadora Principal T-501
E-554 A/B	Condensador descarga C-551
E-549	Enfriador propano producto T-564
E-555	Enfriador reflujo intermedio-absorbedora primaria T-552
E-557 A/B	Enfriador aceite esponja
E-512 (Lado Occidental)	Condensador de vapor gastado
E-512 (Lado Oriental)	
E-512 A	Condensador vapor eyector principal E-512
E-512 B	Condensador vapor eyector secundario E-512
E-594	Condensador de propileno refrigerante C-553
E-595	Enfriador etileno refrigerante C-554
E-543	Enfriador de propileno producto T-564
E-544	Condensador propileno descarga C-553
E-544 A	Condensador propileno cima T-564
E-551 A/B	Enfriador de gasolina fondo T-565
E-561 A/B	Enfriador fondos debutanizadora T-554
E-559 A/B	Condensadores cima T-554
E-567	Condensador cima T-557 regeneradora de DEA
E-570 A/B	Enfriador DEA regenerada fondo T-557
E-564	Condensador cima depropanizadora T-556
E-566	Enfriador fondos depropanizadora T-556
E-574	Enfriador carga compresor C-555
E-575 A/B	Enfriador descarga compresor C-555

Tabla 3. Equipos de enfriamiento en Orthoflow

Para realizar la simulación fue necesario corroborar en campo los diámetros y recorridos de las tuberías, así como los cambios de elevación de los equipos y los accesorios de cada sección de tuberías que estaban visibles. Debido a que las líneas principales de la red son tuberías que están enterradas, para conocer su diámetro y longitudes se basó en datos encontrados en planos.

2.7 SIMULACIÓN DE LA RED HIDRÁULICA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN INPLANT.

La información suministrada al modelo incluyó:

- Presión del cabezal principal de entrada a la planta, de acuerdo a la presión descarga de las bombas en la torre enfriadora.
- Diámetros y recorrido del cabezal principal de suministro en la planta Cracking Orthoflow.
- Diámetros y recorridos de tubería desde el cabezal de la planta hasta cada intercambiador de calor, incluyendo cambios de elevación de estos equipos y todos los accesorios incluidos en el recorrido de cada sección de tuberías.
- Información de pérdidas de presión en cada intercambiador para las condiciones reales de operación.
- Consumos de agua de enfriamiento de cada intercambiador de calor, a partir de los cuales se generaron los flujos a través de toda la red de suministro y retorno.
- Finalmente, los diámetros y recorridos de las secciones de tubería de retorno al cabezal principal, incluyendo accesorios, cambios de elevación y flujos.

2.7.1 Generación del modelo de simulación hidráulica: Con la descripción física de la planta (numeral 1.3) y los datos operacionales de la red de agua de

enfriamiento se pudo realizar los modelos para la simulación con el fin de encontrar un perfil de presión del sistema. Por ser tan amplia la red hidráulica de la torre enfriadora, se ha dividido la red en tres secciones: Cabezal hacia la Topping-2100, Cabezal principal y cabezal secundario en Orthoflow. Ver figura 5.

El modelo del cabezal de la Topping 2100 fue un trabajo que estaba ya desarrollado, en este se utilizó el mismo procedimiento que para el modelamiento de la Cracking Orthoflow. Con esta simulación se determinó el diseño de las platinas de orificio que fueron implementadas en los enfriadores de la Topping-2100 zona atmosférica en la parada de planta de esta unidad. Con este trabajo se redujo el flujo de la Topping -2100 de 8500 gpm a 7500 gpm permitiendo un mayor flujo para Orthoflow lo cual se vio reflejado en el E512 (condensador de vapor gastado) en un aumento en su flujo de 400 gpm.

Para este trabajo no se tubo en cuenta esta sección ya que se determinaron presiones, flujos de entrada y salida fijos, los cuales si son necesarios para el modelo de Orthoflow.

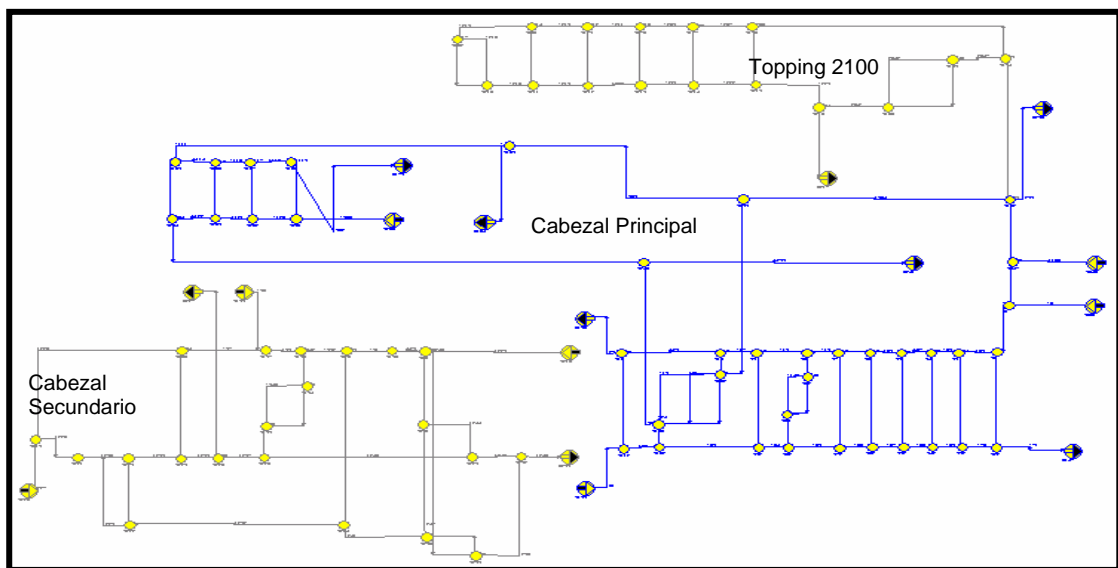


Figura 5. Diagrama general del modelo de simulación de la red de agua de enfriamiento de la torre enfriadora

La segunda sección correspondiente al cabezal principal de la red de Orthoflow esta conformada por los enfriadores E 525,E524,E506, E508, E505 A-D, E554 A-B, E555, E557, E512A-Ori-Occ.,E 564, E566, E574 y 575 A-B, como se puede observar en la figura 6.

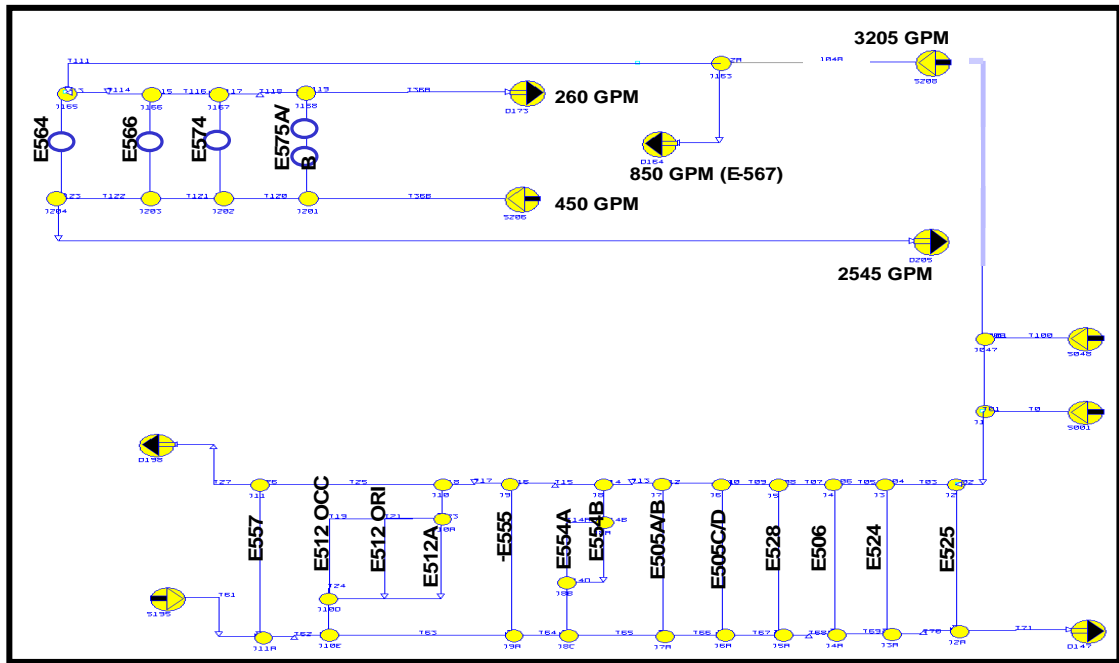


Figura 6. Primera sección de la simulación de la red hidráulica de Orthoflow

Con este modelo se pudo obtener la distribución de flujo de los intercambiadores que están ubicados en el cabezal secundario de la planta y en la primera sección del cabezal principal de Orthoflow antes de la conexión con el cabezal interno ubicado en la entrada de agua del bypass de este cabezal.

La tercera sección esta conformada por los intercambiadores E544, E544 A, E594, E551A-B, E567, E570 A-B, E559 A-B y E561 A-B, esta parte del modelo considera el bypass que comunica al cabezal de retorno de agua caliente a la torre enfriadora. En el planteamiento se tuvo en cuenta las facilidades y las condiciones de proceso que se generan en el modelo de la primera sección de la simulación. Ver figura 7.

Las restricciones de flujo en los intercambiadores se realizaron teniendo como base los datos de operación real y de diseño de los equipos, los cuales se observarán posteriormente.

2.7.2. Consideraciones Asumidas para el Modelamiento: Para la correcta interpretación de los datos alcanzados con la simulación es importante resaltar que para la generación del modelo se partió de algunas consideraciones y además es posible que se cometan indirectamente errores en la entrada de los datos al modelo o en la calidad de la información lo cual influye en los resultados.

- La operación de la torre enfriadora se asume estable. Sin embargo, la eficiencia del enfriamiento varía durante el día y la noche.
- Se consideró que no hay ensuciamiento en intercambiadores y que esta condición se mantuvo en el tiempo.
- Las tuberías y accesorios se asumieron en buen estado mecánico. No se consideró el ensuciamiento que estas pueden tener por incrustaciones o acumulación de lodos. En este caso varía el área de flujo para el cálculo de caudal.
- Se asumió que los datos operacionales de la red utilizados en la generación del modelo, se toman en el mismo instante. Esta consideración está afectada por todas las variaciones de las condiciones del proceso en la unidad durante los periodos de medición en la red.
- Hay errores que afectan la precisión de los datos utilizados en el modelamiento y que no se pueden controlar o cuantificar, algunos se atribuyen al error humano de manipulación de instrumentos de medición y otros errores son propios del instrumento de medición, como es el caso del medidor de flujo ultrasónico.

- Las mediciones de flujo se consideraron un valor fijo para cada cabezal o intercambiador de calor. Sin embargo, realmente se presenta un rango de oscilación de flujo que puede ser causado por cambios de viscosidad del agua debido a cambios bruscos de temperatura que producen variación de caídas de presión a través de los equipos.
- Hay válvulas de compuerta restringidas dentro de la red. Se asumió que este flujo es estable, sin embargo las válvulas de compuerta no controlan eficientemente el flujo.
- Otras condiciones de incertidumbre se pueden atribuir a lo que no se pudo medir. No fue posible medir las presiones en todos los puntos antes y después de los intercambiadores, no se pudo medir flujo en tuberías enterradas.
- El flujo global de agua que descargan las bombas de la torre enfriadora se consideran constantes al igual que su presión de descarga.
- Se asumió que las facilidades de la red que se encuentran enterradas, corresponden a lo reportado en los planimétricos de la planta. Los planos de estas redes no siempre se encuentran actualizados.

Una de las consideraciones más importantes en este tipo de estudios de simulación es tener en cuenta las limitaciones del software. En INPLANT no todas las condiciones del balance hidráulico se pueden estimar, el 50% de la información de fuentes y/o sumideros debe ser conocida y fijada. Igualmente, como en todo modelo de simulación, se presentan imprecisiones debido a los criterios de convergencia y a la dispersión numérica generada en las iteraciones de la búsqueda de la solución.

2.7.3 Bases de Cálculo: Para el desarrollo del modelo de simulación se tomaron las siguientes bases de cálculo:

- Datos de diseño de los intercambiadores de calor
- Datos de diseño de las bombas pertenecientes a la torre enfriadora para definir el flujo total de la planta.
- Facilidades de tuberías enterradas (diámetros y cambios de elevación).
- La información consolidada en la tabla 5 en la que se reportan las mediciones realizadas desde marzo de 2003 hasta diciembre de 2004, el promedio de estos datos fueron los tomados para la simulación del modelo base, las presiones tomadas en campo y reportadas en la simulación pueden diferir de las reales debido al punto donde se realizó la medición.

2.7.4 Sensibilidad hidráulica de la red

Con base en los datos de diseño y los datos tomados en operación actual se pudo establecer un flujo que cumpliera con la velocidad mínima necesaria para evitar ensuciamiento (3 ft/s) en los intercambiadores y además que mantuviera la temperatura de salida en especificaciones (menor de 115°F).

Con el modelo ajustado a los datos de operación de la planta se analizaron posibles maneras de envío de agua de enfriamiento al condensador E512, los resultados de esta sensibilidad se resumen en capítulos posteriores.

2.8 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDESACIÓN DE VAPOR GASTADO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS

El sistema de condensación del equipo E-512 (condensador de vapor gastado) está compuesto por el sistema de eyectores, encargado de retirar los gases no

condensables que entran al enfriador, y por un intercambiador de coraza y tubos que permite la condensación del vapor.

Debido al ahorro energético que se genera cuando este sistema opera en buenas condiciones, se vio la necesidad de evaluar el sistema de vacío y el desempeño del condensador, además se crearon hojas de cálculo que permitieran determinar estos datos con facilidad. Ver Anexo 2.

2.8.1 Evaluación del sistema de vacío: Con el fin de mejorar el vacío en el E512 se optó por realizar una serie de pruebas para determinar cuales eran las posibles causas de este decremento en la presión. Las pruebas que se realizaron fueron:

2.8.1.1 Restricción de flujo de vapor de arrastre en los eyectores: Esta prueba se realizó debido a que los post condensadores (condensadores secundarios) no tienen el flujo de agua de enfriamiento necesario para condensar la cantidad de vapor que arrastran los eyectores.

2.8.1.2 Prueba de Oxígeno disuelto en el condensado: Debido a la facilidad que tiene el oxígeno para disolverse en el agua a bajas temperaturas se decidió realizar esta prueba ya que al encontrar un alto porcentaje de oxígeno se comprueba el exceso de entrada de aire al condensador.

La prueba consiste en adicionar agua fría (preferiblemente helada) a un recipiente en el cual se introduce un serpentín que está conectado a dos mangueras de las cuales una está sujeta a la línea de salida del condensado y la otra (por el extremo final del serpentín) a una manguera que termina en forma de cono.

El condensado proveniente del E512 se enfría cuando atraviesa este sistema, se deja rebotar la salida del cono y se introduce una cápsula que contiene un líquido (patente de TOSCHEM) el cual hace que el condensado vire a color rosado en caso de presencia de oxígeno y dependiendo de la intensidad del color se determinan las ppb. de oxígeno que poseen por medio de una tabla de colores.

2.8.1.2 Retrolavado a los post-condensadores: Un retrolavado consiste en hacer fluir el agua de enfriamiento por una tubería de mayor diámetro que por el que generalmente circula con el fin de aumentar la velocidad del fluido y retirar el ensuciamiento acumulado dentro de los tubos.

La eficiencia del retrolavado puede aumentarse con el soplado con aire cuando existen las facilidades para conexión de aire de planta. El retrolavado es una operación de limpieza menos costosa que la limpieza mecánica, pero esta última deberá realizarse cuando no se logre recuperar el nivel de vacío con solo retrolavado y normalmente implica sacar la unidad de servicio.

2.8.1.3 Prueba en Trampas de vapor: Se pueden utilizar las siguientes técnicas para determinar si una trampa se encuentra defectuosa:

- Poner una pequeña cantidad de agua en la trampa. El agua debería comenzar a vaporizarse inmediatamente. Si no se vaporiza, es indicación de una trampa fría, que puede no estar descargando el condensado.
- Usar un pirómetro para realizar pruebas de temperatura de las líneas de entrada y salida de la trampa. Si la salida está tan caliente como la línea de entrada es posible que haya fuga de vapor en la trampa. La descarga intermitente de vapor es detectada elevando y bajando la temperatura de descarga de la tubería. Un perfil constante de temperatura puede deberse a

que la trampa tiene fuga de vapor. Una trampa fría puede indicar que ha fallado en posición cerrada, que el vapor ha sido cerrado o que el sistema está taponado.

2.8.2 Desempeño del condensador: El desempeño del condensador de vapor gastado se realizó siguiendo la metodología propuesta por la norma ASME PTC 12.2-1998 (Ver anexo 3), que es el modelo estándar de la Refinería de ECOPETROL S.A. para realizar estos cálculos.

3. ANÁLISIS Y RESULTADOS

3.1 ANÁLISIS Y MEDICIÓN DE LAS VARIABLES DE PROCESO

Las siguientes tablas muestran los datos obtenidos de la medición de las variables de proceso que se necesitaron para realizar los cálculos.

3.1.1 Generación de Vapor: Con los datos de la tabla 4 se realizaron gráficas comparativas entre algunas variables con el fin de analizar cuales tenían mayor repercusión en la generación de vapor.

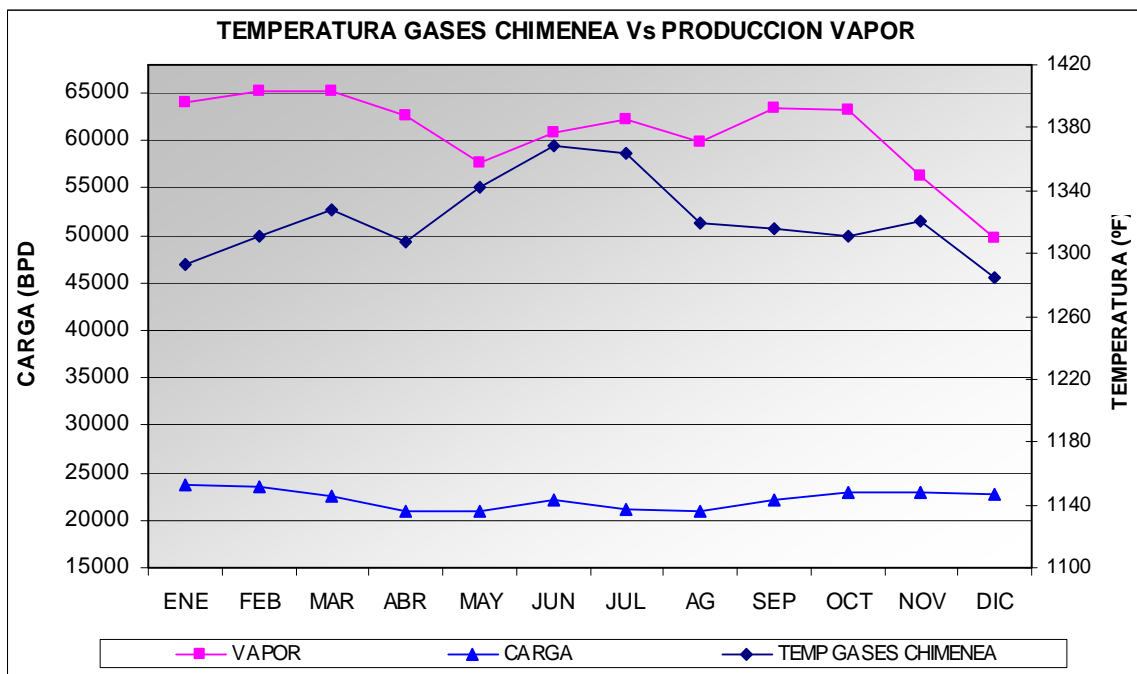
Los datos que se graficaron fueron:

- Temperatura de gases de chimenea Vs. Vapor producto E527
- Flujo vapor total (B520+D521) Vs. Vapor producto E527
- Carga Vs. vapor producto E527
- Temperatura Slurry Vs. vapor B520
- Flujo Slurry Vs. Vapor B520
- Temperatura gases de chimenea Vs. vapor D521
- Delta Temperatura gases de chimenea Vs. Vapor producto
- Vapor B520 Vs. vapor producto

FECHA	CARGA	GENER. VAPOR E527	GASES DE COMBUSTION			VAPOR D521	VAPOR B520	SLURRY B520		
	FLUJO (BPD)	FLUJO VAPOR (LBH)	TEMP. VAPOR (°F)	TEMP. ENTR E527(°F)	TEMP. SAL E527(°F)	FLUJO VAPOR (LBH)	TEMP. VAPOR (°F)	FLUJO VAPOR (LBH)	FLUJO (BPH)	TEMP. EN TR B520 (°F)
Feb-04	23601	64789	846	1311	549	48882	451	17664	411	669
Mar-04	22336	65365	842	1328	551	47029	451	19503	424	671
Abr-04	20991	62375	838	1307	560	44644	452	20282	428	668
May-04	20979	57515	878	1342	586	40656	451	18731	400	671
Jun-04	22343	61360	884	1369	594	43340	451	21579	415	670
Jul-04	20842	56183	823	1364	597	44828	452	22195	411	670
Ago-04	21204	57963	826	1320	550	39139	452	26821	537	669
Sep-04	22269	63738	839	1315	548	40543	450	19815	590	664
Oct-04	22817	62353	848	1311	556	41299	450	20510	546	674
Nov-04	23159	56417	845	1321	552	42348	451	20957	452	671
Dic-04	22778	49407	263	1285	532	42041	451	20401	402	670

Tabla 4. Datos promedio del año 2004, para la generación de vapor

Al graficar y analizar estos datos (ver anexo 4) se pudo encontrar que la variable que más influye en la generación de vapor con respecto a los otros datos medidos es la temperatura de los gases de combustión, como se observa en la gráfica 3:



Gráfica 3. Variación de la temperatura de los gases de chimenea vs. Producción de vapor vs. Carga de crudo

Del análisis de los datos obtenidos en la tabla 4 y de las gráficas del anexo 4 se puede decir que:

- La producción de vapor es muy variable con respecto a la carga de crudo
- La carga promedio por mes osciló entre 21000 y 23000 BPD para el año 2004.
- Se presenta una buena producción de vapor con respecto a la carga en los meses de marzo, abril, julio y agosto, pero se nota una caída radical en los meses de octubre a diciembre de 2004.
- Al graficar la temperatura de los gases de chimenea contra la producción de vapor se puede observar que guardan una gran relación.
- Un pequeño decremento de la temperatura de los gases de chimenea desfavorece notablemente la generación del vapor, esto es debido a que desfavorece el calor de transferencia.

La temperatura de los gases de combustión no es una variable independiente, ya que esta sujeta a la regeneración del catalizador, la carga y la temperatura en el regenerador. Tiene como ventana operativa un rango de 1320°F a 1370°F, esto con el fin de mantener una temperatura adecuada en el proceso de combustión y no afectar la metalurgia de los ciclones o una post combustión.

3.1.2 Red de agua de enfriamiento: Se realizaron durante la ejecución de este proyecto tres corridas de toma de datos (29-Nov-2004, 6-Dic-2004, 4-ene-2005) que fueron consolidados en la tabla 5 con los datos que fueron encontrados de mediciones realizadas anteriormente.

DATOS DE CORRIDA DE MEDICIONES DE FLUJO DE LA CRACKING ORTHOFLOW																										
TAG	DISEÑO					Mar-03			Nov-03			Mar-04			Abr-04			29-Nov-04			06-Dic-04			04-Ene-05		
	Pe	Ps	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo	Te	Ts	Flujo
E-525	45	42	90	115	271	89	95	310	89	95	662	88	98	648	89	96	600	88,9	100	570	85	96,3	610	86,1	94,3	600
E-524	49,7	43,7	90	115	455	89	113	269	85	113	330	88,5	105	248	91,5	110	360	87,5	98,7	640	86,5	96,4	-	85,6	95,7	505
E-506	51	42,5	90	116,8	1148	89	113	1093	91	107	1550	88,5	106	1020	90,7	120	1290	86,7	112,9	1139	86,7	113	1139	85,7	106,1	1150
E-528	51	47	90	120	530	89	97	710	91	115	780	88,9	98	434	90,5	102	450	89,2	100,5	1045	89,2	101	1045	88,9	108,7	820
E-505 D	59		90	120	2845	89	90	2530	87	97	3845	89,5	89,5	2430	90,7	92,4	2700	86,6	88,5	2740	85,3	86,3	2856	87,4	88,9	2670
E-505 C	59	54,4				90	97		90	97		90	97		90	97		90	97		92,4	99,5		88,5	97,2	
E-505 B	59	54,4	90	120	2845	89	91	2530	86	96	3347	89,5	89,5	2770	90,7	92	2900	86,5	87,7	2780	84,8	85,7	3225	87	88,7	2830
E-505 A	59	54,4				91	97		91	97		91	97		89,5	96,5		92	99		87,7	96,1		85,7	94,6	
E-554 B	50	45	90	120	1447	89	95	2385	88	92	1455	88,6	95	2800	89	96	1100	87	95	1250	85,1	93	950	86,5	86,6	950
E-554 A	50	45	90	120	1447	89	113	1026	88	98	2045	95	110	2800	96	110	1500	95	108	1500	93	98,8	1490	86,6	100,8	1560
E-555	50	43	90	100	166	89	96	196	89	96	230	89,6	95,3	224	89	96,5	250	87,8	95,1	300	86,4	92,7	260	86,8	93,9	245
E-557 B	52	49	90	115	184	88	90	260	88	90	300	89,2	90	285	90	91,5	290	86,8	88,3	315	86,8	88,3	-	87	88,5	275
E-557 A	52	49				90	98		90	98		90	101		88,3	99,3		88,3	99,3		88,5	99,3				
E-594	50	37	90	100	2995	89	91	1419	89	91	1160	88	89,5	2130	88,6	89,4	2200	86,9	87,1	1720	88,9	88,9	1020	88,9	89,2	1800
E-544	50	37	90	100	2995	90	97	1565	86	93	2030	88,2	95,5	1676	88,2	98	2130	87	87	2075	88,2	94	1950	88,9	88,9	-
E-544A	50	44	90	100	2386	90	93	1690	86	96	1463	89,7	94,9	2130	90,8	96	1750	88,3	93,4	1953	88,2	94	1940	95,1	101	2350
E-551 B	52	49	90	106	657	89	89	942	86	94	1100	88	88,2	1070	89	90	1130	86,9	87,1	2110	88,2	88,8	2040	82,6	87,6	1740
E-551 A	52	49				89	96		86	94		88	97,2		90	98,6		87,1	94,6		88,8	98,4		87,6	96	
E-561 B	50	47	100	112	2610	89	95,2	2265	87	95	3000	92,5	102	2710	93	94	2550	90,6	103,1	2425	92,1	105	-	90	107,7	2800
E-561 A	50	47				95,2	107,2		95,2	107		100	103		94	104		103	103,2		105,3	108		101	101	
E-559 B	50	43	100	117,2	1696	90	107	915	94	113	1020	94	125	740	90,5	107	650	91,9	104,9	650	90,8	103	590	105	124	640
E-559 A	50	43				88	97		93	96		93	106	107	127	104,9		122,7	103		121	105		106		
E-567	45	35	90	111	1300	90	101	400	85	87	975	88	89	498	90	91	850	-	-	-	88,9	90,2	476	87	93,7	560
E-570 B	50	47	90	116	687	89	130	150	86	97	1090	90	91	1200	88,5	93,7	900	89,4	96,2	480	90,2	96,8	-	87	93,2	530
E-570 A	50	47				130	162		130	162		88	113		93,7	116		96,2	112,1		96,8	113		93,2	108,6	
E-564	50	35	90	110	830	89	113	361	88	107	845	88	110	618	89	109	740	86,7	106,2	445	87,8	109	530	87,1	108,9	-
E-566	50	44	90	105	119	89	102	95	89	102		89	102		89	101	130	87,2	100,2	89	88,5	103	115	86,2	103,2	117
E-574	50	45	90	100	752	89	98	610	89	98	1000	88	92	621	89	93,7	720	88,3	90,3	326	88,4	88,4	390	88,2	87,2	410
E-575 B	50	47	90	120	302	91	96	264	91	96	500	88	104	470	89	90	400	87,3	87,4	375	87,8	87,7	405	87,4	87,4	370
E-575 A	50	-				96	116		96	116		89	104		90	107		87,4	87,4		87,7	87,7				
E-512 Occ	-	-	90	115	5900	90	134	3654	88	107	5144	88	126	4500	89,5	133	4300	87,2	107,6	4760	85,9	109	4620	87,1	109,7	4230
E-512 Ori	-	-	90	115	5900	90	134	3401	88	106	5469	88	130	3890	89,5	131	4400	87,6	108,1	4990	85,9	109	4740	87,4	109,7	4500
E-512 A	50	-	90	115	250	90	118	147	87	107	142	87	107	143	89,5	110	200	87,6	107,2	125	85,9	104	132	87,3	105,9	313

Tabla 5. Datos consolidados de mediciones de las variables de proceso de los intercambiadores de agua de enfriamientos

3.2 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL

Por medio de esta aplicación se realizaron los cálculos de eficiencia de las calderetas E527 y B520 desde diciembre de 2003 a diciembre de 2004, para esto se tomaron los siguientes datos de la herramienta PI y se agruparon en la tabla 6.

FECHA	Composicion % volumen					FLUJO AIRE (SCFM)	TEMP. GASES CHIMEN (°F)	TEMP. SAL. GASES E527 (°F)	CARGA (BPD)	VAPOR D521(LBH)	VAPOR B520 (LBH)	VAPOR E527 (LBH)	FLUJO SLURRY (BPH)
	O2	CO	CO2	SO2	N2								
Dic-03	2,80	0,00	17,10	0	80,10	58354	1366	565	25286	52714	16312	69781	430
Ene-04	1,60	0,00	17,40	0	81,00	55768	1293	546	23600	47360	16761	63943	451
Feb-04	1,50	0,00	17,20	0	81,30	57787	1310	549	23596	48882	17664	65140	411
Mar-04	1,30	1,10	16,90	0	80,70	55427	1328	551	22459	46628	19503	65134	424
Abr-04	1,40	1,00	17,20	0	80,40	54456	1306	560	21000	44644	19816	62672	428
May-04	1,30	1,00	17,20	0	80,50	52369	1341,6	586	20975	40656	18731	57713	400
Jun-04	1,40	0,10	17,50	0	81,00	52829	1368,8	594	22000	43339	21579	60774	415
Jul-04	2,10	0,00	17,10	0	81,00	54946	1364	597	21092	44828	22195	62262	411
Ago-04	2,10	0,00	17,10	0	80,80	52300	1320	550	20900	39139	26821	59954	537
Sep-04	1,50	2,30	16,80	0	79,40	51134	1315	548	22234	40543	26730	63484	590
Oct-04	1,50	2,60	16,40	0	79,50	53035	1311	556	22987	41299	19500	63278	546
Nov-04	1,50	0,60	17,60	0	80,30	52776	1321	552	22974	42348	20957	56343	452
Dic-04	1,50	1,40	17,30	0	79,80	51884	1285	532	22800	42041	20401	49641	402

Tabla 6. Datos para cálculo de eficiencia de calderetas E527 y B520

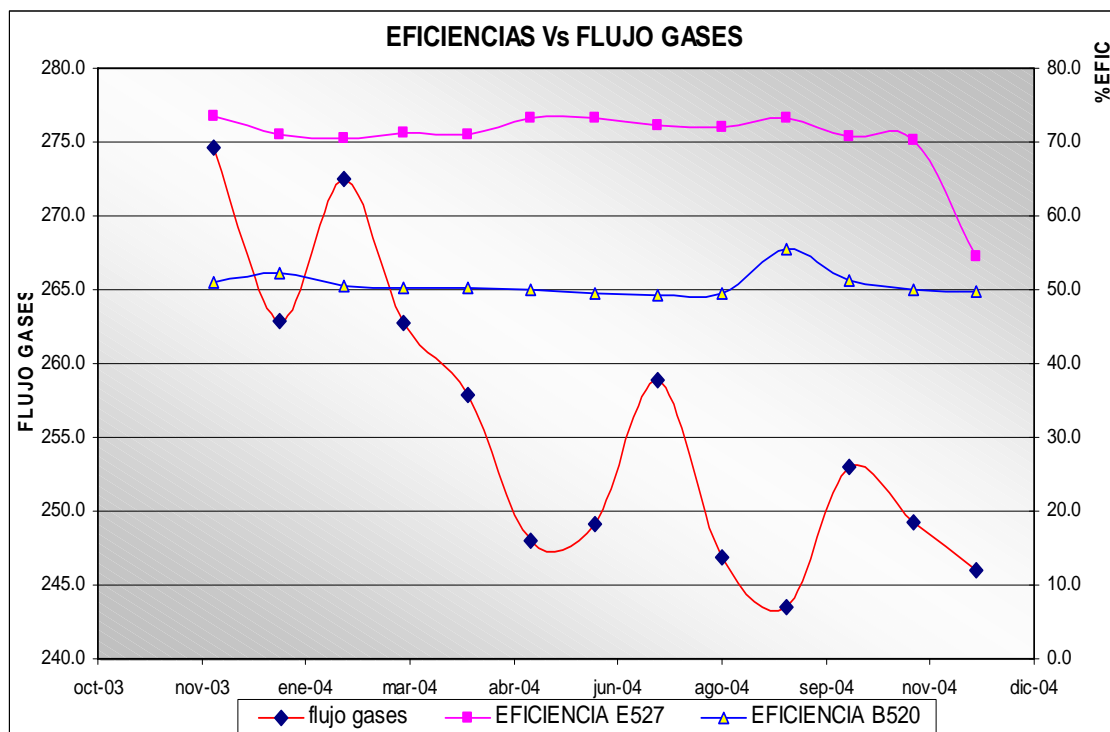
Y se obtuvo los siguientes resultados:

FECHA	FLUJO DE GASES DE CHIMENEA (KLBH)	EFIC. TERM. CALDERA E527	EFIC TERM CALDERA B520
Dic-03	274,6	73,5	50,9
Ene-04	262,9	70,9	52,2
Feb-04	272,6	70,6	50,6
Mar-04	262,7	71,1	50,2
Abr-04	257,8	71,1	50,2
May-04	248,0	73,3	50,1
Jun-04	249,2	73,3	49,5
Jul-04	258,9	72,2	49,3
Ago-04	246,9	72,1	49,5
Sep-04	243,5	73,3	55,4
Oct-04	253,0	70,8	51,2
Nov-04	249,3	70,3	50,1
Dic-04	245,9	54,4	49,6

Tabla 7. Flujo de gases combustión y eficiencia de calderetas E527 y B520

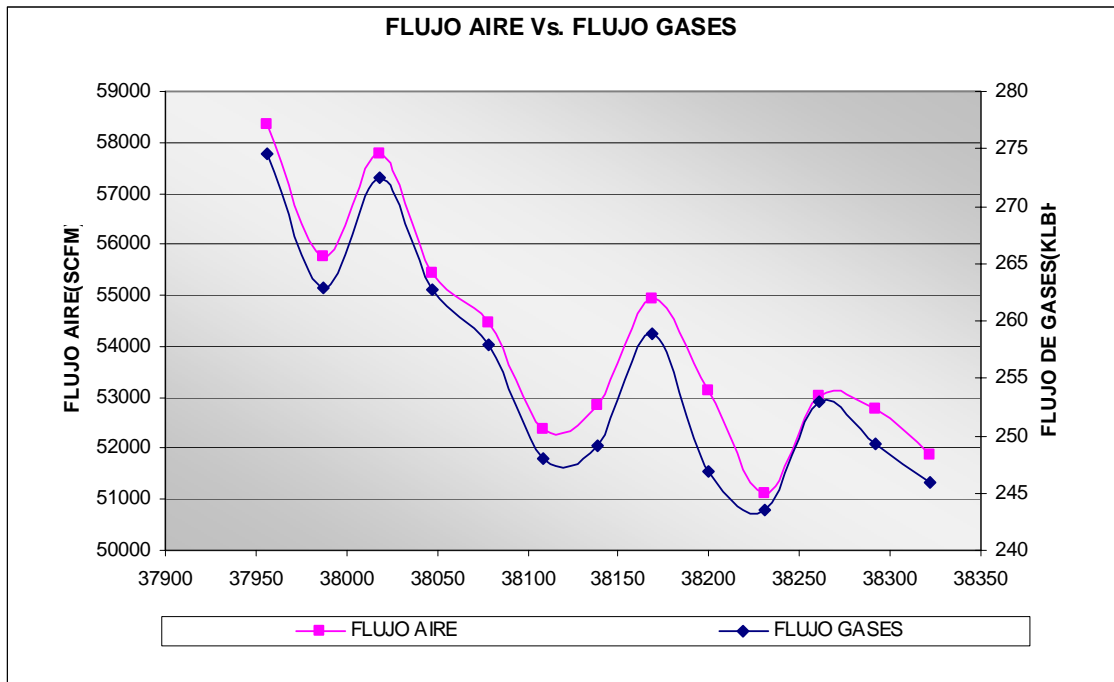
De estos datos se pudo observar que la eficiencia de la caldera E527 ha disminuido de un 70% a un 54%, esto se debe a la disminución en la temperatura de los gases de combustión y al ensuciamiento que poseen los tubos por el área exterior debido al depósito de las partículas sólidas que llevan los gases de combustión.

En la gráfica 4 se observa que la variación del flujo de gases no es una variable que afecte la eficiencia de la caldera E527.

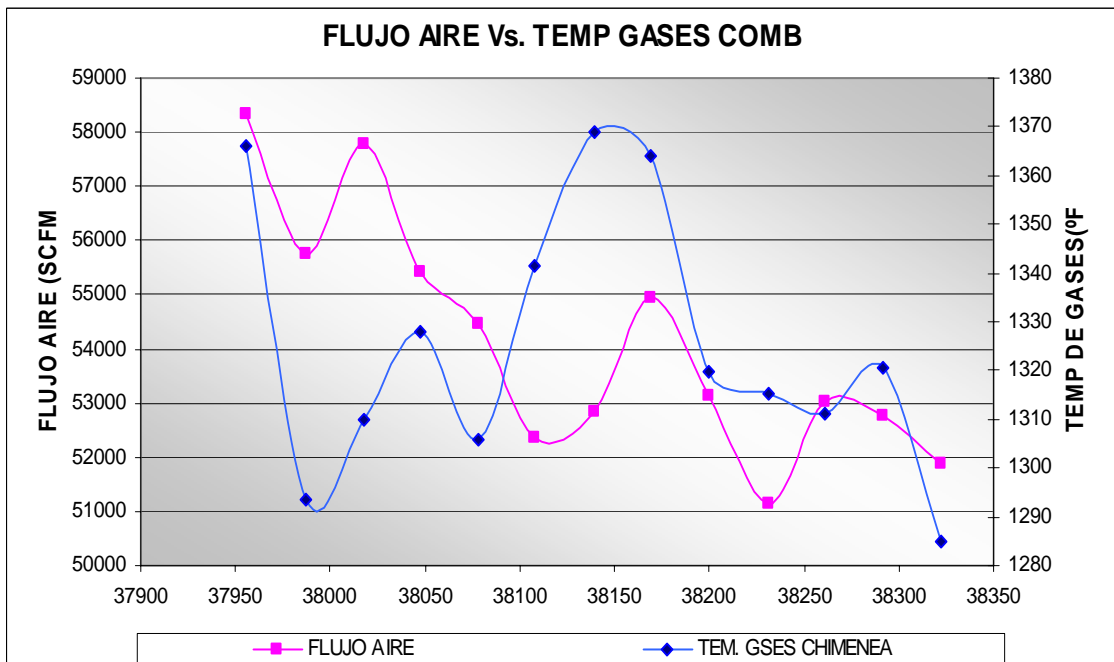


Gráfica 4. Eficiencia de las calderetas E-527 y B520 Vs Flujo de gases de combustión

El flujo de aire de entrada al regenerador para la combustión es directamente proporcional al flujo y a la temperatura de los gases de combustión como se puede observar en las gráficas 5 y 6 respectivamente.



Grafica 5. Flujo de entrada de aire al regenerador Vs. Flujo de Gases de combustión



Grafica 6. Flujo de entrada de aire al regenerador Vs. Temperatura de Gases de combustión

3.3 ANÁLISIS DE CALIDAD DEL AGUA DE CALDERAS SUMINISTRADA A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR RESIDUAL

Los resultados de las pruebas realizadas al agua de calderas se resumen en la tabla 8

PARÁMETRO	DH 591	D-521	B-520
	Obtenido	Obtenido	Obtenido
pH	8.30 unds	10.85 unds	11.00 unds
DUREZA	0.42 ppm	ND	ND
HIERRO	0.11 ppm	1.50 ppm	1.25 ppm
SILICE	0.74 ppm	8.60 ppm	10.60 ppm
CLORUROS	0.85 ppm	5.00 ppm	7.4 ppm
ALCALINIDAD	14 ppm	125.00 ppm	135.00 ppm
CONDUCTIVIDAD	25 ppm	562 mS/cm	915 mS/cm
OXIGENO DISUELTO	40-100 ppb	ND	ND

Tabla 8. Resultados de pruebas a aguas para calderas

Se encontró que los parámetros que están por fuera del rango de control son la dureza, alcalinidad y oxígeno disuelto en el desaireador DH-591. Para reducir la dureza se aplicó la prueba de fosfatos ya que es la más apropiada y económica y para la alcalinidad se aumentó el tratamiento químico con el fin de llevar este parámetro al rango de control. Los 40 ppb de oxígeno disuelto se deben a entradas de aire por las bridas en las bombas de suministro de agua al desaireador.

En la planta Cracking Orthoflow el tratamiento de agua de calderas se encuentra a cargo de la empresa TOSCHEM, este análisis se realizó en paralelo con el de esta empresa con el fin de comparar los resultados ya que en la actualidad no se realizaba seguimiento a las pruebas de esta compañía.

3.4 RECOPIACIÓN DE DATOS NECESARIOS PARA EL MODELO HIDRÁULICO

Como se nombró el capítulo anterior (numeral 2.6), para desarrollar el modelo hidráulico en el software INPLANT fue necesario, además de los datos de operación, determinar los diámetros de las tuberías que conforman la red. (Tabla 9)

IDENTIFICACION	DIÁMETRO DE LA TUBERIA	IDENTIFICACION	DIÁMETRO DE LA TUBERIA
E-525	4"	E-544	10"
E-524	6"	E-594	12"
E-506	10"	E-544 A	10"
E-528	6"	Salida al anillo que conecta con cabezal de Pirolisis	12" (Cabezal de entrada) 14" (Cabezal de salida)
E-505 ABCD	8"	E-551 AB	6"
E-554 AB	8"	E-570 AB	6"
E-549	2"	E-564	8"
E-555	3"	E-566	3"
E-512 (Lado Occidental)	24" (Cabezal de entrada)	E-574	10" / 6"
E-512 (Lado Oriental)	20" (Cabezal de salida)	E-575 AB	4"
E-512 A	6"	Salida al anillo que conecta con cabezal principal	14" (Cabezal de entrada) 12" (Cabezal de salida)
E-512 B	2"	E-561 AB	10"
E-557 AB	8"	E-559 AB	10"
E-549 / 595	4"	Bypass de salida al cabezal principal de retorno	8"
E-543	2"		

Tabla 9. Diámetros de equipos que conforman la red de agua de enfriamiento de la Cracking Orthoflow

Los datos de diseño de los intercambiadores que fueron necesarios para la simulación se detallan en la segunda columna de la tabla 5.

La presión de retorno del agua de enfriamiento a la torre enfriadora es de 27 psi. En la tabla 10 se detallan algunos datos de las bombas de suministro de agua de enfriamiento a la Cracking Orthoflow:

IDENTIFICACION	DATOS DE DISEÑO
MP 820 A y D	Tipo: centrífuga. Trabajo: recirculación de agua de enfriamiento a través de las plantas de proceso. Diámetro: 30" de succión * 20" de descarga. Flujo normal de operación: 19500 gpm Presión de descarga. 57 psig. Cabeza de succión: positiva.

Tabla 10. Datos de diseño de bombas suministro de agua de enfriamiento a la Cracking Orthoflow

3.5 SENSIBILIDAD DEL MODELO DE LA RED HIDRÁULICA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN INPLANT.

Con la simulación total de la red se logra identificar las caídas de presión en cada uno de los intercambiadores, al igual que su velocidad de flujo. En la tabla 11 se encuentran detallados los resultados obtenidos de la primera simulación que se realizó en la cual se ajustan los datos de operación real al modelo de simulación, esto con el fin de tener el modelo base con el cual realizó la sensibilidad hidráulica de la red.

MODELO BASE								
NOMBRE LINK SIMULACION	IDENTIFICACION EN CAMPO	VELOCIDAD SALIDA (FTS)	CAUDAL AJUSTADO(GPM)	PRESIÓN (PSIG)		CAIDA PRESIÓN	TEMPERATURA (°F)	
				ENTRADA	SALIDA		ENTRADA	SALIDA
T02	E525	15,13	601	45,9	36,3	9,6	90	110
T04	E524	4,28	385	52,8	27,5	25,3	110	110
T06	E506	5,48	1347	52,6	27,6	25	90	110
T08	E528	5,23	472	52,4	27,9	24,5	90	110
T10	E505D	17,49	2719	50,5	42,1	8,4	90	105
T10	E505C	17,51	2727	39,5	31,4	8,1	105	110
T113	E564	4,74	738	50,9	26,1	24,8	89,98	110
T115	E566	5,78	133	50,5	27,9	22,6	89,97	110
T117	E574	7,99	720	49,6	29,1	20,5	89,97	110
T119	E575B	10,22	406	49,7	40,6	9,1	89,97	105
T119	E575A	10,25	406	39,5	29,5	10	105	110
T12	E505B	18,77	2935	50,3	42,6	7,7	90	105
T12	E505A	18,83	2935	39,9	32,5	7,4	105	110
T14A	E554A	9,74	1519	39,9	1135	16,9	90	110
T14B	E554B	7,25	1135	50,3	31,8	18,5	90	110
T16	E555	11,19	258	51,5	31,4	20,1	90	110
T19	E512OCCID	7,87	4336	44,3	23,7	20,6	90	130
T21	E512ORIENT	7,88	4340	44,8	23,9	20,9	90	130
T23	E512A	2,27	205	45,8	24,4	21,4	89,99	110
T26	E557B	13,16	303	51,2	43,2	8	90	105
T26	E557A	13,2	303	41,9	31,9	10	105	110
T42A	E567	5,5	861	50,8	34,8	16	89,97	110
T28	E544	9,5	2275	48,0	40,1	7,9	90	110
T30	E594	5,88	2310	50,7	39,9	10,8	90	110
T32	E544A	6,85	1491	47,4	37,3	10,1	90	110
T38	E551B	12,21	1102	49,8	39,8	10	89,99	105
T38	E551A	12,25	1102	38,1	29,1	9	105	110
T47	E561B	10,47	2600	37,7	33,6	4,1	105	109,99
T47	E561A	10,46	2600	30,9	26,9	4	105	110
T44	E559	2,83	728	37,9	31,8	6,1	105	109,98
T39	E570B	11,59	1042	48,8	36,8	12	89,99	105
T39	E570A	11,62	1042	35,3	28,3	7	105	110

Tabla 11. Datos de operación de los intercambiadores en el modelo de simulación

Con el modelo ajustado, se analizaron posibles maneras de envío de agua de enfriamiento al condensador E512, los resultados de los casos de sensibilidad se resumen en el anexo 5.

Se realizaron 13 casos de simulación en los que se estudia una posibilidad diferente en cada uno, los resultados que dieron mas factibles para ajustar la red a las necesidades buscadas se detallan en la tabla 12.

Identificación	Servicio	Qdiseño (gpm)	Qdeseado	Qplatinas	Dplatina
E-525	ENFRIADOR SLURRY PRODUCTO	271	400	403	2,5
E-524	ENFRIADOR ALC PRODUCTO	455	380-400	428	4
E-506	ENFRIADOR REFLUJO CIMA FRACCIONADORA RINCIPAL T-501	1148	1150	1377	7
E-528	ENFRIADOR APC PRODUCTO	530	450	477	4,1
E-505 D	CONDENSADORES	2845	2000	2053	6,2
E-505 C	CIMA				
E-505 B	FRACCIONADORA RINCIPAL T-501	2845	2000	2067	6
E-505 A					
E-554 A	CONDENSADOR	1447	1500	1591	7,5
E-554B	DESCARGA C-551	1447	1100	1188	6,5
E-555	ENFRIADOR REFLUJO INTERMEDIO-ABSORBEDORA PRIMARIA T-552	166	200	225	2,4

Tabla 12. Resultados de sensibilidad hidráulica de la red de agua de enfriamiento de Orthoflow.

De donde:

Qactual: Caudal ajustado en el modelo base de simulación, gpm.

Qdeseado: Caudal al que se desea ajustar cada intercambiador teniendo en cuenta velocidad mínima del fluido y temperatura máxima de salida del agua de enfriamiento, gpm

Dplatina: diámetro de las platinas de orificio que se instalan a cada intercambiador para lograr el Qdes, in.

3.5.1 Análisis de Sensibilidad: Con esta simulación se encontró que el sistema hidráulico de la planta de Orthoflow posee problemas de presionamiento en su red lo cual impide el flujo de agua hacia el E512.

Con los datos logrados con la simulación y los obtenidos en corridas de medición en los intercambiadores se encontró que el intercambiador E-559 puede presentar ensuciamiento por lado tubos ya que posee un bajo flujo, por tal razón se recomienda realizar limpieza interna.

Con los análisis de cada uno de los casos descritos a continuación, se concluyó que la mejor opción es la instalación de líneas independientes de entrada y salida de 10" al E512 con instalación de válvulas globo para la manipulación del flujo en caso de variaciones operacionales y adicionalmente restricción de flujo mediante la instalación de platinas de orificio a los intercambiadores con flujos por encima del de diseño.

Caso 1

Debido a los datos encontrados en planos de la red hidráulica se pudo observar que la línea de entrada al E512 es de 24" y la de salida de 20" lo cual ejerce un presionamiento en la red, en este primer caso, se cambio la línea de salida a 24", con lo que se notó un aumento en el flujo de agua hacia el condensador a 10320 gpm, pero también se desfavorecieron los intercambiadores E-524, E506, E-528, E-564, E-574. Con este caso se pudo corroborar que la red actualmente se encuentra presionada.

Caso 2

En este caso se quiso analizar como solución independiente el efecto que puede tener la instalación de platinas de orificio en los intercambiadores con alto flujo de agua (se ajustaron a Qdeseado), E525, E524, E506, E528, E505, E554A, E554B, E555.

Al realizar las restricciones en estos intercambiadores se aumenta el flujo de agua hacia el E512 en 780 gpm pero no se alcanza a tener el de diseño 11800 gpm.

Caso 3

Los dos casos anteriores se realizaron haciendo variaciones en la primera sección de tal manera que no se alteraran los flujos de la segunda sección, con el fin de mantenerlos fijos.

En este caso se simuló la segunda sección aumentando el flujo de entrada a de 6840 gpm a 7921 gpm, al realizar este cambio se aumentó el flujo en los intercambiadores de esta sección, pero quedan por encima del Qdeseado.

Caso 4

El Flujo de salida a la segunda sección se restringió a 6840 gpm, lo cual permitió un aumento en el E512 de 1644 gpm (8676 gpm (actual) a 10320 gpm), pero no se alcanzó el dato de diseño.

Caso 5

En los casos del 5 al 11 se estudió la viabilidad de línea de entrada y salida independiente al E512 desde el cabezal secundario de la planta con instalación de válvulas globo con el diseño de las platinas que se habían definido en el caso 4. Solo se analizó sensibilidad en la primera sección.

Se observó un aumento en el flujo del E-512 de 3555 gpm, se alcanzó el flujo de diseño para el condensador 12200 gpm, pero se ven afectados los E564 y E574 y se mantuvo restricción de flujo hacia la segunda sección en 6840 gpm.

Caso 6

Estudio con línea de entrada de 10" y salida de 12". Se logró un aumento a 12570 gpm en el E512 lo que reitera que la red se encuentra actualmente presionada, pero los intercambiadores E564, E566, E574 quedan con limitaciones de flujo.

Caso 7

Se instaló línea de entrada y salida de 12" al E512 lo cual aumentó su flujo a 12750 gpm, pero se afectaron los E564, E566, E574.

Caso 8

Sensibilidad con línea de salida de 10" desde el E512 (sin línea de entrada), se logró aumentar el flujo a 11990 gpm y se afectó el E564, se pudo observar que con esta línea de salida se soluciona en gran parte el problema de suministro de agua al condensador, pero no fue la recomendada ya que esta muy cercana a las condiciones de diseño y se restringen unos intercambiadores.

Caso 9

Sensibilidad con salida de 12" desde el E512 (sin línea de entrada), se aumenta el flujo hasta 12209 gpm, pero se afectan los E530 y E574, lo cual no favorecía la distribución integral de agua en la red.

Caso 10

Línea independiente de entrada de 10" hacia el E512, se aumentó el flujo a 11200 gpm, lo cual indicó en comparación con el caso anterior presionamiento de la red, además se ven afectados los E564 y E574.

Caso 11

Línea de entrada de 12" hacia el E512, aumento de flujo a 11250 gpm, se afectan los E564 y E574, no es viable por presionamiento en la red.

Caso 12

Caso final, se sensibilizó la primera sección con línea de entrada y salida de 10" al E512 con instalación de válvulas globo, pero se ajustaron los diámetros de las platinas de los intercambiadores con alto flujo con el fin de determinar el diseño final de cada platina y el flujo que manipularía cada intercambiador. Se aumentó el

flujo al E512 a 12120 gpm y se realizó prueba y error en el diámetro de las platinas de tal manera que todos los intercambiadores quedaran con el flujo deseado.

Caso 13

Con los datos obtenidos en el caso anterior se analiza la sensibilidad de la segunda sección para determinar el flujo que manipularía cada intercambiador con la recomendación final, caso 12.

3.6 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDESACIÓN DE VAPOR GASTADO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS

3.6.1 Evaluación del sistema de vacío: En la línea de salida de incondensables a la atmósfera se observó un flujo constante de condensado lo que indica que es posible que el nivel de los post condensadores sea lo suficientemente alto para que halla arrastre de este y finalmente es evacuado por esta línea, esta particularidad no permite el óptimo desempeño de los eyectores causando presionamiento en el sistema.

Las siguientes pruebas se realizaron directamente en campo y en algunas se realizó seguimiento a los cambios que se vieron instantáneamente, para observar su comportamiento a través del tiempo.

3.6.1.1 Restricción de flujo de vapor de arrastre en los eyectores: Se restringió suavemente el flujo de vapor de entrada a los eyectores primario y terciario mejorando el vacío en 1 in H₂O, los datos monitoreados fueron:

Presión vacío E-512 (inicio)	=	20.4 in H ₂ O
Temperatura del vapor de 50 Psi	=	255 °F

Temperatura del vapor de 150 psi	=	515 °F
Temperatura del agua enfriamiento E512B	=	Te = 90°F Ts = 112°F
Temperatura del condensado post condensadores	=	E512B = 207°F E512A = 125°F

La prueba duró cinco horas, en este periodo de tiempo se realizaron los siguientes ajustes:

Se comenzó restringiendo el flujo de vapor del eyector primario casi a la mitad, con lo cual se notó una leve mejoría a -20.8 in H₂O lo cual comprobó una limitación mecánica en el E512A occidental. Se intentó restringir al mismo tiempo el flujo de vapor del eyector secundario pero esto hizo caer el vacío -19.8 in H₂O, lo que hace pensar que estaba trabajando bajo las condiciones necesarias para permitir el arrastre de incondensables del E512.

Finalmente se restringió a un poco mas de la mitad el flujo de vapor del eyector terciario, con esta prueba el vacío aumentó muy rápidamente a 21 in H₂O y la temperatura del condensado disminuyo a 173°F, lo que permitió pensar que este equipo tenga un alto grado de ensuciamiento lo que impide su buen desempeño. Se restringió un poco mas el flujo de vapor de arrastre pero esto hizo caer el vacío a 16 in H₂O lo que es razonable ya que el eyector necesita un flujo mínimo de vapor para el arrastre de incondensables.

El vacío final que se logró fue de $-21,4$ in H₂O. Debido a las mejoras que condujo las restricciones que se realizaron y al asegurarse el no deterioro mecánico de los eyectores ni desajuste operacional se decidió con el supervisor de la planta dejar restringidas estas válvulas a las condiciones de la prueba.

3.6.1.2 Prueba de oxígeno en el condensado: El resultado de esta prueba fue de 40 ppb. que es un valor aceptable teniendo en cuenta que solo hay facilidad para la prueba en la descarga de la bomba, lo que implica posibles entradas de aire por las bridas de esta.

3.6.1.3 Retrolavado a los post-condensadores: La mejora en la presión de vacío se notó rápidamente al cambiar de 17.5 a 24 in H₂O. El incremento se debió al depresionamiento del sistema al operar adecuadamente estos post condensadores ya que con esta rutina se logra aumentar el área de transferencia y por tanto rapidez de condensación.

3.6.1.4 Prueba en Trampas de vapor: Se encontraron dos trampas que tenían escapes de vapor las cuales fueron enviadas al taller para su respectivo mantenimiento.

3.7.1 Desempeño del condensador

Los datos detallados en la tabla 13 fueron los tomados para realizar los cálculos de desempeño del condensador de vapor gastado, E512.

Variables de proceso	09-Dic-04	02-Abr-05	Datos simulacion*
Flujo total de agua de enfriamiento (gpm)	8730	9880	11800
Temeratura de entrada agua (°F)	87	91,5	90
Temperatura de salida agua (°F)	110	113	115
Presión de vacío (in H ₂ O)	20,5	20,5	26,5
Flujo de vapor consumido por las turbinas (LBH)	97288	98000	95000
Total numeros de tubos para transferencia	4060	4050	4050
% Desempeño	82,5	89,1	98,5

Tabla 13. Desempeño de condensador de vapor gastado

*Datos hallados con los cálculos de la simulación

Al aumentar el vacío la cantidad de vapor consumido por las turbinas disminuye y el desempeño del condensador aumenta; otro factor que se observó que influía en el desempeño del E512 es la temperatura de entrada del agua de enfriamiento ya que si aumenta, el desempeño del condensador disminuye, por tal razón debe ser monitoreada diariamente y en caso de pasar la ventana operativa 90°F se deben realizar los ajustes necesarios con el fin de garantizar la temperatura adecuada.

CONCLUSIONES

La metodología utilizada fue clave para el rápido desarrollo de los objetivos propuestos y para la determinación de fallas en equipos, no obstante se pudo realizar algunas actividades en paralelo lo que ayudó a encontrar algunos problemas en el sistema global que no se hubiesen podido detectar analizándolos como sistemas aislados (vapor y agua de enfriamiento).

El software de simulación INPLANT, es una herramienta práctica que permite un ajuste real de los datos de operación, proporcionando datos confiables, sin embargo para la buena interpretación de los resultados es importante analizarlos a partir de las restricciones consideradas y de las limitaciones propias del software.

En la actualidad la planta Cracking Orthoflow posee problemas de presionamiento en la red hidráulica de agua de enfriamiento y ensuciamiento de la caldereta de intercambio con Slurry (B520), lo que genera problemas específicos en el condensador de vapor gastado y la generación global de la planta respectivamente.

Durante el desarrollo metodológico se encontró que existen en la planta equipos críticos como lo son el condensador de vapor gastado, el sistema de vacío del condensador (eyectores y post condensadores) y las calderetas generadoras de vapor (E527 y B520). Es importante calcular el desempeño de estos equipos para así determinar cuando se les debe realizar mantenimiento y tener un control del sistema en general.

Las hojas de cálculo desarrolladas durante este trabajo son herramientas flexibles a cambios y adaptables a equipos que sean similares en funcionamiento y en diseño, para realizar tales cambios es necesario los datos de diseño y de operación normal del equipo.

RECOMENDACIONES

Es necesaria la instalación de un analizador de oxígeno a la salida de los gases de combustión para poder mantener la máxima temperatura posible en el regenerador (sin que haya post combustión) para así tener una mayor generación de vapor.

Para determinar y controlar la eficiencia de las calderetas es necesaria la instalación de medidores de temperatura y flujo en las corrientes de entrada de condensado.

La red de agua de enfriamiento de la Cracking Orthoflow se encuentra actualmente presionada lo que impide el suministro de este servicio al condensador de vapor gastado E512. La solución mas viable (según datos simulación) es la instalación de líneas de entrada y salida de agua de enfriamiento a este condensador e instalar platinas de orificio a los intercambiadores con mayor flujo.

Es indispensable realizar mensualmente retrolavado en los post condensadores para garantizar la limpieza interior de los tubos de este condensador que es un equipo clave en la sostenibilidad del vacío.

BIBLIOGRAFÍA

1. CASTRO MORA, Javier. Operación y Mantenimiento de Calderas. Universidad Nacional de Colombia, Santa fe de Bogotá, Octubre de 2002.
2. FLOREZ, Obed; Guillermo, Ivan. Manual del Departamento de Cracking. Gerencia Complejo Barrancabermeja. Barrancabermeja, Mayo de 2004.
3. FRANKLIN, Neil A. Gestión de Energía en Sistemas de Vapor. Asociación Regional de Empresas de Petróleo y Gas Natural en Latinoamérica y el Caribe. Febrero de 2000.
4. LASARTE VACÁRCEL, Carlos L. Inspección anual de Calderas. Combustión, Energía & Ambiente (CEA). Valencia, Venezuela.
5. LYNES, J.R.; Smith R.T. Ejector systems and provide troubleshooting experience with reference to case studies. Graham Corporation.
6. MONTAÑO, Jorge. Manual de Operación de Calderas. Empresa Colombiana de Petróleos. Barrancabermeja. Junio de 1995.
7. RUEDA, Pablo. Manual de Operaciones, Cracking Catalítico Fluidizado. Cracking Orthoflow. Empresa Colombiana de Petróleos. Barrancabermeja, Junio 2000.
8. TOSCHEM, Operación de Calderas. TOSCHEM de Colombia Ltda.
9. www.monografías.com

ANEXOS

ANEXO 1. PARÁMETROS ESTÁNDAR PARA LA MANIPULACIÓN DEL MEDIDOR DE FLUJO ULTRASÓNICO

SYSTEM

Energy option	:	Off
System units	:	English
Volumetric units	:	Gal/min
Units totalizator	:	Gal

PIPE

Transducer number:	112
Wedge Temp un put::	Fixed
Wedge Temp	: 120°F
Pipe material	: Steel carbón
Pipe OD	: Calculado según diámetro de cada tubería
Pipe Wall (SCH)	: Calculado según diámetro de cada tubería
Fluid type	: Water
Water Temperature:	Según T° de la tubería
Calibration factor	: 1
Number transverses:	2
Spacing Transducer :	Se tomo en centímetros

ANEXO 2. HOJAS DE CÁLCULO PARA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSADO DE VAPOR GASTADO.

1. Programa para el Cálculo de los Beneficios Adquiridos por el aumento en el Vacío

Con el fin de llevar un registro diario de los beneficios que se adquirirían por mejoras en el vacío se realizó una hoja de cálculo que determina el ahorro de vapor, beneficio por día y el porcentaje de cumplimiento con respecto a las metas para cumplir en el año.



The screenshot displays the 'BENEFICIO POR DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE VACIO' interface. It features a table with columns for 'C-501', 'C-551', and 'TOTAL'. The rows represent different parameters: 'FLUJO (LBH)', 'PRESIÓN (PSI)', 'TEMP. (°F)', and 'VACÍO (In Hg)'. The values for C-501 are 58000, 410,0, 670,0, and 22,0 respectively. The values for C-551 are 30000, 380,0, 650,0, and 22,0. The total value for 'FLUJO' is 88000,0. There are also buttons for 'Activar WinSteam' and 'Guardar Historico'.

	C-501	C-551	TOTAL
FLUJO (LBH)	58000	30000	88000,0
PRESIÓN (PSI)	410,0	380,0	
TEMP. (°F)	670,0	650,0	
VACÍO (In Hg)	22,0	22,0	

Estos cálculos son realizados en el programa WINSTEAM que es un software estándar de la Refinería para determinar el beneficio por desempeño en los sistemas de vacío, por tal razón se necesita tener este programa en el disco duro del computador. Este software solo funciona cuando se esta conectado a la red de la empresa. Una vez instalada esta carpeta se deben seguir los siguientes pasos para la ejecución del programa:

1. Teclear el botón de activación del programa winsteam **Activar Winsteam**
2. Introducir los datos de **Flujo, Presión y Temperatura** de las turbinas de los compresores NC-501 y NC-551 y el **vacío** del condensador de vapor gastado E512.
3. Presionar la tecla **Guardar** para guardar un histórico de estos datos.

2. Hoja de Cálculo para determinar el Desempeño del condensador de vapor gastado

ANEXO 3. NORMA ASME PTC 12.2-1998, PARA CÁLCULO DE DESEMPEÑO DE CONDENSADORES DE VAPOR GASTADO.

1. *CARGA TERMICA DEL CONDENSADOR.* La carga térmica del condensador se determina a las condiciones de ensayo como se muestra a continuación:

$Q = w \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$
W = LB/H de agua de enfriamiento
C_p = Calor específico del agua a temperatura promedio entre T_1 y T_2 (BTU/lb-°F)
T_2 = Temperatura salida del agua de enfriamiento (°F)
T_1 = Temperatura entrada agua de enfriamiento (°F)
Q = Carga térmica (BTU/hora)

2. *COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.* Se determina de la siguiente manera a las condiciones de ensayo:

$U = Q / (A_0 \cdot \text{LMTD})$
Q = Carga térmica BTU/hora
A_0 = Area superficial exterior de los tubos (ft ²)
LMTD = Diferencia de temperatura logarítmica media entre el vapor y el agua de enfriamiento (°F).
U = Coeficiente Global de Transferencia de Calor (BTU/hora-pie ² -°F)

La diferencia logarítmica media se determina a partir de:

LMTD= $(T_2-T_1)/ \ln (T_s-T_1/T_s-T_2)$
T ₂ = Temperatura salida del agua de enfriamiento (°F)
T ₁ = Temperatura entrada agua de enfriamiento (°F)
T _s = Temperatura de saturación a la presión del vapor exhosto de la turbina (°F)
LMTD = Diferencia de temperatura logarítmica media entre el vapor y el agua de enfriamiento (°F).

Para efectuar la revisión de resistencias a la transferencia de calor a las condiciones de ensayo, se emplean las siguientes ecuaciones:

3. RESISTENCIA DE LA PARED DEL TUBO A LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se determina empleando la siguiente ecuación:

$R_m = (d_o / 24 * k_m) * \ln (d_o / d_i)$
R _m = Resistencia de la pared del tubo hora-pie ² -°F/Btu
d _o = Diámetro exterior de los tubos (pulgadas)
d _i = Diámetro interno de los tubos (pulgadas)
k _m = Conductividad térmica del material de los tubos (Btu/h-pie ² -°F)

4. RESISTENCIA LADO TUBOS. El código ASME PTC 12.2 –1998 se basa en Rabas y Cane para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado tubos. La resistencia del lado tubos a la transferencia de calor se calcula como:

$$R_t = 0.0451 * (u^{0.373} / (k^{0.538} * \rho^{0.835} * C_p^{0.462})) * d_t^{0.165} / V^{0.835},$$

R_t = Resistencia lado tubos (hr-ft²-°F/Btu)

u = Viscosidad del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (lb/ft-hr)

ρ = Densidad del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (lb/ft³)

C_p = Calor específico del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (Btu/Lb-°F)

d_t = Diámetro interno de los tubos (pulgadas)

V = Velocidad del fluido circulante por tubos y se calcula como:

$V = W / (3600 * \rho * A)$ en ft/seg, en donde: A = Area superficial exterior del lado tubos (ft²)

5. RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO. El cálculo riguroso de la resistencia por ensuciamiento implica medir la temperatura de salida de sets de 2 tubos adyacentes en el condensador. Uno de los tubos de cada set permanece sucio mientras el tubo vecino ha sido limpiado o reemplazado por un nuevo tubo. El número de pares de tubos seleccionados para el ensayo de ensuciamiento debe ser un par de tubos por cada 2000 tubos por haz de tubos, pero no menos de 4 pares o más de 16 pares por haz. Para este cálculo riguroso se deberían tener sensores de temperatura a la salida de cada uno de los tubos de tal forma que se garantice que la obstrucción en el tubo sea la mínima. Con el número de pares identificados, estos pares se localizan en los centroides de sectores de igual número de tubos en el haz. No se recomienda colocar pares de tubos en las tres primeras filas de tubos de la periferia del haz.

Considerando los requerimientos de instalación de sensores en los pares de tubos determinados, el cálculo de la resistencia por ensuciamiento se hará con el factor de limpieza de diseño, así:

$R_f = (1-C_f)/ U$
R_f = Resistencia por ensuciamiento (hr-ft ² -°F/Btu)
C_f = Factor de limpieza de diseño
U = Coeficiente Global de Transferencia de Calor a las condiciones del ensayo (BTU/hora-pie ² -°F)

6. *RESISTENCIA LADO CASCO*. La resistencia por lado casco a las condiciones de ensayo se determina por:

$R_{se} = (1/U) - R_m - R_t (d_o/d_i) - R_f$
U = Coeficiente Global de Transferencia de Calor (BTU/hora-pie ² -°F)
R_m = Resistencia de la pared del tubo hora-pie ² -°F/Btu
d_o = Diámetro exterior de los tubos (pulgadas)
d_i = Diámetro interno de los tubos (pulgadas)
R_t = Resistencia lado tubos (hr-ft ² -°F/Btu)
R_f = Resistencia por ensuciamiento (hr-ft ² -°F/Btu)

Una vez calculadas las resistencias a la transferencia de calor a las condiciones de ensayo, se calcula la resistencia por el lado tubos y por el lado casco a las condiciones de diseño.

La resistencia de la pared del tubo a la transferencia de calor es constante y depende sólo del espesor de pared del tubo y del material; por lo tanto esta resistencia es la misma a condiciones de ensayo y a condiciones de diseño.

7. *RESISTENCIA LADO TUBOS A CONDICION DE DISEÑO*: Para el cálculo de la resistencia por el lado tubos aplica la siguiente expresión con la determinación de las propiedades físicas a la condición de diseño:

$R_{td} = 0.0451 * (u^{0.373} / (k^{0.538} * \rho^{0.835} * C_p^{0.462})) * d_t^{0.165} / V^{0.835}$
<p>R_{td} = Resistencia lado tubos (hr-ft²-°F/Btu)</p> <p>u = Viscosidad del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (lb/ft-hr)</p> <p>ρ = Densidad del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (lb/ft³)</p> <p>C_p = Calor específico del fluido circulante por tubos a temperatura promedio (Btu/Lb-°F)</p> <p>d_t = Diámetro interno de los tubos (pulgadas)</p> <p>V = Velocidad del fluido circulante por tubos y se calcula como: $V = W / (3600 * \rho * A)$ en ft/seg, en donde: A = Area superficial exterior del lado tubos (ft²)</p>

8. *RESISTENCIA LADO CASCO A CONDICIONES DE DISEÑO*. Para su cálculo se requiere determinar:

Temperatura de película del condensado a la condición de diseño:

$T_{pc} = T_s - 0.2 \times \text{LMTD}$
<p>T_{pc} = Temperatura de película del condensado °F</p> <p>LMTD = Diferencia de temperatura logarítmica media °F</p> <p>T_s = Temperatura de saturación a la presión del condensador en tablas de vapor. °F</p>

Temperatura de película del condensado a la condición de ensayo: Aplica la ecuación anteriormente mencionada a las condiciones de ensayo.

La siguiente expresión determina la resistencia lado casco en donde (viscosidad), K (conductividad térmica), (Densidad) son las propiedades físicas a las temperaturas de diseño y ensayo:

$R_{sd} = R_{se} \times (w_{se}/w_{sd})^{1/3} \times (u_{fe}/u_{fd})^{1/3} \times (k_{fd}/k_{fe}) \times (p_{fd}/p_{fe})^{2/3}$
<p>R_{se} = Resistencia lado casco a condiciones de ensayo hr-ft²-°F/Btu</p> <p>w_{se} = Flujo de condensación a condiciones de ensayo (lb/h)</p> <p>w_{sd} = Flujo de condensación a condiciones de diseño (lb/hr)</p> <p>u_{fe} = Viscosidad del condensado a temperatura de película a condiciones de ensayo (lb/ft-hr)</p> <p>u_{fd} = Viscosidad del condensado a temperatura de película a condiciones de diseño (lb/ft-hr)</p> <p>k_{fd} = Conductividad térmica a temperatura de película a condiciones de diseño (Btu/ hr-ft²-°F)</p> <p>k_{fe} = Conductividad térmica a temperatura de película a condiciones de ensayo (Btu/ hr-ft²-°F)</p> <p>p_{fd} = Densidad del condensado a temperatura de película a condiciones de diseño (lb/ft³)</p> <p>p_{fe} = Densidad del condensado a temperatura de película a condiciones de ensayo (lb/ft³)</p> <p>R_{sd} = Resistencia lado casco a condiciones de diseño (hr- ft²-°F/Btu)</p>

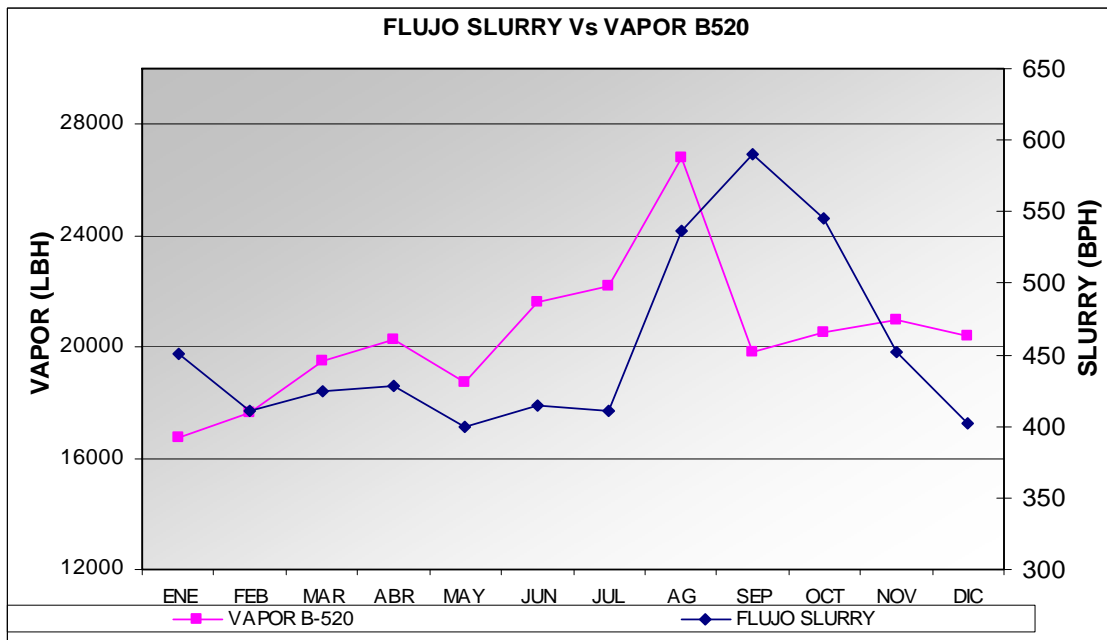
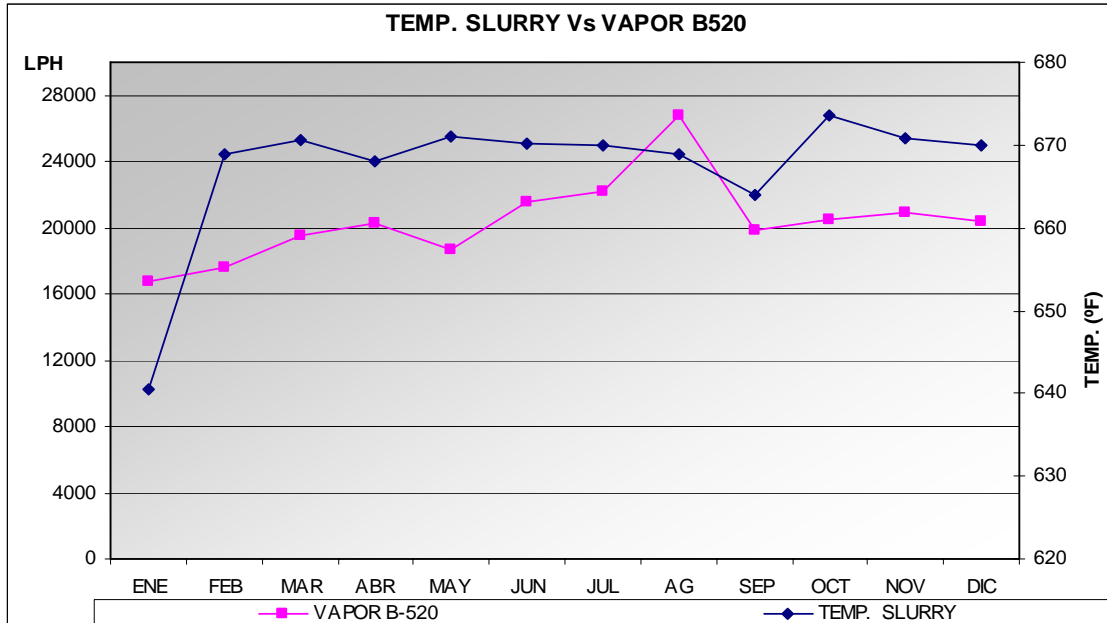
9. *COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A CONDICIONES DE DISEÑO.* Se determina empleando la siguiente expresión:

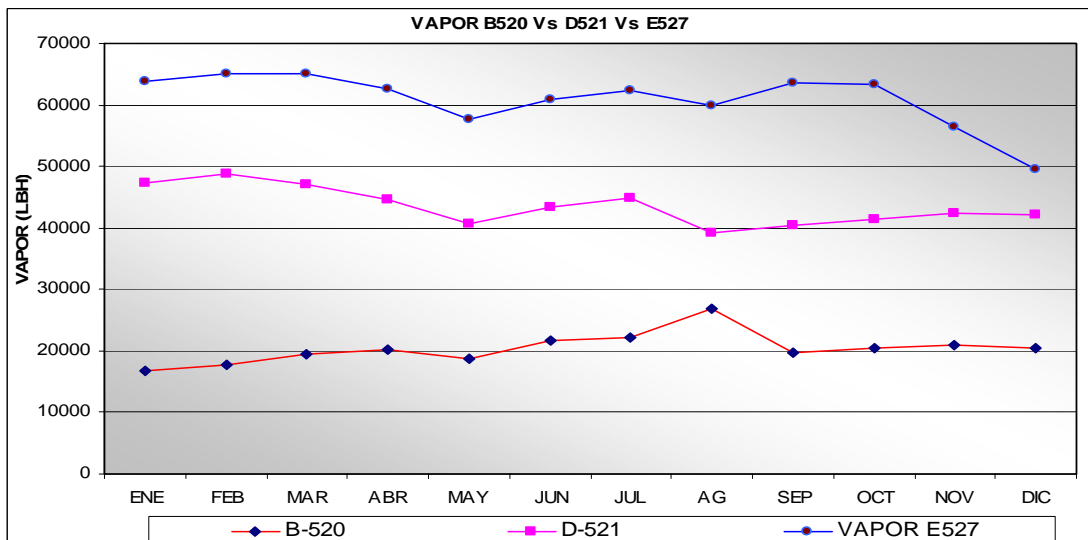
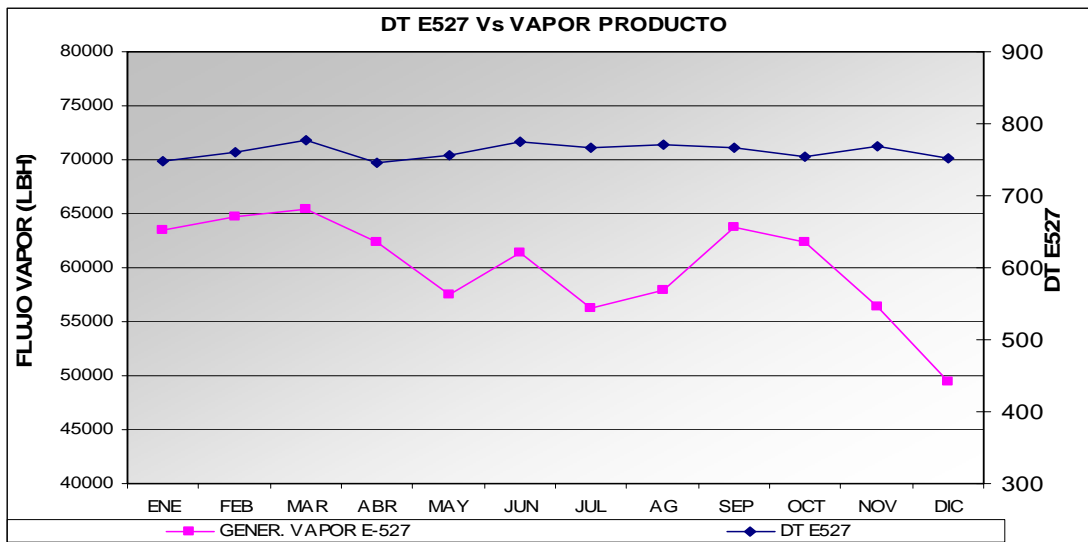
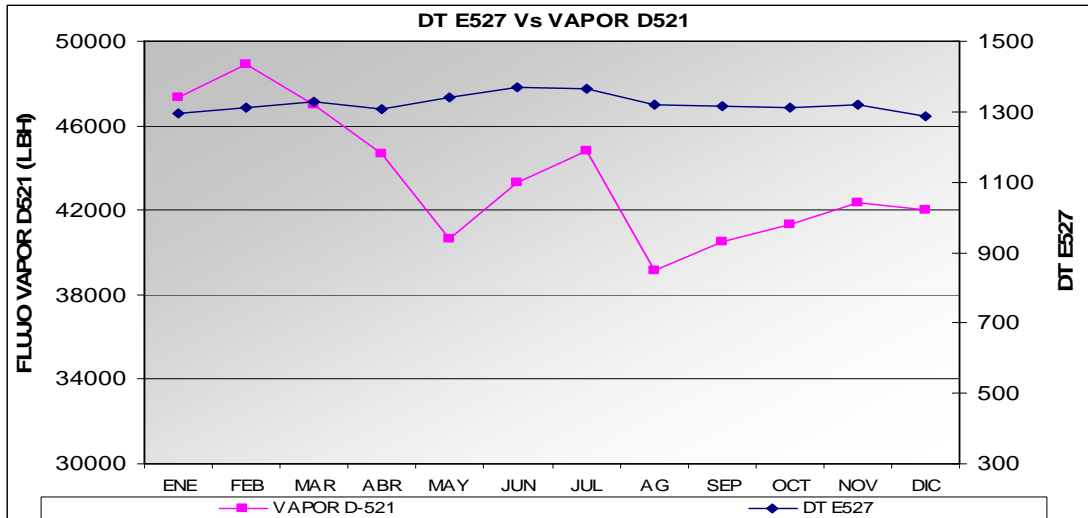
$U_d = 1 / (R_m + R_{td} \times (d_o/d_i) + R_f + R_{sd})$
<p>U_d = Coeficiente global de transferencia de calor a condiciones de diseño (Btu/ hr-ft²-°F)</p> <p>R_m = Resistencia de la pared del tubo (hr-ft²-°F/Btu)</p> <p>R_{td} = Resistencia lado tubos a condiciones de diseño (hr-ft²-°F/Btu)</p> <p>d_o = Diámetro exterior de los tubos (pulgadas)</p> <p>d_i = Diámetro interno de los tubos (pulgadas)</p> <p>R_f = Resistencia a la transferencia de calor por ensuciamiento (hr-ft²-°F/Btu)</p> <p>R_{sd} = Resistencia lado casco a condiciones de diseño (hr- ft²-°F/Btu)</p>

10. *DESEMPEÑO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE:* El desempeño de un condensador de superficie se define como:

% Desempeño = (U/U_d) X 100
<p>U = Coeficiente global de transferencia de calor a las condiciones de ensayo (Btu/ hr-ft²-°F)</p> <p>U_d = Coeficiente global de transferencia de calor a las condiciones de diseño (Btu/ hr-ft²-°F)</p>

ANEXO 4. COMPARACIÓN DE VARIABLES DE OPERACIÓN EN LA GENERACIÓN DE VAPOR DE LA CRACKING ORTHOFLOW





ANEXO 5. DATOS CALCULADOS MEDIANTE SENSIBILIDAD HIDRÁULICA DE LA RED DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LA CRACKING ORTHOFLOW.

IDENT.	CASO BASE	Qdes	CASO 1		CASO 2		CASO 3	CASO 4		CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12		CASO 13	
	Qactual	Q(gpm)	Q(gpm)	Dplatina	Q(gpm)	Dplatina	Q(gpm)	Q(gpm)	Dplatina	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Q(gpm)	Dplatina	Q(gpm)	Dplatina
E-525	601	400	596	411	2,6		399	2,5	404	405	404	408	406	405	404	403	2,5			
E-524	385	380-400	278	388	4,8		429	4,3	481	483	405	513	511	499	494	428	4			
E-506	1347	1150	1085	1145	7,7		1233	7	1366	1372	1385	1450	1442	1414	1402	1377	7			
E-528	472	450	374	440	4,8		463	4,3	511	513	518	540	537	528	524	477	4,1			
E-505 D	2727,1	2000	2679	2063	6,5		2050	6,3	2097	2099	2105	2125	2120	2113	2111	2053	6,2			
E-505 C																				
E-505 B	2935,45	2000	2890	2053	6,2		20021	6	2060	2064	2068	2086	2084	2075	2074	2067	6			
E-505 A																				
E-564	738	830	694	1011			1011		571	336	184	656	530	621	620	875				
E-566	133	120	130	152			152		123	113	109	128	121	126	126	142				
E-574	720	750	716	764			764		697	675	666	711	693	706	703	740				
E-575 B	405,75	302-400	405	422			422		400	393	390	403	400	402	402	414				
E-575 A																				
E-554 A	1519	1500	1501	1487	7,6		1546	7,5	1572	1573	1577	1589	1588	1564	1582	1591	7,5			
E-554B	1135	1100	1083	1101	6,7		1165	6,6	1208	1210	1215	1231	1228	1224	1221	1188	6,5			
E-555	258	200	247	213	2,5		217	2,4	225	226	226	229	230	228	227	225	2,4			
E-512Occ	4336	5900	5048	4732			5137		6087	6206	6321	5923	6059	5571	5588	6014				
E-512Ori	4340		5081	4757				5183		6144	6364	6424	6065	6150	5638	5656	6103			
E-557 B	302,99	250	294	271			292		303	303	306	308	308	307	306	303				
E-557 A																				
E-544	2275					2105												2003	8,9	
E-594	2310					1590												1590	8,2	
E-544 A	1519					1650												1787	9,5	
E-551 B	1102					1250												726	4	
E-551 A	1102																			
E-561 B	2600					2780												2257	8,7	
E-561 A	2600																			
E-559 A	728					955												980		
E-570 B	1042					1050												910	5,2	
E-570 A	1042																			